

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

**Механіко-машинобудівний інститут**

**Кафедра «Інтегровані технології машинобудування»**

«На правах рукопису»  
УДК 621.951.45

«До захисту допущено»

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

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**Магістерська дисертація  
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему: Інструмент підвищеної жорсткості для розточення глибоких отворів

Виконав студент 6 курсу, групи МІ-71мп

Ковтун Роман Олегович

\_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник проф., д.т.н., проф. Майборода В.С.

\_\_\_\_\_ (підпис)

Консультант \_\_\_\_\_

(назва розділу)

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

\_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент доцент, к.т.н. Медведев В.В.

\_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.  
Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2018 року

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

Інститут (факультет) ) Механіко-машинобудівний

Кафедра «Інтегровані технології машинобудування»

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність 8.05050302 Інструментальне виробництво

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ В.А.Пасічник

(підпис)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ****на магістерську дисертацію студенту**

Ковтуну Роману Олеговичу

1. Тема дисертації

Інструмент підвищеної жорсткості для розточення глибоких отворів,

науковий керівник дисертації Майборода Віктор Станіславович проф. д.т.н,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

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

3. Об'єкт дослідження

Інструмент підвищеної жорсткості для боротьби з вібраціями

4. Предмет дослідження

Процес гасіння вібрацій під час розточення глибоких отворів

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

Аналіз стану питання, аналіз існуючого ринку вібростійких оправок.

Розрахунок геометрії різальної частини та рекомендованих режимів різання.

Проведення експериментів та проектування оправки.

## 6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу

Титульний слайд, вступ, основні типи вібрацій, методи усунення вібрації, розрахунок частот власних коливань, експерименти, конструкція

7. Орієнтовний перелік публікацій \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_

## 8. Консультанти розділів дисертації\*

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

9. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

## Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Аналіз стану питання	1.11.2017	
2.	Розрахунки та конструкція	25.05.2018	
3.	Експериментальні дослідження	26.10.2018	
4.	StartUp проект	1.12.2018	

Студент \_\_\_\_\_  
 (підпис)

Ковтун Р.О.

Науковий керівник дисертації \_\_\_\_\_  
 (підпис)

д.т.н, проф. Майборода В.С.

\_\_\_\_\_

## Анотація

Дисертація на здобуття наукового ступеня магістра за спеціальністю 133 – галузеве машинобудування – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського». – Київ, 2018.

На основі аналізу проведеного дослідження впливу демпферного елемента, режимів різання та геометрії інструменту було запропоновано конструкцію вібростійкої оправки та оптимальні режими різання, що дало позитивний результат при розточуванні глибоких отворів.

**Ключові слова:** вібрації, автоколивання, демпфер, розточка отворів, вібростійкість.

## Зміст

Вступ.....	7
1. Автоколювання та методи боротьби з ними .....	9
1.1. Причини виникнення вібрацій.....	6
1.2. Явища автоколювань.....	12
1.3. Засоби боротьби .....	22
2. Конструювання інструменту.....	34
2.1. Розрахунок власних частот колювань.....	34
2.2. Опис конструкції.....	42
2.2.1 Конструкція державки.....	42
2.2.2 Конструкція різця.....	43
2.2.3 Збірна конструкція.....	43
3. Експериментальні дослідження.....	45
3.1. Експериментальне знаходження власних частот колювання.....	46
Висновки.....	59
3.2. Експериментальне випробування різця.....	59
Висновки.....	65
3.3 Промислові випробування.....	65
Висновки.....	68
4. StartUp проект .....	69
4.1 Опис ідеї проекту.....	69
4.2 Технологічний аудит ідеї проекту.....	71
4.3 Аналіз ринкових можливостей запуску StartUp проекту.....	72
4.4 Розроблення ринкової стратегії проекту.....	78

4.5 Розроблення маркетингової програми StarUp проекту.....	79
Загальні висновки.....	82
Література.....	83

## ВСТУП.

**Актуальність дослідження.** В сучасному машинобудуванні, а зокрема в процесі токарної обробки конструкцій з глибокими отворами, однією з актуальних проблем є виникнення вібрацій. Вібрації, які виникають під час різання значно ускладнюють обробку деталі. На сучасний день використовують антивібраційні оправки, але не завжди вони дають змогу отримати бажаний результат якості обробки. Це зумовлено такими факторами як: недостатня жорсткість конструкції, та як наслідок недостатній рівень гасіння вібрацій; габарити антивібраційних оправок унеможливають обробку деяких сегментів конструкцій; проблеми подачі СОЖ безпосередньо у зону різання та проблема відводу стружки. Все це призводить до зниження якості та шорсткості оброблюваної поверхні. Як наслідок виникає потреба у спеціальному інструменті, який забезпечує необхідний рівень вібростійкості.

Одним з шляхів підвищення якості оброблення глибоких отворів є розроблення вібростійкої оправки підвищеної жорсткості, з демферуючим елементом, вдосконалення системи подачі СОЖ у зону різання, та затвердження рекомендованих режимів різання. шляхом проектування в середях 3D моделювання, виготовлення зразку.

Розточка глибоких отворів виконується в рамках господарчого договору з ПрАТ «КЦКБА» з метою підвищення якості їх виготовлення в деталі «Корпус» із сталі 07X16H4Б ГОСТ 5632-72 твердістю 226-262НВ.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Магістерська дисертація виконана на кафедрі інтегрованих технологій машинобудування в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут» у відповідності з тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України.

**Мета та задачі дослідження.** Метою дослідження є підвищення якості та шорсткості оброблюваної поверхні при розточуванні глибоких отворів підвищеної жорсткості за рахунок виготовлення вібростійкої оправки. Для досягнення мети було поставлено наступні задачі: 1. Аналіз стану питання,

аналіз існуючого ринку вібростійких оправок. 2. Проектування вібростійкої оправки, розрахунок геометрії різальної частини та розрахунок рекомендованих режимів різання 3. Розробка, проектування.

**Предмет дослідження** – процес гасіння вібрацій під час розточення отворів, та техніка мінімального змащування(СОЖ). .

**Методи дослідження.** Виконані дослідження базуються на методах теорії різання матеріалів, теорії формоутворення та математичного моделювання.

**Практичне значення отриманих результатів.** На основі аналізу та проектування було здійснено практичне втілення вібростійкої оправки, що дозволяє значно підвищити якість та шорсткість поверхні при розточуванні глибоких отворів. Що дає змогу запровадити виріб на підприємстві «КЦКБА».

**Структура дисертації.** Магістерська дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури із найменувань. Загальний обсяг магістерської дисертації –сторінок, з них сторінок основного друкованого тексту, ілюстрованого рисунками і таблицями.



## 1. АВТОКОЛИВАННЯ ТА МЕТОДИ БОРОДЬБИ З НИМИ

### 1.1 Причини виникнення вібрацій.

У сучасному машинобудуванні актуальною проблемою механічної обробки, що має велике практичне значення, є коливання системи верстат-інструмент-деталь. Вібраційні явища можуть впливати на якість поверхні, збільшувати інтенсивність зносу інструменту і, нарешті, бути причиною виникнення звуку високої частоти. Збільшення інтенсивності зносу може бути наслідком динамічної взаємодії інструменту і деталі, а також коливання температур на контактних поверхнях.

Аналіз процесів, пов'язаних з вібрацією при обробці різанням, є досить складним завданням. Металорізальний верстат, ріжучий інструмент і оброблювана деталь – це система, яка має велике число ступенів свободи. Навіть коли система скорочується до невеликого числа основних елементів, залишаються складні проблеми в оцінці її збуджуючих і демпфуючих властивостей.

Процесу різання притаманні зміни сили різання, що призводить до вимушених коливань. У деяких умовах вібрація може змінити процес різання таким чином, що забезпечується додаткова енергія для її збереження (режим самозбудження, відповідний автоколивальному процесу).

Вібрації викликають відносно переміщення різця і заготовки. Напрямок цього руху буде залежати від віброуючих елементів даної системи.

При точінні в динамічних умовах можливі наступні різновиди вібрацій:

1. Вібрації державки різця:
  - а) у вертикальній площині;
  - б) в горизонтальній площині.
2. Вібрації різцетримача або супорта в вертикальній площині:
  - а) паралельно напрямку подачі;
  - б) перпендикулярно напрямку подачі.
3. Вібрація заготовки між центрами:
  - а) у вертикальній площині;

б) в горизонтальній площині.

4. Крутильні коливання заготовки навколо своєї осі.

5. Крутильні коливання шпинделя.

6. Вібрації станини токарного верстата:

а) у вертикальній площині;

б) в горизонтальній площині.

7. Вібрації передньої або задньої бабки:

а) у вертикальній площині;

б) в горизонтальній площині.

Таким чином, заготовка може переміщатися майже в будь-якому напрямку щодо різця. При вібрації можуть бути відхилення:

1) швидкості різання (т.е. окружної швидкості заготовки щодо різця); 2) подачі; 3) радіальної глибини зрізаємого шару; 4) нахилу граней різця до поверхні заготовки (т. е. відхилення передніх і задніх кутів і кутів нахилу ріжучої кромки).

З теорії процесу різання в стані сталого режиму відомо, що будь-які з цих відхилень можуть сприяти зміні сил, що діють на вершину різця. В залежності від напрямку і фази відхилень діючі сили можуть або гасити, або збуджувати вібрацію.

Система, виведена імпульсом сили з рівноваги, зазвичай вібує з загасанням коливань. Однак, якщо зміни сил різання значні і протистоять демпфуючому ефекту, то вони можуть викликати зростання амплітуди вібрації; встановлюється рівновага демпфуючих і збуджуючих сил. Вібрація, що виникає в такому випадку, називається самозбуджувана.

Відмінною рисою вібрацій в процесі різання є їх комплексність. Вібрація, яка виникає в будь-якому одному напрямку, може привести до зміни умов різання. Це, в свою чергу, призводить до зміни сил не тільки в напрямку вібрації, але також і в напрямках, ортогональних до неї.

Отже, спільно можуть поєднуватися кілька видів коливань. Ця обставина може посилювати ефект самозбуджуваної вібрації (автоколивань).

У багатьох випадках різець рухається по поверхнях, які були раніше вже оброблені цим різцем. Якщо вібрація виникла при попередньому робочому ході, то оброблена поверхня буде хвилеподібною, що викличе зміну сили різання. Залежно від фазового співвідношення може відбутися збільшення хвилястості поверхні. Кілька наступних робочих ходів можуть викликати збільшення вібрації.

Такий різновид вібрації називається регенеративною.

При механічній обробці спостерігається чотири основні типи вібрації (коливань).

1. Вільна вібрація (власні коливання) системи виникає внаслідок будь-яких ударних впливів. Ця вібрація буде затухати внаслідок демпфуючої дії верстата.

2. Вимушені коливання, що збуджуються від стороннього джерела, а не від процесу різання. Ці коливання можуть виникати внаслідок дисбалансу приводу верстата або під дією якогось зовнішнього динамічного навантаження. Такі коливання зазвичай не досягають резонансної частоти системи верстат-інструмент - заготовка.

3. Вимушені коливання, що збуджуються під час процесу різання. Процес різання має властиву йому періодичність, яка призводить до вимушених коливань (наприклад, процес утворення переривчастої елементної стружки). Вібрація зазвичай не досягає резонансної частоти.

4. Самозбуджувана вібрація (автоколивання). Явище, при якому вібраційний рух, що виникає в процесі різання, створює енергію для збереження вібрації. Це явище може розглядатися як негативне демпфірування.

Фактори, які можуть викликати вібрацію ріжучого інструмента, зазначив Ф. Тейлор. Він припустив, що вібрація виникає внаслідок зміни сили, створюваної періодичним сколюванням стружки, і в подальшому багато дослідників підтримували його точку зору. Питання про те, чи є коливання в процесі різання результатом збуджуючої дії сил, або ж процес різання сам по собі має природну періодичність, не знайшов однозначного рішення. В останньому випадку очікувалося б вимірювання сил навіть при нескінченно жорсткій системі верстат-

інструмент-заготовка. Однак перевірити це припущення шляхом експериментів з абсолютно нерухомими елементами системи не є можливим.

Вплив утворення наросту. Утворення наросту на ріжучій кромці може являти собою періодичний процес, який збуджує вібрації незалежно від власних частот системи. Працюючи на токарному верстаті з порівняно високою власною частотою коливань, І. С. Штейнберг зауважив, що частота вібрацій, виміряна осцилографом, записуючим силу на різці, була по суті такою ж, як і частота руйнування наросту на ріжучій кромці (визначена шляхом підрахунку кількості частинок наросту, яких віднесло стружкою). Власні частоти системи були значно вище в порівнянні з цими частотами. У зв'язку з цим В. Д. Кузнецов припускав, що руйнування наросту регулюється силою тертя між різцем і наростом, а також силами, прикладеними з боку стружки і заготовки до наросту. Для будь-яких заданих умов існуватиме певний критичний розмір наросту. Подальше збільшення наросту призводить до його зриву. [1]

## 1.2 Явище автоколивань.

Найбільші труднощі при обробці різанням жароміцних і нержавіючих сталей і сплавів викликають самозбудні коливання - автоколивання. Відмінною особливістю вібрацій цього виду є відсутність зовнішньої періодичної сили, що обурює коливальний процес. Частота вібрацій при цьому, як правило, не залежить від режимів різання, геометрії інструменту и дорівнює власній частоті системи.

Сутність виникнення автоколивань при обробці різанням можна пояснити, розділивши систему ВПД на наступні складові частини (рис.1):

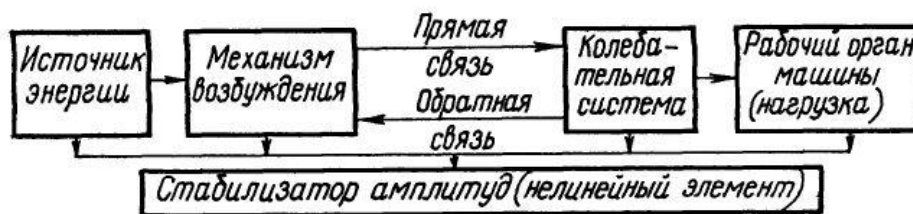


Рис.1 Складові частини системи ВПД

1) джерело енергії - при обробці на металорізальних верстатах їм є електродвигун;

2) механізм збудження, тобто механізм, збуджуючий коливання в основній коливальній системі шляхом перетворення постійної в часі енергії зовнішнього впливу, т. е. приводу верстата, в енергію коливального руху;

3) коливальна система тобто основна система, окремі елементи якої здійснюють коливальні рухи; параметри цієї системи - жорсткість, опір і маса - визначають частоту автоколивань. При обробці різанням такою системою є система інструмент - оброблювана деталь і пов'язані з ними вузли верстата і пристосування.

Останні два елементи автоколивальної системи-механізм збудження і коливальна система-знаходяться між собою в тісній взаємодії. З одного боку, механізм збудження генерує коливання в основній коливальній системі, перетворюючи енергію джерела енергії, постійну в часі, в періодичну, тобто направляючи її в коливальну систему виділеними порціями. Такий зв'язок між джерелом енергії і коливальною системою, здійснювану механізмом збудження, називають прямим зв'язком. З іншого боку, коливальна система управляє роботою цього механізму збудження, задаючи частоту і величину надходження цих порцій енергії, в залежності від власних параметрів: жорсткості, опору і маси. Такий зв'язок називається зворотним зв'язком;

4) стабілізатор амплітуд. При роботі будь-якої реальної системи енергія коливань постійно розсіюється через неминучі втрати. Спад енергії постійно поповнюється джерелом, від якого відома порція енергії за кожен період подається в коливальну систему. Отже, установлені, тобто постійні по амплітуді, коливання можливі тільки в тому випадку, коли надходження енергії  $U_{вх}$  від джерела за якийсь період дорівнює витраті енергії  $U_{расх}$  за той же самий час (рис.2).

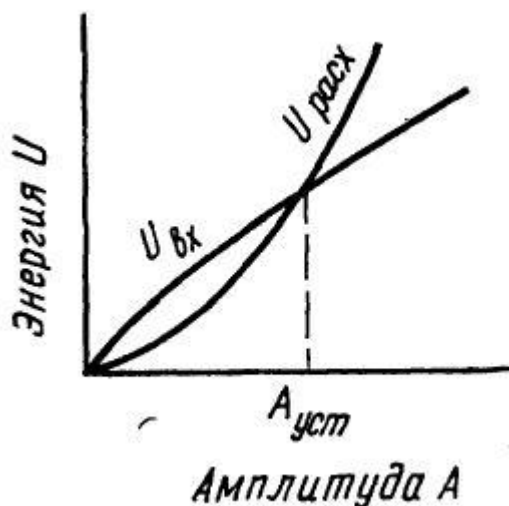


Рис.2 Умова балансу енергії

Ця умова балансу енергії і є умова існування сталих автоколивань при різанні. Значення амплітуди  $A_{уст}$ , відповідне рівності  $U_{вх} = U_{расх}$ , є сталим, тобто будь-яке, випадково викликане відхилення системи від цього значення амплітуди веде до її повернення в стан енергетичної рівноваги. Дійсно, зменшення амплітуди менше значення  $A_{уст}$ , дає  $U_{вх} > U_{расх}$ , що веде до наростання амплітуди. У разі  $A > A_{уст}$  виходить  $U_{расх} > U_{вх}$ , що супроводжується зниженням амплітуди.

Коливальна система може мати енергетичну характеристику, представлену на рис.3, в цьому випадку безвібраційна робота є точкою динамічної рівноваги системи, тобто  $A_{уст1} = 0$ .

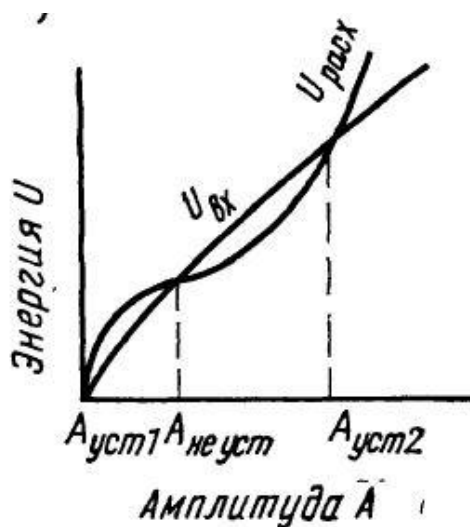


Рис.3 Енергетична характеристика коливальної системи.

Така система може дати «жорстке» самозбудження автоколивань. Це станеться в тому випадку, якщо будь-яким поштовхом будуть викликані коливання з амплітудою  $A > A_{\text{неуст}}$  тоді  $U_{\text{вх}} > U_{\text{расх}}$  і амплітуда зросте до значення  $A_{\text{уст}2}$ , яке буде стійке. Навпаки, обурення коливань системи, має енергетичну характеристику по рис.3, називається «м'яким». У цьому випадку відсутність вібрацій системи є її нестійким станом, тобто будь-який випадковий поштовх призведе до виникнення стійких автоколивань.

Відзначимо ще одну умову, характерну для виникнення автоколивань при різанні. Якби система ВПД була лінійною, то як втрати енергії, так і її надходження росли б по однаковим законам, а саме пропорційно квадрату амплітуди, тобто графіки залежності  $U = f(A)$  були б представлені двома параболою, які проходять через початок координат, але ніде більше не пересікаються. В цьому випадку система або взагалі не самозбуджується, або м'яко самозбуджується, але з безмежним зростанням амплітуд. Звідси випливає, що режим встановлених автоколивань з кінцевою амплітудою можливий тільки в нелінійній системі. Стабілізатор амплітуд, тобто нелінійний елемент, може бути в будь-якій ланці, що становить автоколивальну систему: в навантаженні, власно коливальній системі, механізмі збудження або джерелі енергії. У ряді реальних машин він може бути одночасно відразу в декількох з них, тобто нелінійними властивостями може володіти будь-яка з ланок системи. Тут основне значення має не лінійність одного з них. У зв'язку з цим треба відзначити, що коливання системи ВПД при різанні завжди є нелінійними. Це обумовлено нелінійними залежностями сили різання, по-перше від величини подачі. Крім цього, істотну не лінійність системи при механічній обробці дають також зазори і стикові деформації верстатів і пристосувань

Умовами виникнення автоколивань при обробці різанням є:

- а) наявність в системі ВПД фізичного явища, що створює механізм збудження коливань (джерело енергії, коливальна система і стабілізатор амплітуд завжди є);
- б) певне співвідношення між обурувальними силами, які створюються механізмом збудження в процесі різання, і характеристиками самої системи

(жорсткість, опір і маса). Воно повинно бути таким, щоб при деяких деформаціях системи, робота сил обурення перевищувала роботу, що витрачається системою. Якщо ця залежність в системі спостерігається починаючи з малих амплітуд (положення рівноваги), то система володіє м'яким самозбудженням (рис.2), якщо тільки з певної величини, то самозбудження буде жорстким (рис.3). Величина встановленої амплітуди автоколивань в обох випадках буде визначена рівністю вказаних вище робіт. В даний час встановлено велике число фізичних явищ, що створюють в системі ВПД механізм збудження коливань і зумовлюють виникнення автоколивань. Всі відомі фізичні явища, здатні створювати первинне збудження автоколивального процесу, можуть бути поділені на три групи: явища, викликані власне процесом різання; специфічними властивостями пружної системи ВПД і спільною взаємодією факторів, що визначають процес різання і пружні властивості системи [3].

До фізичних явищ, обумовленими процесом різання, відносяться:

- а) специфічність протікання пластичного деформування, а саме: запізнення зміни сили відносно малого переміщення [4, 5], особливості утворення застійної зони і наросту на різці [5], неоднакове зміцнення металу [6] і зміна положення площини зсуву при коливаннях [7];
- б) падіння величини сили різання з підвищенням швидкості різання на певному діапазоні [8, 9, 5];
- в) залежність сили різання від швидкості радіального коливального руху і її напрямок (врізання, відхід) [6];
- г) особливості протікання процесу тертя робочих поверхонь інструменту о поверхню оброблюваної заготовки і стружку;
- д) специфіка процесу різання як одного з видів пластичної деформації при малих швидкостях різання [10].

До фізичних явищ, обумовленими специфічними характеристиками пружної системи ВПД, відносяться:



а) падіння величини сили тертя в окремих дотичних парах системи з зростанням швидкості відносного ковзання [4, 5] : б) внутрішнє тертя в матеріалі оброблюваної заготовки [3]; в) зазори і тертя в підшипниках [9]; г) специфічні закономірності процесу тертя при малих швидкостях відносно ковзання (супорти, головки та інші вузли) [4, 11, 9].

До фізичних явищ, викликаних спільними взаємодіями факторів, що визначають властивості пружної системи з декількома ступенями свободи і особливостями протікання процесів різання, відносяться: а) явища координатного зв'язку пружних деформацій системи з декількома ступенями свободи і процесом різання [4] і б) взаємодія автоколивальних, що викликаються зазорами і тертям в підшипниках, з процесом різання [3]

Таким чином, в реально пружній системі в процесі різання може бути велика кількість фізичних механізмів, що викликають автоколивальний процес. Оцінка ефективності кожного з них при обробці різанням повинна проводитися на основі визначення її питомої ваги в загальному енергетичному балансі системи. Дослідження, проведені ЕНІМСом, і узагальнення інших робіт [4, 3, 9] показують, що найбільш істотне значення при обробці точінням мають первинні механізми обурення автоколивальних, викликаних координатним зв'язком системи ВПД, що має кілька ступенів свободи, з процесом різання і специфічною залежністю сили різання від швидкості різання (наявність падаючої ділянки). Особливе місце займає виникнення автоколивальних, викликаних зміною робочих кутів різання і вібраційним слідом попереднього проходу.

Первинний механізм збудження автоколивальних внаслідок дії координатного зв'язку системи, яка має декілька ступенів свободи, з процесом різання теоретично обґрунтован чехословацькими дослідниками і. Тлустим, М. Полачеком, Л. Шпачеком і незалежно від них В. А. Кудіновим [4]. Будь-який елемент системи ВПД має безліч ступенів свободи. Обурення коливального процесу призводить до того, що ріжуча кромка описує у площинні замкнену траєкторію у вигляді еліпса. Це обурений коливальний рух накладається на заданий рух різання. Якщо обурення коливального руху відбувається проти руху

годинникової стрілки, як це зображено на рис.4 а, то при переміщенні точки від  $A$  до точки  $B$  сила різання діє проти напрямку руху різання  $V_{різ}$  роботу, яку здійснює сила різання, зменшує енергію руху інструменту. Навпаки, на ділянці від точки  $B$  до точки  $A$  напрямок дії сили різання збігається з напрямком руху різання і робота сили різання збільшує

енергію руху. Однак робота, що відбирається силами різання буде меншою, ніж віддається, так як глибина різання при русі від точки  $A$  до точки  $B$  буде меншлю, ніж від точки  $B$  до точки  $A$ , тобто  $t'' > t'$ . Тому при такому збудженні за один цикл сила різання періодично передає коливальному руху певну енергію, створюючи стійкий автоколивальний процес. На величину цієї енергії самозбудження впливають: вид оброблюваного матеріалу, режими різання і властивості пружної системи ВПД.

Другою причиною виникнення автоколивань є первинний механізм збудження, обумовлений залежністю сили різання від швидкості різання. Розглянемо в якості змінної складової сили різання, що залежить від швидкості, силу тертя стружки о передню поверхню інструменту  $F_n$  та оброблюваної деталі о задню поверхню  $F_a$  (рис.4, б знизу).

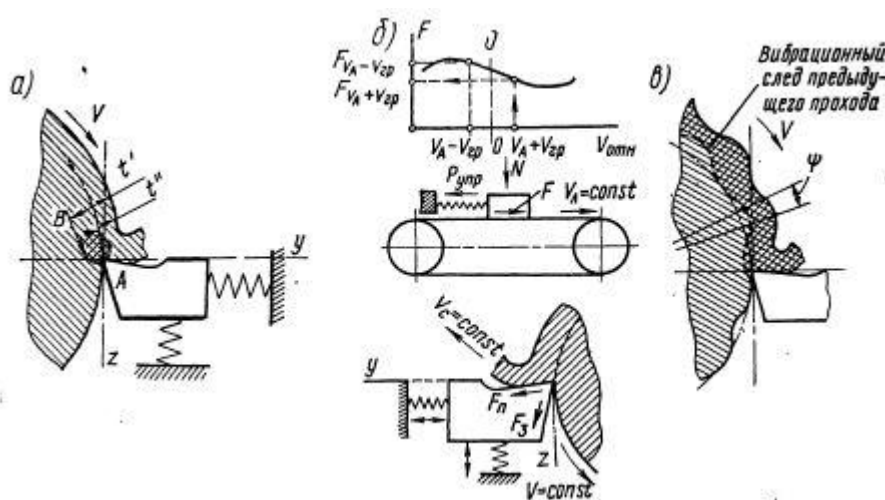


Рис. 4 Процес оброблення

При цьому механізм обурення автоколивань може бути показаний на основі розгляду моделі Ван-дер-Поля, що складається з підпружиненого вантажу і рівномірно ( $v_{л} = const$ ) рухомої стрічки, імітуючи переміщення стружки або

оброблюваної поверхні заготовки. При обертанні стрічки виникають стійкі автоколивання вантажу. Імітуючи різець, якщо процес тертя буде характеризуватись на певній ділянці падаючої характеристики залежності сили тертя  $F$  від швидкості відносного ковзання  $v_{\text{від}}$  (рис.4, б вгорі), а енергія, викликана цим механізмом обурення при деяких амплітудах коливань, буде більше розсіюваної енергії. Дійсно, в початковий момент рух вантажу вправо від деякого середнього положення буде відбуватися до тих пір, поки сила пружності пружини не стане рівній силі тертя, що відповідає відносній швидкості ковзання між вантажем і стрічкою ( $v_{\text{л}} - v_{\text{гр}}$ ). Виникла при цьому зупинка ( $P_{\text{пр}} = F$ ) призведе до зростання швидкості відносного ковзання до  $v_{\text{л}}$ , отже, до зниження сили тертя, тобто  $P_{\text{пр}} > F$ . Внаслідок цього вантаж під дією сили пружності отримає рух вліво щодо свого середнього положення. При цьому сила тертя ще більше зменшиться, так як швидкість відносного руху стане ще більше ( $v_{\text{л}} + v_{\text{гр}}$ ) та вантаж пройде вліво відносно свого середнього положення. Зазначений процес буде періодично повторюватися з частотою, рівній частоті власних коливань системи. Як показують експериментальні дані (рис.5 а - обробка сплаву ЄІ661 різцем Т15К6, б - сталі різцем, обладнаним твердим сплавом ВК8; в- титанового сплаву ВТ2 різцем ВК8), не тільки сила тертя, але і сила різання, величина якої в більшій своїй частині визначається зусиллям, витраченим на пластичне деформування, в певному діапазоні швидкостей різання зменшується з ростом швидкості.

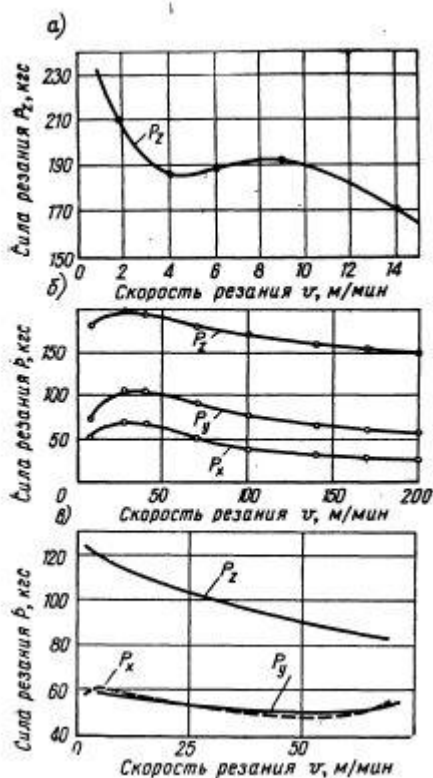


Рис.5 Графіки залежності сили різання від швидкості різання;

Обробка різанням при цих швидкостях супроводжується найбільш інтенсивними вібраціями автоколивального характеру.

Виникнення автоколивань може бути викликано нерівномірністю протікання процесу різання, а також утворенням і зривом наросту. Цей механізм має велике значення при обробці різанням жароміцних і нержавіючих матеріалів, що характеризуються підвищеною міцністю.

Різання по вібраційному сліду попереднього проходу інструменту викликає вторинне, досить сильне, збільшення інтенсивності автоколивань (рис.4, в). Воно зумовлено зміною знімаємого припуску і величин фактичних робочих кутів різання при коливаннях інструменту [12]. Причому в окремих випадках співвідношення енергії обурення, що складається з трьох зазначених вище складових і енергії опору (рис.2) може бути таким, що при відсутності вторинного обурення, тобто  $U_{вт} = 0$ ,  $U_{сопр} > U_{перв}$ , вібрації відсутні, при його наявності, тобто.  $U_{сопр} < U_{перв} + U_{вт}$ , виникають. Процес різання по сліду оброблення відповідає умовам вимушених коливань з резонансною

частотою. В результаті цього різниця фаз на попередніх і наступних обертах буде близька до  $90^\circ$ . Як відомо, вирішальною умовою гасіння вібрацій такого роду коливань є підвищення опору системи  $c$  [рис. 74, 1].

Слід зазначити, що різання по сліду попереднього вібраційного проходу з частотою, рівній частоті власних коливань системи, може бути самостійною, дуже істотною причиною виникнення автоколивань. Дійсно, якщо при обробці різанням співвідношення, енергетичних характеристик системи ВПД і обурення, викликане цим явищем, такі, що при певних деформаціях енергія, що розсіюється менше енергії, що підводиться, то виникнуть стійкі коливання. Причиною їх виникнення є зміна робочих кутів різання безпосередньо на першому проході і вібраційний слід попереднього проходу інструменту від будь-якого випадкового поштовху (рис. 4, в). Зазначена причина виникнення автоколивань має велике значення, з огляду на досить високу енергію обурення, викликану цим механізмом.[2]

Амплітуда автоколивань залежить як від розмірів зрізаного шару, так і від швидкості різання. Розміри зрізаного шару на амплітуду впливають по-різному: збільшення товщини зрізаємого шару, а отже, і подачі зменшує амплітуду коливань, а ширини зрізаємого шару (глибини різання) - збільшує її. Швидкість різання на амплітуду коливань впливає немонотонно(рис. 6).

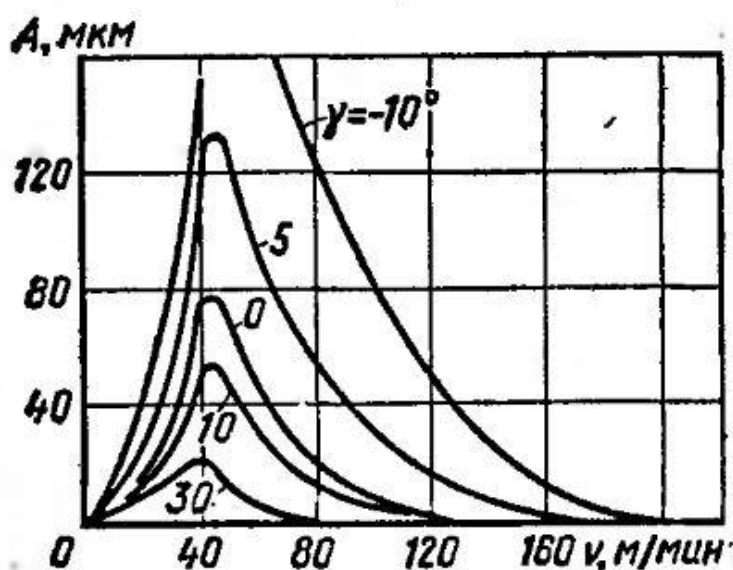


Рис. 6 Вплив швидкості різання  $v$  та переднього кута  $\gamma$  на амплітуду  $A$ .

Спочатку при збільшенні швидкості різання амплітуда зростає, а після досягнення певного значення швидкості починає зменшуватися. Швидкість різання, відповідна максимальній амплітуді, і ширина зони швидкостей, при яких вібрації існують, визначаються родом матеріалу оброблюваної деталі і умовами роботи.

Дуже сильний вплив на інтенсивність вібрацій надає передній кут, при зменшенні якого і переході в область від'ємних значень амплітуда коливань різко зростає (рис. 6). Чим менше передній кут, тим більше зона швидкостей різання, при яких виникають вібрації. Зі збільшенням головного кута в плані амплітуда коливань зменшується, що пов'язано з зменшенням ширини зрізаємого шару і збільшенням його товщини. Задній кут, якщо він більше 8-10°, на інтенсивність вібрацій істотного впливу не робить. Зменшення заднього кута до значень, менших 3°, зменшує амплітуду коливань.[13]

### **1.3 Засоби боротьби.**

Основними засобами усунення вібрацій або зменшення їх інтенсивності, тобто забезпечення стійкості руху різання є:

- 1) правильний вибір параметрів системи ВПД - її динамічних характеристик: жорсткості, опору і маси;
- 2) раціональна побудова схеми виконання обробки різанням, що забезпечує максимальне використання її динамічних властивостей;
- 3) правильний вибір геометрії заточування інструменту і режимів різання, які зводять до мінімуму дію сил, що обурюють і забезпечують в цілому найбільш раціональну схему навантаження системи ВПД;
- 4) поліпшення динамічних властивостей системи СНІД шляхом застосування віброгасників.

Реальна пружна система ВПД для будь-якого виду обробки різанням складається з незліченної безлічі парціальних систем, що відповідають числу ступенів свободи зазначеної системи, причому у багатьох з них може існувати значне число фізичних процесів, що служать механізмом обурення коливань. Однак кожен конкретний вид обробки різанням в залежності від параметрів

системи, схеми обробки, режимів різання, геометрії інструменту та інших факторів, що визначають процес різання, має, як правило, один, рідше два визначальних механізмів збудження вібрацій, що обурюють коливальний процес в однієї-двох, в основному пов'язаних між собою, парціальних системах.

Зазвичай розглядають дві системи: заготовка - верстат та інструмент-верстат, що мають індивідуальність (досить різні наведені маси, сили опору, жорсткість і власні частоти). Відповідно до цього розрізняють низькочастотні автоколювання (кілька сот герц), що відповідають, наприклад при токарній обробці, колювань системи заготовка-верстат, і високочастотні колювання (одна-дві тисячі герц), що відповідають колюванням системи інструмент -верстат.

В якості самостійного виду колювань в зв'язку з розглянутими особливостями систем ВПД можна виділити колювання вкрай малих частот (релаксаційні), що виникають наприклад, в механізмах подач верстатів. Вони характеризуються переривчастим характером переміщення по циклу «рух - зупинка», негармонійним характером колювань, залежністю частоти колювань як від параметрів системи. так і від величини сил, що обурюють.

При коливальних рухах дві зазначені вище коливальні системи (заготовки і інструмента) тісно пов'язані між собою зоною стружкоутворення, що створює змінну силу різання. Сумарна амплітуда колювань дорівнює сумі амплітуд колювань обох систем. Однак система, що має більшу амплітуду і викликає колювання великої енергії, визначає частоту вібрацій, практично помітних і суттєвих при різанні. Ця система знаходиться в автоколивальному русі. Друга система здійснює вимушені колювання з частотою, рівній частоті власних колювань першої системи. У зв'язку з цим зазначені вище методи повинні бути спрямовані на зниження інтенсивності дії механізмів збудження колювань, маючих в енергетичному балансі системи найбільшу вагу, і на парціальні системи, які опинилися найменш вібростійкими.

Раціональний вибір динамічних характеристик системи ВПД в цілому і в першу чергу опору системи і її жорсткості має велике значення. Опір системи

при відсутності спеціальних демпфуючих пристроїв визначається в значній мірі розсіюванням енергії в місцях контакту сполучених деталей (в основному зовнішнє тертя), в масляних шарах (в основному в'язке тертя рідини), а також в матеріалі деталей (внутрішнє тертя). Як показали дослідження, проведені проф. Решетовим Н. Д., розсіювання енергії коливань в з'єднаннях деталей значно більше, ніж в матеріалі.

Підвищення опору системи шляхом застосування спеціальних засобів збільшує розсіювання енергії і в результаті цього знижує інтенсивність вібрацій. Такими засобами є установка всіляких видів гумових або текстолитних прокладок, манжетів, втулок; раціональний вибір шару мідного припою при пайці твердосплавних пластинок; застосування для виготовлення деталей верстатів, вібрації яких великі, матеріалів з високим коефіцієнтом внутрішнього тертя. З цією метою, наприклад, невеликі борштанги в даний час виготовляють з твердого сплаву. Кріплення фрез з використанням перехідних втулок з текстоліту, виготовлення хвостовиків свердел з пластмас знижують інтенсивність вібрацій і, як наслідок цього, виключають випадки викришування твердосплавних різальних кромки і підвищують стійкість цих інструментів, по даними ВНІ, в декілька разів.

У більшості випадків підвищення жорсткості і маси системи веде також до зниження інтенсивності вібрації. Істотне підвищення жорсткості державок дає застосування розточних різців В. К. Семінського (рис. 7, а) і відрізних різців (рис. 7, б-г).

Відомо вплив зазорів і стикових деформацій на жорсткість окремих вузлів металорізальних верстатів. Негативна дія зазорів підвищується зі збільшенням швидкості обертання шпинделя, між тим як збільшення швидкостей є основною тенденцією сучасного машинобудування. Тому вплив коливальних обертових елементів на вібростійкість сучасних металорізальних верстатів усувають (зменшують) наступними шляхами: збільшенням діаметрів шпинделів понад величин, визначених умовами міцності, зменшенням їх консольних вильотів;



застосуванням підшипників кочення з попереднім натягом, комбінованих опор кочення-ковзання; використанням комбінованих передач: при великих швидкостях обертово-ремінних, при малих - зубчастих.

Підвищення жорсткості системи при обробці стільникових конструкцій здійснюється заповненням сотів пластмасою з низькою температурою плавлення ( $93^{\circ}\text{C}$ ) (стор. 565 [2]).

Раціональна побудова схеми обробки різанням забезпечує максимальне використання динамічних властивостей системи ВПД. Так, наприклад, відомо, що вертикально-фрезерна схема обробки забезпечує значно більш спокійне різання, ніж горизонтально-фрезерна. Відомі переваги роботи перевернутим різцем на токарному верстаті, що створює в результаті збігу напрямків дії сили різання і сили тяжіння заготовки одностороннє видалення небажаних зазорів і т. д.

Особливе місце при розробці засобів гасіння вібрацій займає вибір правильної орієнтації домінуючою системи верстата, що зводить до мінімуму площу еліпса  $AB$  (рис. 4, а) на основі викладеної вище теорії координатної зв'язку [4]. Зниження інтенсивності вібрацій забезпечує побудова динамічно взаємно замкнутих систем, при яких радіальні складові сили різання врівноважуються між собою. Так, наприклад, для попереднього і остаточного точіння за один прохід дисків роторів газових турбін фірмою «Роллс-Ройс» (США) створено спеціальний верстат з центральним приводом і двома гідрокопірувальними супортами, що забезпечують одночасну обробку диска з двох сторін при знятті припуску 1,0 - 1,2 мм. Це дозволяє отримати вплив складових сили різання не на всю систему ВПД, а тільки на дуже жорстку оброблювану заготовку, що підвищує точність і чистоту оброблення. Подібна ж схема має місце при розточуванні отворів «плаваючими» пластинами (стор. 309[2]).

Правильний вибір геометрії заточення інструмента і режимів різання дозволяє звести до мінімуму дію сил, що обурюють і забезпечити в цілому найбільш раціональну схему навантаження системи ВПД. Зі збільшенням швидкості

різання вібрації спочатку зростають, а потім зменшуються. Величина критичної швидкості різання, починаючи з якої вібрації зменшуються, залежить від роду матеріалу і виду різання (вільне або невільне). Так, при невільному різанні сталі 35ХМ вібрації зменшуються з  $v = 120 - 150$ , м/хв.,

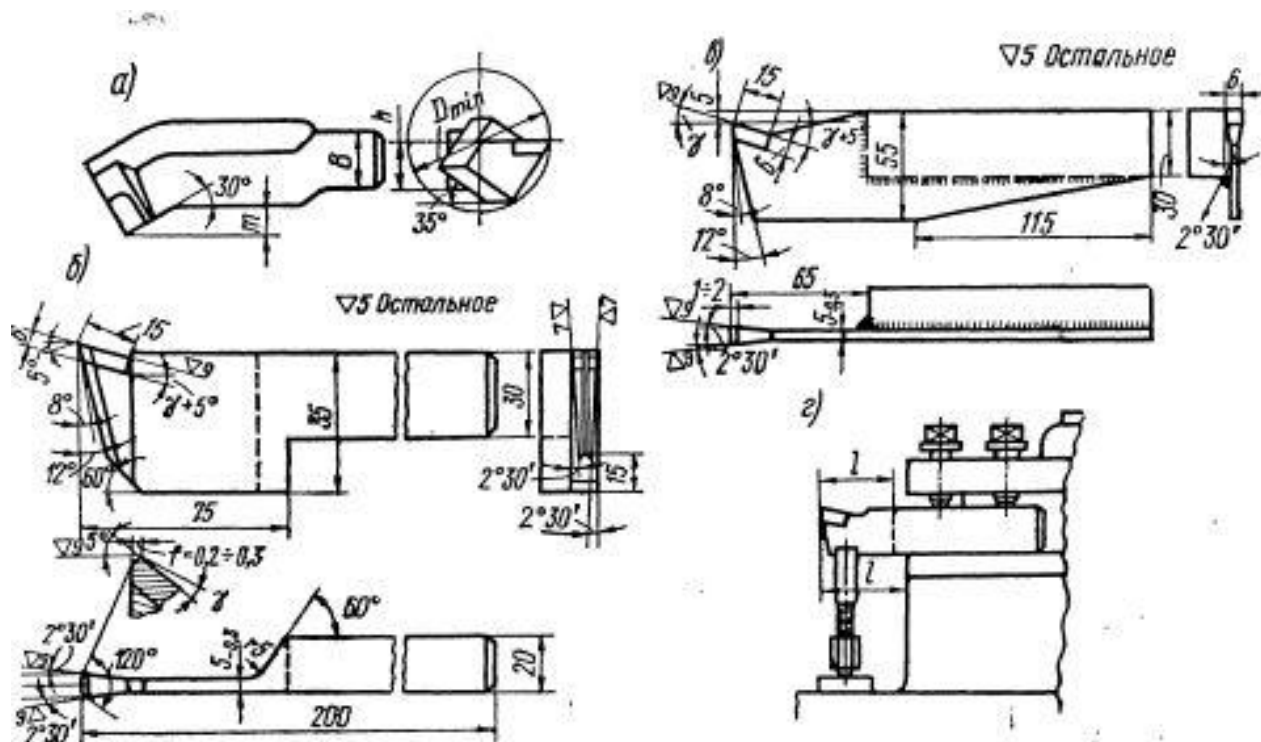


Рис. 7 Види розточних та відрізних різців.

а при вільному  $v = 50 - 80$  м/хв. Зі збільшенням подачі, а отже товщини стружки, автоколивання зменшуються; навпаки, зростання глибини різання при збереженні інших факторів постійними, веде до збільшення ширини зрізу при збереженні його товщини і як наслідок цього. до сильної інтенсифікації вібрацій. Такий же впливає викликає і зменшення головного кута в плані  $\varphi$ , а також допоміжного кута в плані  $\varphi_1$ . Отже, у всіх цих випадках зняття більш широких і тонких стружок веде до збільшенню інтенсивності вібрацій. Значний вплив на інтенсивність автоколивань надає кут різання  $\delta$  (передній кут  $\gamma$ );

при зменшенні кута різання  $\delta$ , тобто при застосуванні різців зі збільшеним переднім кутом, при обточуванні нежорстких валів вібрації зменшуються. Великий вплив на зниження інтенсивності автоколивань надає створення «штучного зносу» шляхом раціонального оформлення ріжучої кромки різця - заточування

віброгасної фаски Д. І. Рижкова (рис.), а також і деяке притуплення різця, значно підвищує зовнішнє тертя і знижує інтенсивність коливань.

Поліпшення динамічних властивостей системи (її вібростійкості) шляхом застосування віброгасників дозволяє при обробці деталей малої жорсткості з використанням нежорсткого інструменту, особливо при знятті широких і тонких стружок, позбутися від вібрацій, які зазначеними вище засобами усунути не вдається.

Віброгасники можна розділити за принципом дії на три групи:

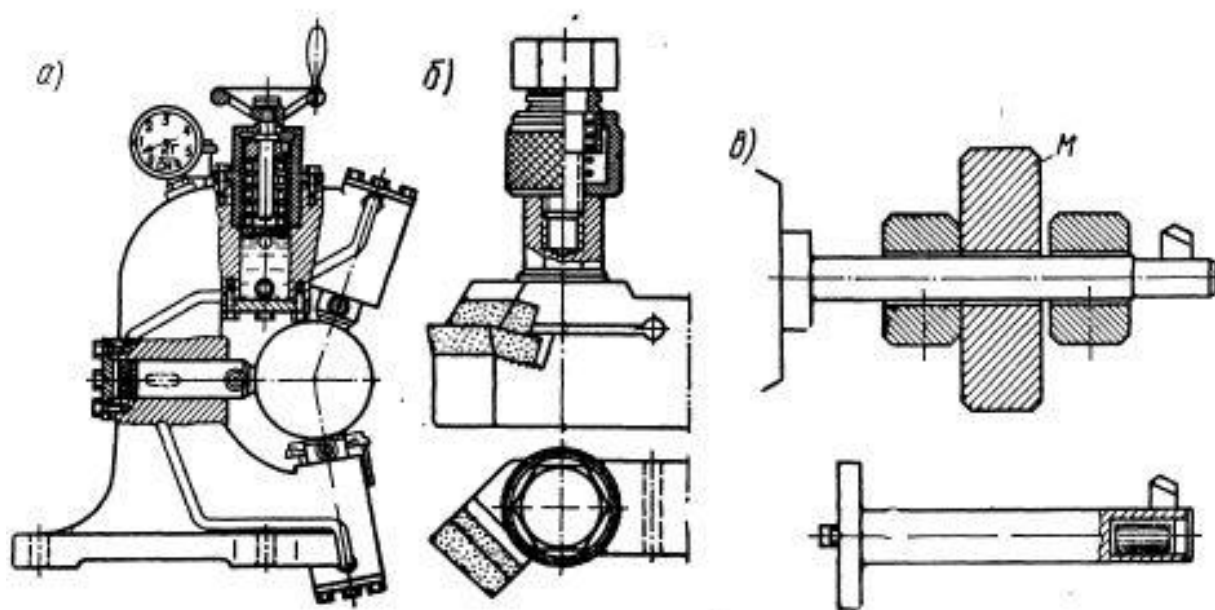


Рис. 8 Види віброгасників

1) віброгасники, що підвищують опір системи; до них відносяться, зокрема, конструкції фрикційних і гідравлічних віброгасників Л. К. Кучми (рис. 8, а), гідравлічний віброгасник проф. А. П. Соколовського та ін. [6, 9];

2) віброгасники, що працюють за принципом динамічного поглинача коливань; до них відносяться, наприклад, віброгасник Д. І. Рижкова (рис. 8, б), маятниковий віброгасник МВТУ для демпфірування вимушених крутильних коливань та ін. Дія віброгасників цього типу заснована на явищі підстроювання спеціально створеної системи масою  $m$  і жорсткістю  $k$  (ковпачок-пружина)

до основної системи (приведена маса різця  $M$ , його жорсткість  $K$ ), вібрації якої треба погасити таким чином, щоб їх власні частоти збігалися. В цьому випадку рух цих двох систем відбувається в протифазі, забезпечуючи демпфірування коливань основної системи;

3) віброгасники ударної дії, що гасять коливання шляхом розсіювання енергії в місцях зіткнення двох тіл; до цього типу відноситься конструкція віброгасника Л. Б. Ерліха (рис. 8, в).

Наприклад, вібрації оправок, що застосовуються при чистовому розточенні усувають шляхом установки в її консольну частину демпфуючого елемента можливо більшої щільності. Для цього в оправці висвердлюють і шліфують отвір, в який потім вставляють шліфовану пробку - глушник.

Зменшенню вібрацій сприяє також установка на вестатах, чутливих до вібрацій, датчиків певної чутливості, що вимикають верстати або призводять в дію запобіжний пристрій, що запобігає викришування ріжучої кромки інструменту і зберігає задану чистоту обробленої поверхні.

Одним із засобів гасіння вібрацій є якісне удосконалення процесу різання шляхом введення в зону різання електричного струму [14], застосування вібраційного різання [7], ЗОР і т.д. Так, наприклад, до теперішнього часу широке впровадження поперечного фасонного точіння різцями, обладнаними твердими сплавами, не знайшло широкого застосування через інтенсивні вібрації, супроводжуючі цей процес різання і призводять до передчасного зносу і викришування ріжучої кромки. Введення постійного електричного струму в зону різання розширює діапазон безвібраційної обробки і разом з тим збільшує допустимі величини зносу різців по задній поверхні. Це пояснюється утворенням прирізцевої пластичної плівки товщиною 4 -12  $\mu\text{м}$  з температурою 1100 - 1200 °С (сталь ШХ15,  $HRC$  62), яка змінює фізико-механічні властивості пари, що треться різець-деталь і умови деформацій в зоні різання.

Застосування вібраційного різання (стор. 426 [2]), тобто накладання вимушених коливань на систему ВПД при оптимальних умовах, призводить до гасіння автоколивань. Наприклад, накладення осьових ультразвукових коливань на

стебло при розвертуванні глибоких отворів [15] дозволило значно покращити ці операції. Вібраційне різання використовується і для гасіння автоколиваний при точінні методом врізання заготовок зі сталі ШХ15 різцями ВК8 [16]. Необхідні вібрації в радіальному напрямку з частотою в межах 12 - 180 коливань в хвилину задавали кулачковим механічним вібратором. При звичайному різанні на режимах  $v = 60$  м/хв,  $S_0 = 0,1$  мм/об,  $t = 3$  мм автоколивання виникали починаючи з ширини різку 12 мм. Застосування вібраційного різання ( $f = 0,83$  гц;  $A = 0,1$  мм) дозволило виробляти точіння без виникнення вібрацій на тих же режимах до канавок шириною 18 мм.

Аналіз вітчизняного та зарубіжного досвіду показує, що при використанні засобів гасіння вібрацій насамперед покращує якість поверхні, підвищується продуктивність механічної обробки, зростає стійкість інструменту, ліквідуються випадки викришування різальних крайок. Слід зазначити, що фактично використовуємі заводами значення швидкостей різання і стійкості наближаються до нормативних тільки при роботі інструментами в умовах великих жорсткостей, при відсутності вібрацій, а також при якісному виготовленні інструментів.[2]

При обробці сталей, особливо в'язких, вібрації сильніше ніж при обробці чавунів. При збільшенні  $HV$  і  $\sigma_b$  оброблюваного металу вібрації зменшуються; при зростанні відносного подовження і відносного звуження - збільшуються. При зростанні швидкості різання вібрації спочатку зростають, а потім зменшуються; чим більше подача, тим менше величина швидкості різання, починаючи з якої зменшуються вібрації. При збільшенні глибини різання (ширини зрізу) вібрації при поздовжньому точінні зростають.

Вплив подачі на вібрації менше, ніж вплив швидкості і глибини різання. Зі збільшенням подачі (товщини зрізу) вібрації зменшуються (при  $s < t$ ); при  $s > t$ : вібрації зі збільшенням подачі зростають. Чим менше головний кут в плані  $\phi$ , тим інтенсивніші вібрації. Це пояснюється як зменшенням товщини і збільшенням ширини зрізу, так і підвищенням радіальної (відтискууючої) сили  $P$ , зі зменшенням кута  $\phi$  (рис.9).

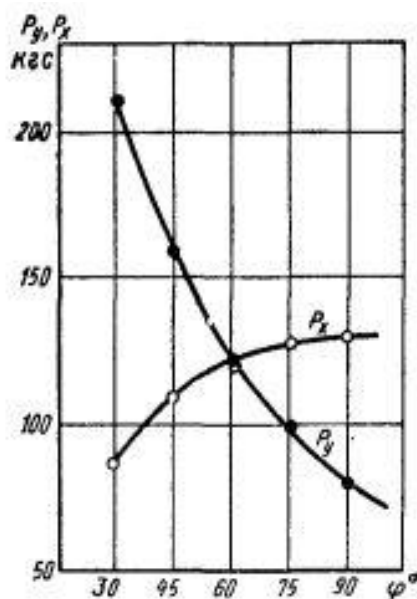


Рис.9 Вплив головного кута в плані  $\varphi$  на сили різання  $P_x$  та  $P_y$ .

Чим більше сила  $P_y$ , тим більше віджимання між заготовкою і супортом верстата. Тому при обточуванні довгих і тонких валиків, тобто, валики малої жорсткості) необхідно застосовувати різці з більшими кутами в плані. Крім збільшення кутів  $\varphi$  (до 90), для зменшення відтиску і вібрацій застосовують люнети, а також спеціальні прилади – гасителі вібрацій. Аналогічний вплив, але менш інтенсивніший, надає і допоміжний кут в плані  $\varphi_1$ ; чим менше кут  $\varphi_1$  тим більше вібрації.

Вібрації зростають при збільшенні радіуса заокруглення при вершині різця в плані, що також пояснюється збільшенням ширини зрізу і радіальної сили  $P_y$ , а також зменшенням середньої товщини зрізу. Передній і задній кути різця в межах 3-20 ° майже не впливають на вібрації. Вібрації залежать від форми передньої поверхні різця. Додатково заточена лунка на передній поверхні різця (Рис.10) зменшує вібрації в порівнянні з різцем без лунки.

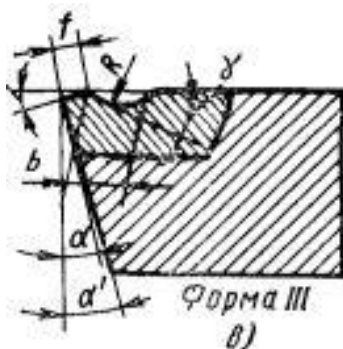


Рис.10 Форма передньої поверхні різця.

Знос різця по задній поверхні (Рис.11) підсилює вібрації.

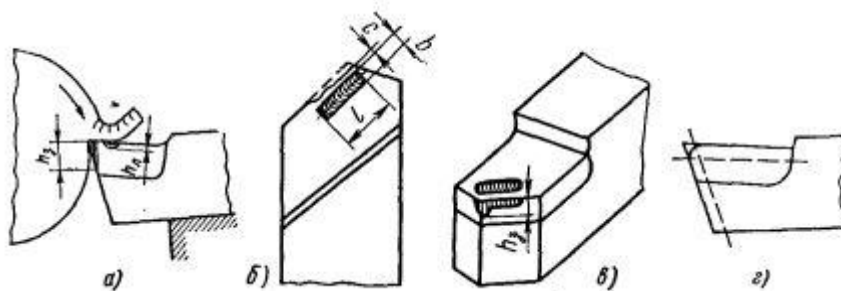


Рис.11 Схеми зносу різця

Чим вище жорсткість системи ВПД і менші зазори між її ланками, тим менше умов для виникнення вібрацій і висоти хвиль вібрацій, якщо вони і виникають. Тому при поздовжньому точінні найбільші вібрації виникають, коли різець знаходиться посередині заготовки. так як величина прогину заготовки від сил, діючих на неї в цьому випадку, буде найбільшою (жорсткість заготовки буде найменшою). Вібрації зменшуються при поздовжньому точінні заготовки поблизу задньої бабки; ще менше вони при різанні поблизу передньої бабки верстата. Чим більше виліт пінолі задньої бабки, тим більше вібрації, так як жорсткість системи в цьому випадку буде меншою. Чим вище жорсткість заднього центру, тим менше вібрації при різанні; хороші результати виходять при використанні нерухомого заднього центру, вставленого в піноль задньої бабки. Однак при роботі на високих швидкостях різання застосовувати такий нерухомий центр практично неможливо, так як велика відносна швидкість обертання поверхні центрального отвору заготовки по конічній поверхні центру призводить до великого тепловиділення та зносу центру. Тому застосовують

обертові задні центри (на підшипниках), що мають вигляд головки, що вставляється, як і нерухомий центр, в піноль задньої бабки. Але такі (звичайні) обертові центри мають жорсткість, в 3.5-4 рази меншу в порівнянні з нерухомим центром, і часто є причиною виникнення вібрацій. Тому, особливо при точних і важких роботах, рекомендується застосовувати спеціальний обертаючий центр, вбудований в піноль задньої бабки. Чим більше виліт різця з різцетримачем і менше розміри державки різця в поперечному перерізі (при одному і тому ж матеріалі державки), тим менше жорсткість системи і більше вібрації, причому чим вище швидкість різання, тим інтенсивніше вплив вильоту різця на збільшення вібрацій.

Встановлені залежності впливу різних чинників на вібрації вказують і шляхи їх зменшення. Однак ці шляхи не є універсальними, а іноді і не вигідні. Наприклад, збільшення головного кута в плані хоча і зменшує вібрації, але разом з тим збільшує інтенсивність зносу ріжучого інструмента. Не завжди доцільно застосовувати і великий передній кут (малий кут різання), великий допоміжний кут в плані і малий радіус закруглення при вершині різця. Тому бажано знайти такі методи усунення (або зменшення) вібрацій, які, не знижували б продуктивності.

Поряд з підвищенням жорсткості системи ВПД до таких засобів відносяться: 1) установка пружних (гумових та ін.) прокладок під повідкові болти (при роботі в центрах) і під кулачки патрона (при роботі в патроні); 2) застосування спеціальних приладів – віброгасників, що перешкоджають виникненню вібрацій; дія віброгасників заснована на підвищенні сил опору в системі ВПД; 3) при чорновій і напівчистовій обробках усунення низькочастотних вібрацій заготовки може бути досягнуто шляхом спеціальної заточки у різці негативної фаски (0.1-0.3 мм) уздовж головної різальної кромки з утворенням кута  $\gamma_{\phi} = -80 + -85^{\circ}$  (рис. 12)



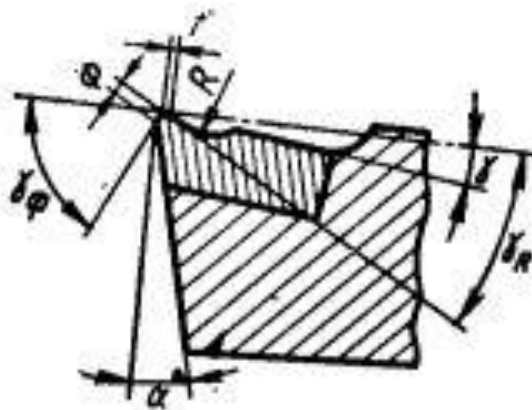


Рис.12 Різець з віброгасною фаскою.

Таку заточку запропонував Д.І. Рижков: її можна виконувати бруском, не виймаючи різця з різцетримача, або у простому пристосуванні; Д.І. Рижковим запропоновані й інші методи і пристосування, які сприяють усуненню вібрацій; 4) відповідне (правильніше) розташування осей жорсткості системи; 5) застосування мастильно-охолоджуючих рідин.[17].

## 2. КОНСТРУЮВАННЯ ІНСТРУМЕНТУ

Для вирішення проблеми вібростійкості процесу різання на етапі проектування, необхідно мати динамічні характеристики елементів технологічної системи.

Враховуючи те, що інструмент є найбільш слабким елементом технологічної системи, то його низька вібростійкість призводить до не повного використання потужностей верстата, зниженню точності обробки, терміну придатності інструмента, тощо. Через це постає потреба у розробці аналітичного розрахунку власних частот коливань оправок різців. Отриманні данні необхідні для вирішення питань вібростійкості технологічної системи при виборі режимів різання на токарну обробку.

### 2.1 Розрахунок власних частот коливань.

Розрахунок виконуємо за методикою викладеною у [27].

Для визначення власної частоти коливань різця уявимо його у вигляді консольної балки, постійного перерізу, не маючої зосереджених мас на вільному кінці. Точне значення частоти, отримане рішенням у замкненому вигляді диференційного рівняння згинаючих коливань консольної балки без зосереджених мас, визначається по формулі [18],[19]:

$$f = \frac{\alpha_m^2}{2\pi l_p^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}} \quad (2,1)$$

Скоротивши отримаємо

$$f = \frac{0.56}{l_p^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \text{ Гц}$$

Де  $\alpha_m$  – перший корінь рівняння частот згинаючих коливань балки без зосередженої ваги на кінці;  $l_p$  – виліт різця, м;  $EJ$  – жорсткість на згин різця;  $E$  – модуль пружності першого роду, Н/м<sup>2</sup>;  $J$  – момент інерції поперечного

перерізу різця,  $m^4$ ;  $m = q/g$  – погонна вага різця,  $кг/м$ ;  $q$  – вага одиниці довжини різця,  $Н/м$ ;  $g$  – прискорення сили тяжіння,  $м/с^2$

Розрахуємо значення власних частот коливання різця с поперечним перерізом оправки  $\pi r^2$  ( $r=17.5$  мм). Державка різця виготовлена зі сталі 40Х (46...51 HRC; густина  $\rho_c = 7,85$   $г/см^3$ ;  $E = 2.185 \times 10^{11}$   $Н/м^2$ ). Різець оснащений ромбічною пластиною з твердого сплаву ВК10Н з діаметром вписаного кола  $d = 9.525$ , кутом при вершині  $55^\circ$  та товщиною 4 (вага пластини 6,122 г), підкладкою під пластину з твердого сплаву ВК15 (вага підкладки – 3,501 г). Ріжуча пластина кріпиться до різця гвинтом (вага гвинта 2,554 г). Виліт різця  $l_p = 0.28$  м.

Знаходимо момент інерції перерізу різця

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = 7.366 \cdot 10^{-8}, м^4$$

Визначимо власні частоти коливання державки різця для його вильоту по формулі (2,1)

$$f = \frac{0.56}{0,28^2} \sqrt{\frac{2,185 \cdot 10^{11} \cdot 7,366 \cdot 10^{-8}}{0,0785}} = 3234, Гц$$

Такий вид розрахунку не враховує всіх факторів, які в реальних умовах впливають на власну частоту коливань. Дійсно при розрахунках власних частот згинаючих коливань токарних різців не враховувалась наявність зосередженої ваги у вигляді ріжучої пластини з елементами її кріплення і впливу пружності заробки різця.

Власна частота коливань консольної балки(різця), враховуюча зосереджену вагу з приведеною масою  $M_{пр}$  на кінці, враховується по формулі [19].

$$f_{пз} = K_{п} f_c, \quad (2.2)$$

Де  $K_{п}$  – поправочний коефіцієнт ,

$$K_{п} = \left(\frac{\alpha}{1,876}\right)^2; \quad (2.3)$$

$f_c$  - власна частота коливань балки (різця) без урахування зосередженого вантажу, Гц;  $\alpha$  - корінь трансцендентного рівняння частот згину коливань консольної балки (різця) із зосередженою масою  $M_{пр}$  на кінці.

Значення коренів  $\alpha$  рівняння частот залежить від відношення маси вантажу  $M_{пр}$ , зосередженого на кінці балки (різця), до маси балки (консольної частини різця)  $m_n l_p$ :

$$n = \frac{M_{пр}}{m_n l_p} \quad (2.4)$$

У зв'язку з цим для визначеності позначимо в умовах розв'язувальної задачі корінь  $\alpha$  як  $\alpha_n$ . Величини  $\alpha_n^2$  і  $K_n$  для деяких значень  $n$  розраховані в роботах [18, 19] і представлені в табл.2.2(с.36 [27]).

Визначимо власні частоти згинальних коливань з урахуванням зосередженої ваги  $M_{пр}$  на кінці .

Коефіцієнти  $\alpha_n^2$  і  $K_n$  знаходимо з таблиці в залежності від величини відношення.

Отримані значення коефіцієнта  $K_n$  показують, що при розрахунку власних частот коливань різців необхідно враховувати наявність зосереджених мас на кінці їх консольної частини. Вплив зосереджених мас на власну частоту коливань різців найбільш сильно проявляється при їх малих вильотах. Разом з тим, незважаючи на облік зосереджених мас, обчислені власні частоти колеваних різців значно відрізняються від їх експериментальних значень. Це пояснюється тим, що як би не було виконано заробку, пружність її дозволяє забитими кінця балки (різця) отримувати лінійні і кутові зміщення. Вплив закладення, як показують

експерименти, особливо істотно при невеликих вильоти, які найбільш часто використовують для різців в виробничих умовах. Тому нехтувати деформаціями в місці закладення не слід. Роздивимось тепер токарний різець як балку з одним кінцем, пружно закріпленим відносно поперечних переміщень і жорстким відносно кутових переміщень і іншим - вільним (рис. 2.1).

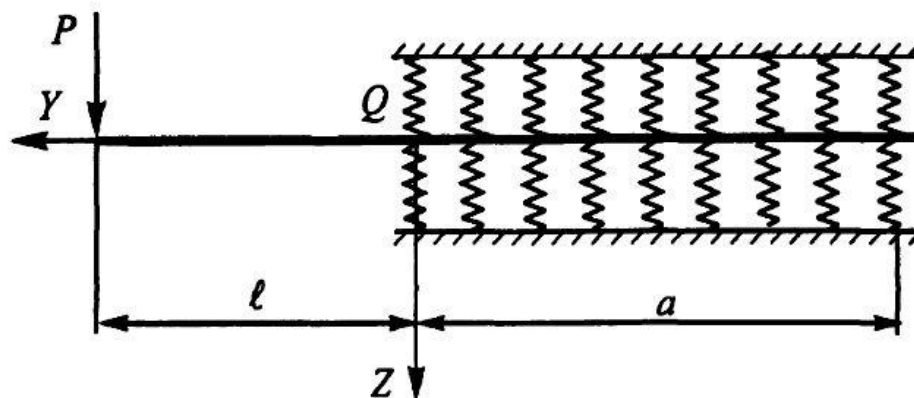


Рис. 2.1 Схема для розрахунку прогину токарного різця з урахуванням впливу пружності закріплення

Тоді при відносній жорсткості закладення кінця різця  $C1 = \infty$  корінь рівняння частот для першого тону (основної частоти)  $\alpha = 1,875$  [26], а розрахунок найменшої власної частоти різця виконується за формулою (2.1).

В реальних умовах жорсткість закладення залежить від довжини ділянки державки різця, призначеної під затиск, від твердості контактуючих поверхонь, ширини його державки, зусилля закріплення в різцетримачі і т.д. Внаслідок цього вона, зрозуміло, менше жорсткості жорстко забитої консолі, для якої відносна жорсткість  $C1 = \infty$ . Зі зниженням відносної жорсткості закладення різця зменшується корінь частотного рівняння  $\alpha$ , а, отже, зменшується і частота коливань.

Так, відповідно до джерела [19] основна власна частота  $f_c$  згинаючих коливань різця, обчислена з урахуванням впливу пружності заділки зменшується в  $K_c = (1,875 / \alpha)^2$  разів у порівнянні з частотою коливань жорстко закріпленого різця, розрахованої за формулою (2. 1), тобто

$$f_c = \frac{f}{K_c} = f \left( \frac{\alpha}{1.875} \right)^2 \quad (2.5)$$

Тут  $\alpha$  - корінь частотного рівняння, враховуючий жорсткість закладення  $C'$  при консольній схемі закріплення різця. Для запобігання помилок в розрахунках позначимо в цьому випадку корінь  $\alpha$  як  $\alpha_c$ . Тоді вираз (2.5) запишемо у вигляді

$$K_c = (1.875/\alpha_c)^2 \quad (2.6)$$

При цьому відповідний корінь  $\alpha_c$  рівняння частот визначимо по табл.2.4 запозиченої з роботи [19] в залежності від відносної жорсткості закладення  $C$ , яка обчислюється за формулою:

$$C1 = \frac{l^3}{EJ} C' \quad (2.7)$$

де  $C'$  - жорсткість закладення різця, враховуюча пружні властивості контакту його державки з поверхнею гнізда різцетримача, Н / м.

Жорсткість закладення державки різця визначається за формулою:

$$C' = \frac{P}{Z_0} \quad (2.8)$$

де  $P$  - величина навантаження на вершину різця, Н;  $Z_0$  - початковий прогин різця у кромки його контакту з поверхнею гнізда різцетримача, м.

Початковий прогин різця  $Z_0$  визначається за формулою [20]

$$Z_0 = \frac{Pl_p(\beta - 1)}{2\beta^3 EJ} \quad (2.9)$$

Де  $\beta$  – показник жорсткості контакту,  $l/m$ , який вираховується із виразу:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{K_{ж}}{4EJ}} \quad (2.10)$$

Де  $K_{ж}$  – коефіцієнт питомої контактної жорсткості, Н/м<sup>2</sup>.

Попередні розрахунки показали, що при малих вильотах різця  $l_p \leq d$  ( $d$  - діаметр державки) і середньому тиску під різцем  $p_{cp} > 5$  кг/см хороша збіжність розрахункових і експериментальних власних частот виходила при обчисленні коефіцієнта  $K$  [21]

$$K = \frac{16666.7d}{1 + 0.5d}, \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad (2.11)$$

де  $d$  – діаметр державки.

Але це не задовольняє умові в нашому випадку  $l_p \leq d$

Для великих вильотів різців, наприклад  $l_p \geq 2d$ , коефіцієнт питомої контактної жорсткості  $K_{ж}$  обчислений за формулою (2.11) імпіричним залежностям, наведеним в роботах [22, 23, 24, 25], не забезпечує необхідної точності визначення власних частот коливань державки. Отже, відсутність даних про коефіцієнт  $K_{ж}$  відповідає умовам закріплення різця в різцетримачі, не дозволяє застосовувати аналітичний метод розрахунку власних частот державок різців.

Для вирішення даної проблеми існують два способи, які засновані на експериментальному визначенні залежностей відповідно коефіцієнта питомої контактної жорсткості  $K_{ж}$ , н коефіцієнтом  $K_0$  зменшення власної частоти державки від параметра (відношення)  $l_p^2/i$ , що характеризує підсистему інструменту. Величина, що характеризує геометричні розміри поперечного перерізу державки:

$$i = \sqrt{\frac{J}{F}} \quad (2.12)$$

На підставі [25] за критерій зниження власної частоти коливань державки різця взяли параметр  $l_p/i$ .

Розглянемо докладніше визначення власних частот різців кожним із способів. Послідовність розрахунку першим способом полягає в тому, що на початку за графіком визначаємо коефіцієнт питомої контактної жорсткості

$K_{ж}$ , який відповідає величині параметра  $l_p/i$ , а потім виробляємо обчислення власної частоти коливань державки різця аналітичним методом, використовуючи вирази (2.5) ... (2.10). Другий спосіб полягає в знаходженні за графіком коефіцієнта  $K_0$  зменшення власної частоти державки різця для конкретного значення параметра  $l_p/i$  і подальшим множенням власної частоти  $f_c$  коливань державки, обчисленої за формулою (2.1), на величину коефіцієнта  $K_0$ , тобто

$$f_c = f K_0$$

Аналіз показує, що перший спосіб з двох викладених є більш точним в реалізації. Тому для розробки приймаємо перший спосіб і переходимо до визначення  $K_{ж}$ . За літературою [27] визначаємо що  $K_{ж} = 0,5$ .

Тоді показник жорсткості стиків

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{0,5}{4 \times 2,185 \times 10^{11} \times 7,366 \times 10^{-8}}} = \sqrt[4]{\frac{0,5}{64379}} = 0,053 \quad (2.10)$$

а початковий прогин різця при дії сили  $P = 1000$  Н

$$Z_0 = \frac{1000 \times 0,28(0,053 - 1)}{2 \times 0,053^3 \times 2,185 \times 10^{11} \times 7,366 \times 10^{-8}} = \frac{-265,16}{4,792} = -55,331$$

При цьому жорсткість закладення державки різця

$$C' = \frac{1000}{-55,331} = -18,073$$

При визначенні відносної жорсткості закладення в вираз (2.7) підставляється абсолютна величина жорсткості закладення державки різця

$$C1 = \frac{0,28^3}{2,185 \times 10^{11} \times 7,366 \times 10^{-8}} \times 18,073 = \frac{0,022 \times 18,073}{1.609 \times 10^4} \\ = 2,465 \times 10^{-5}$$

За отриманою величиною  $C$  знаходимо з табл. 2.4[27] корінь рівняння частот  $\alpha_c = 0,79911$ , а потім коефіцієнт зменшення власної частоти коливань державки різця:



$$K_c = \left(\frac{1.875}{0.79911}\right)^2 = 5,493$$

Власна частота коливань триманні різця з урахуванням зосереджених мас на кінці консолі і пружності закладення обчислюється по залежності

$$f_c = f \frac{K_n}{K_c} = 3324 \times \frac{0.79911}{5.493} = 483.57 \text{ Гц}$$

При роботі інструмента слід надавати такі режими різання, при яких частота процесу різання буде відрізнятися від частоти власних коливань.

## 2.2 Опис конструкції

### 2.2.1 Конструкція державки.

Провівши розрахунок власних частот коливання, переходимо безпосередньо до проектування вібростійкої оправки.

За конструкція оправки буде збірною, складатися з двох частин: державки (рис.2.2), та різця (рис.2.3). Така конструкція обумовлена тим, що для покращення характеристик вібростійкості, було прийнято рішення застосувати демпферну сердцевину із твердого сплаву.

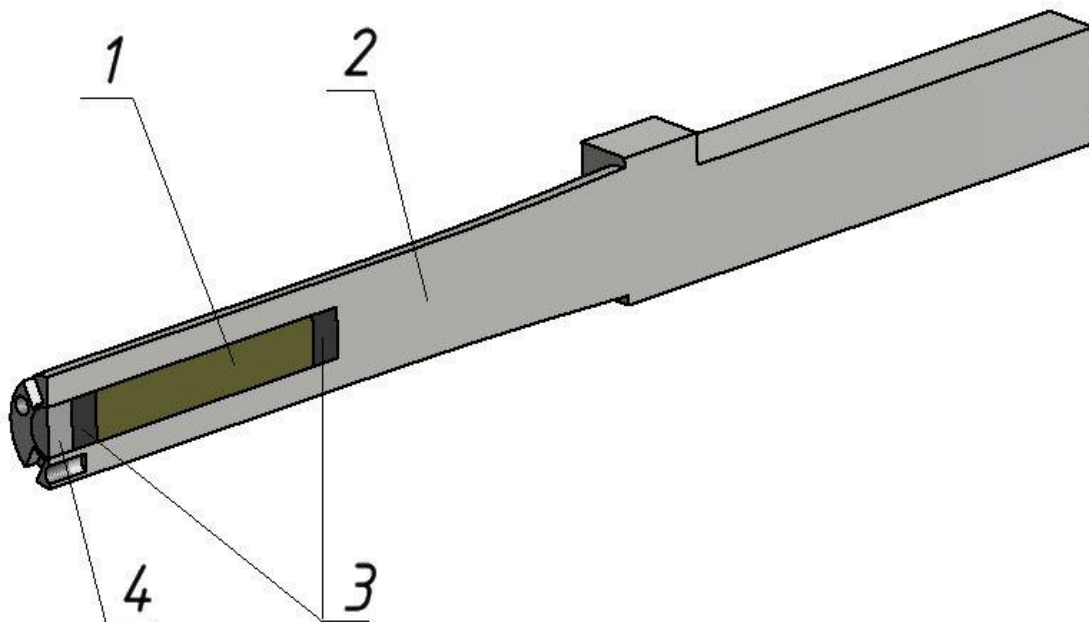


Рис.2.2 . Державка. 1) Тіло державки; 2) сердцевина з твердого сплаву; 3) гумові прокладки; 4) Пробка;

В тілі державки розсвердлюється отвір  $\varnothing$  16мм та довжиною  $l = 120$  мм. В цей отвір встановлюємо сердцевину з твердого сплаву  $\varnothing$  16x90 мм (рис 2.4. 1).

Серцевина обтискається з обох сторін гумовими прокладками  $\varnothing$  16x10 мм (рис 2.4. 3). Та закривається пробкою з різьбою M18x1.5. Наявність такого демферуючого елемента суттєво підвищує жорсткість державки, що в свою чергу покращує вібростійкість .

### 2.2.2 Конструкція різця

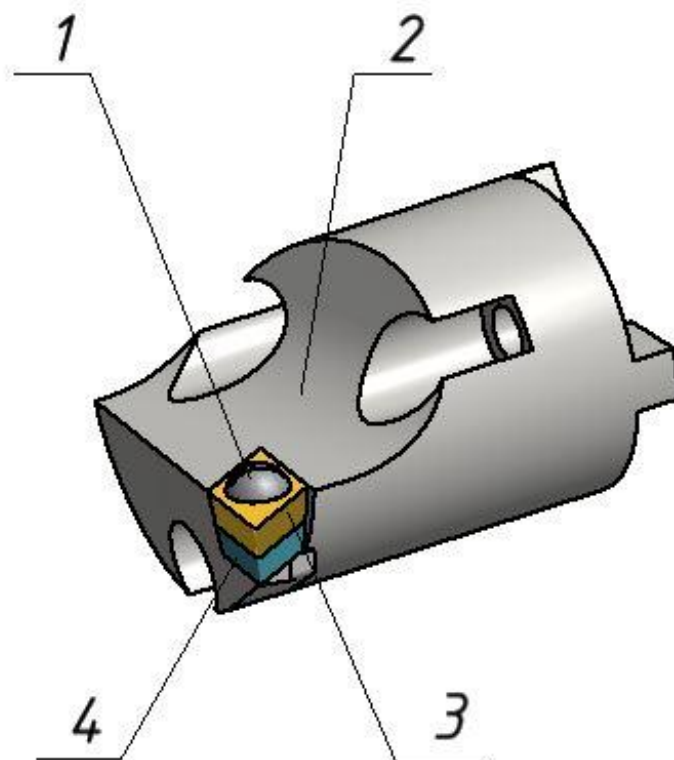


Рис. 2.3 Оправка . 1) кріпильний гвинт; 2) тіло різця; 3) ріжуча пластина;  
4) підкладка під пластину

Оправка виконана з матеріалу Сталь 45Х. На оправці розташовуються твёрдосплавна підкладка під пластину з матеріалу ВК15 (рис.2.3, 4) та різальна позитивна ромбічна пластина з кутом  $55^\circ$ . Пластина виготовлена з твёрдого сплаву ВК10Н. Діаметр вписаного кола  $\varnothing 9,525\text{мм}$ , радіусом закруглення  $r = 0.2\text{мм}$ , та товщиною 4мм. Допоміжний кут в плані  $\varphi_1 = 32\text{мм}$ . Пластина та підкладка під пластину кріпиться до оправки гвинтом М4.

### 2.2.3 Збірна конструкція.

Дві складові частини вібростійкої оправки кріплять між собою наступним чином. На оправці знаходяться 3 виступи довжиною 5мм, які входять в пази державки, що забезпечує точне та точність базування. Кріплення виконано 3-ома гвинтами М6. Габаритні розміри  $L = 444\text{мм}$ , діаметр  $\varnothing 35\text{мм}$ . Габарити тримаючої частини 40Х46.(рис 2.4)

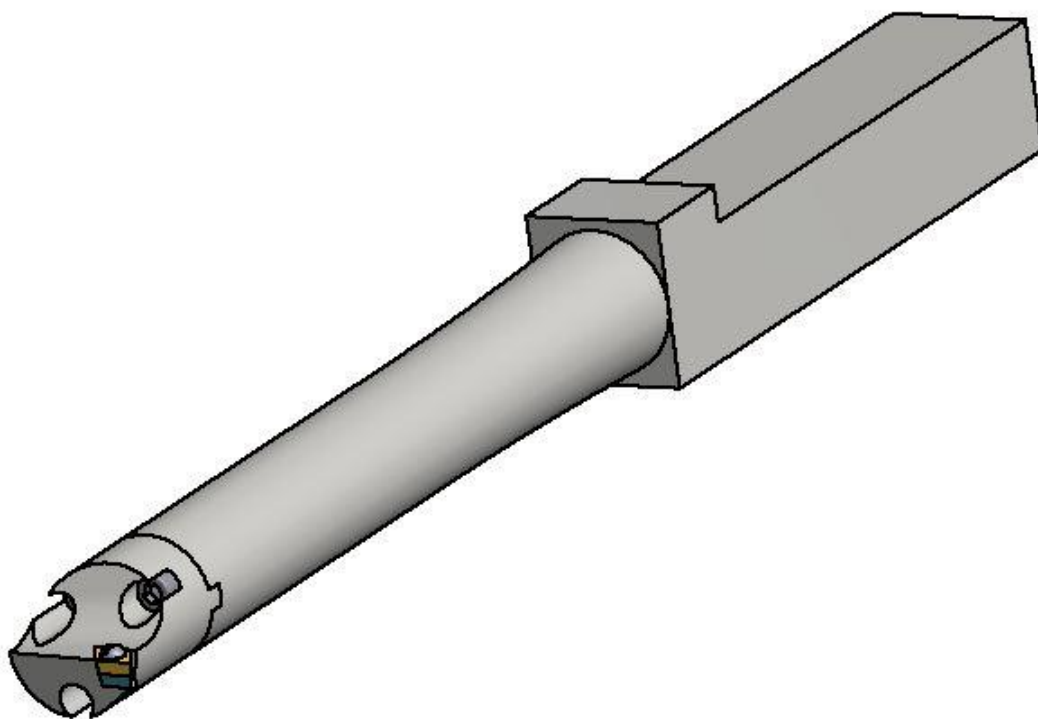


Рис 2.4 Збірна конструкція вібростійкої оправки.

### 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для проведення експерименту був обраний метод ударного збудження с наступним аналізом вимірних сигналів вібропереміщень.

Оправка діаметром  $\varnothing 35\text{мм}$  та  $L 300\text{мм}$  довжиною закріплювалась на верстаті 16К20 у 3-ох кулачковому патроні. Збудження консольної частини виконувалось за допомогою ударного молотка (рис.3.1).

. Частоти отримані після удару записувались на встановлений на верстаті мікрофон, через аналогово-цифровий перетворювач перетворювались у звуковий файл та оброблялись у програмі Cool Edit 2000.



Рис.3.1 Вимірювання вібропереміщень

### 3.1 Експериментальне знаходження власних частот коливання

**Дослід №1.** Монолітна державка. Тіло державки без отвору . Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.2). Повне затухання складає 0,31с.

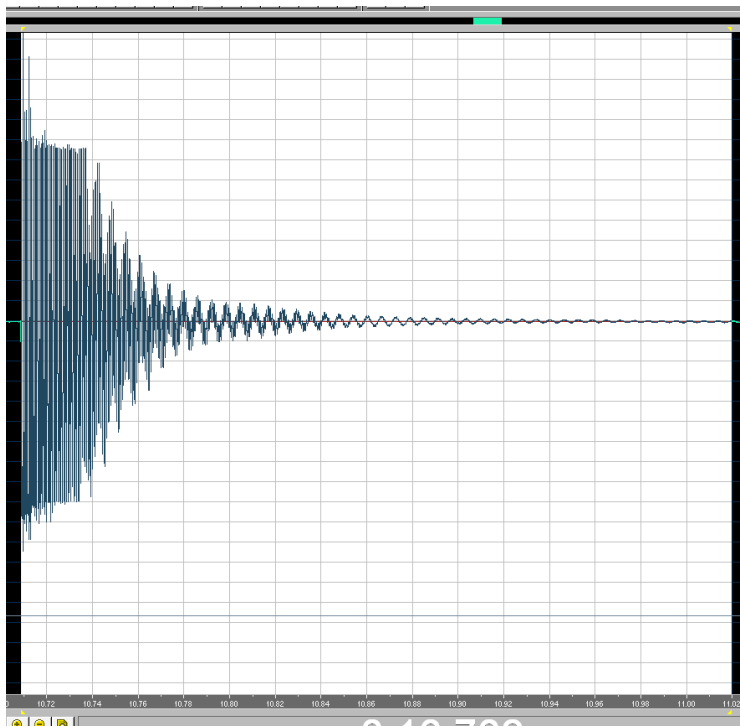


Рис 3.2 Віброграма досліду №1

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.3) показав виражені піки, які знаходяться на 159,5 Hz -35,6 db; 1136 Hz -24,25 db; 2273 Hz -35,89 db

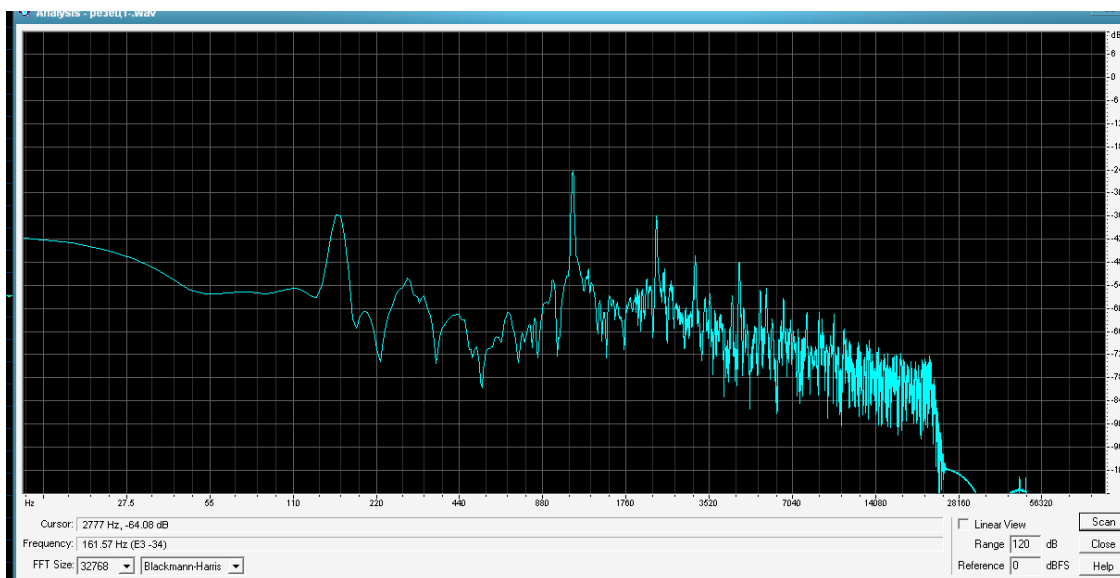


Рис. 3.3 Амплітудно-частотна характеристика досліду №1

**Дослід №2.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16\text{мм}$  та довжиною  $120\text{мм}$ . Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.4). Повне затухання складає  $0,39\text{с}$ .

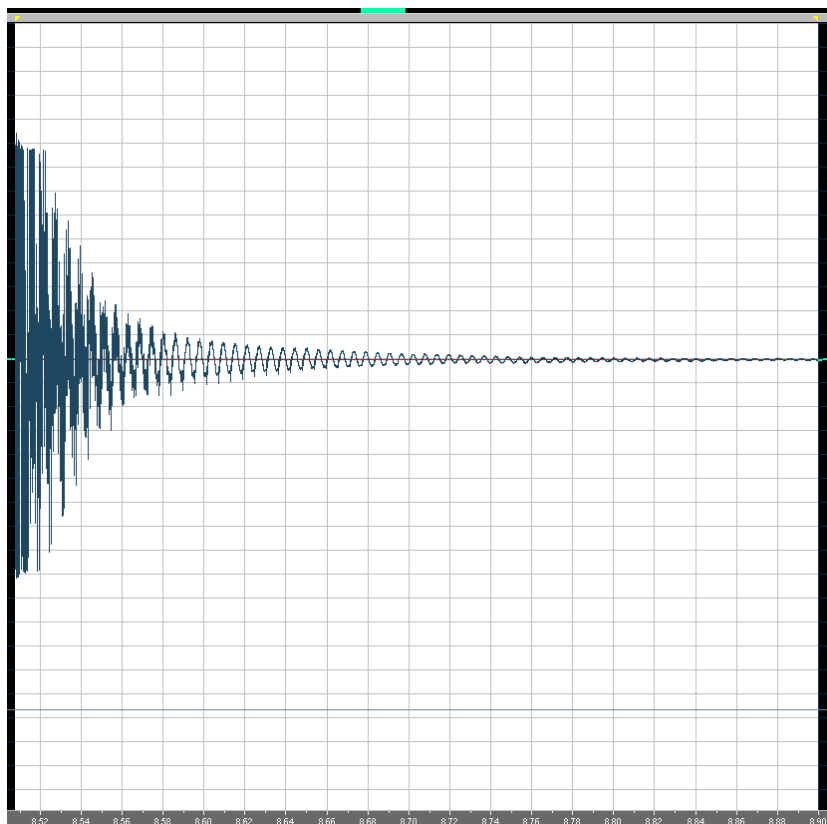


Рис 3.4 Віброграма досліду №2

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.5) показав виражені піки, які знаходяться на  $170,9\text{ Hz}$   $-32,32\text{ dB}$  ;  $1163\text{ Hz}$   $-32,38\text{ dB}$

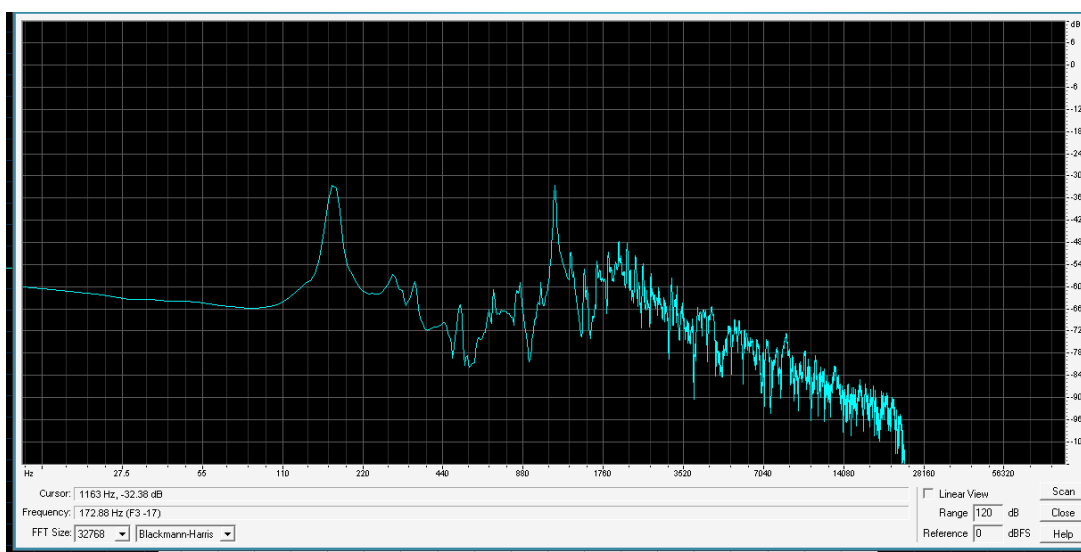


Рис 3.5 Амплітудно-частотна характеристика досліду №2

**Дослід №3.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16$ мм та довжиною 120мм. Отвір закритий мідною пробкою масою 40,16г. Виконавши удар, отримуємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.6). Повне затухання складає 0,388с

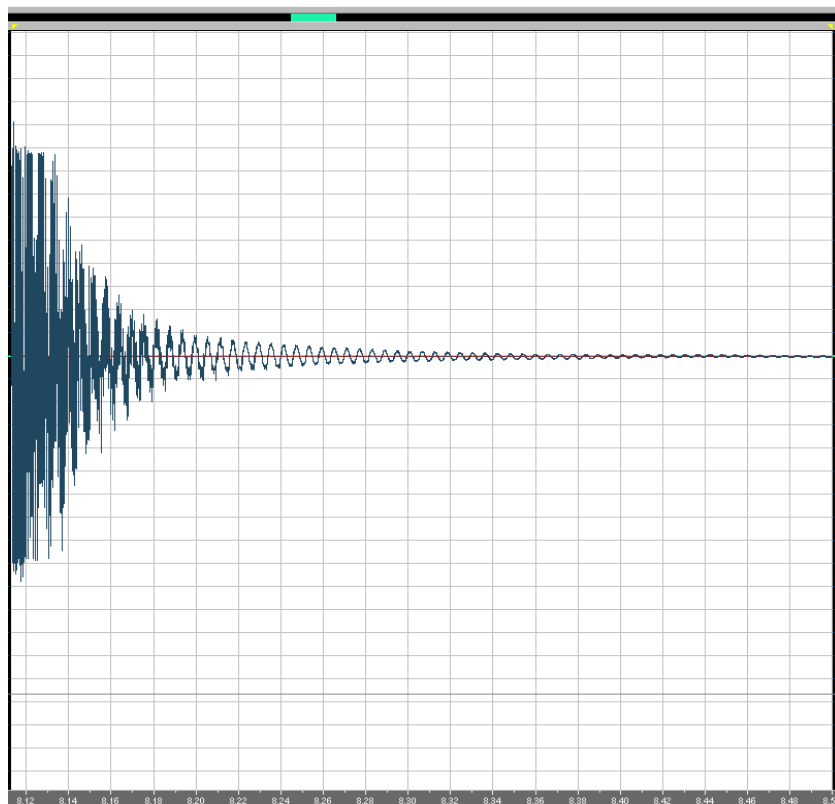


Рис 3.6 Віброграма досліду №3

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.7) показав виражені піки, які знаходяться на 170,9 Hz -32,98 db ; 1128 Hz -30,42 db.

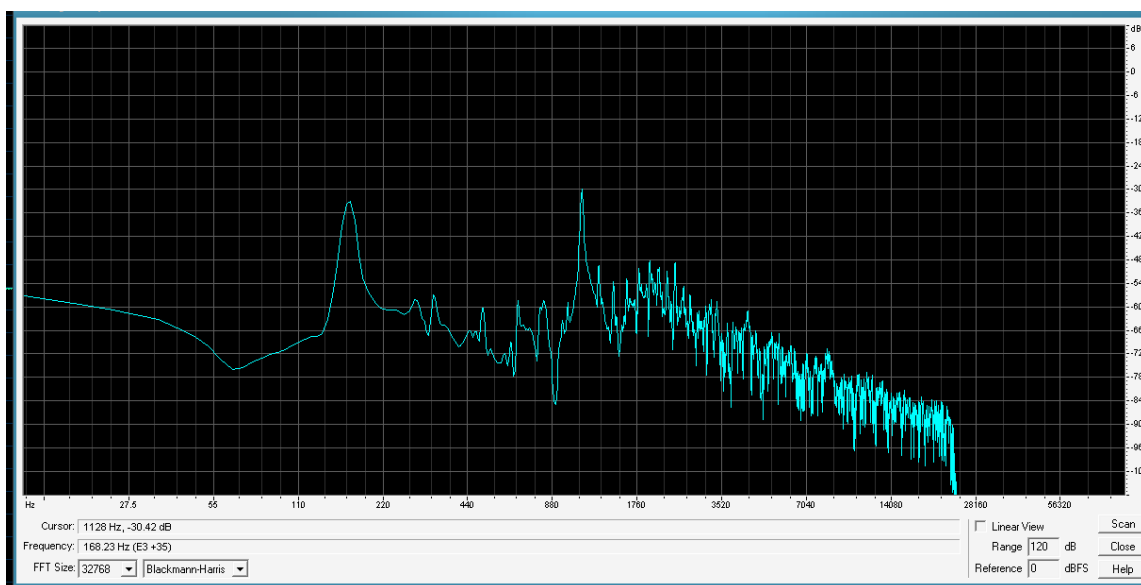


Рис 3.7 Амплітудно-частотна характеристика досліду №3



**Дослід 4.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16\text{мм}$  та довжиною  $120\text{мм}$ . Отвір заповнено пластинами твердого сплаву вагою  $91,58\text{г}$ . Отвір закритий мідною пробкою масою  $40,16\text{г}$ . Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.8). Повне затухання складає  $0,235\text{с}$

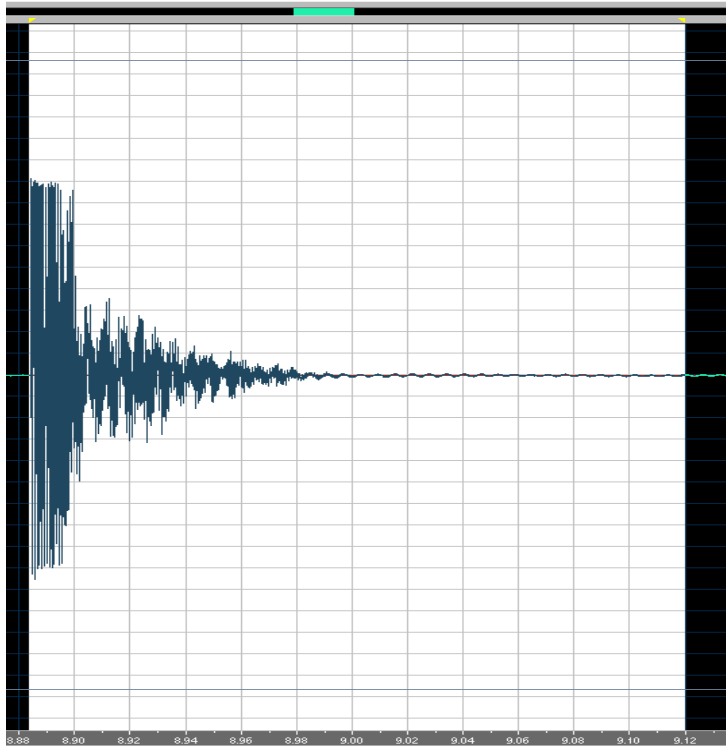


Рис 3.8 Віброграма досліду №4

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.9) показав виражені піки, які знаходяться на  $164,4\text{ Hz}$   $-37,74\text{ db}$ ;  $1136\text{ Hz}$   $-31,15\text{ db}$ ;  $3141\text{ Hz}$   $-40,57\text{ db}$ .

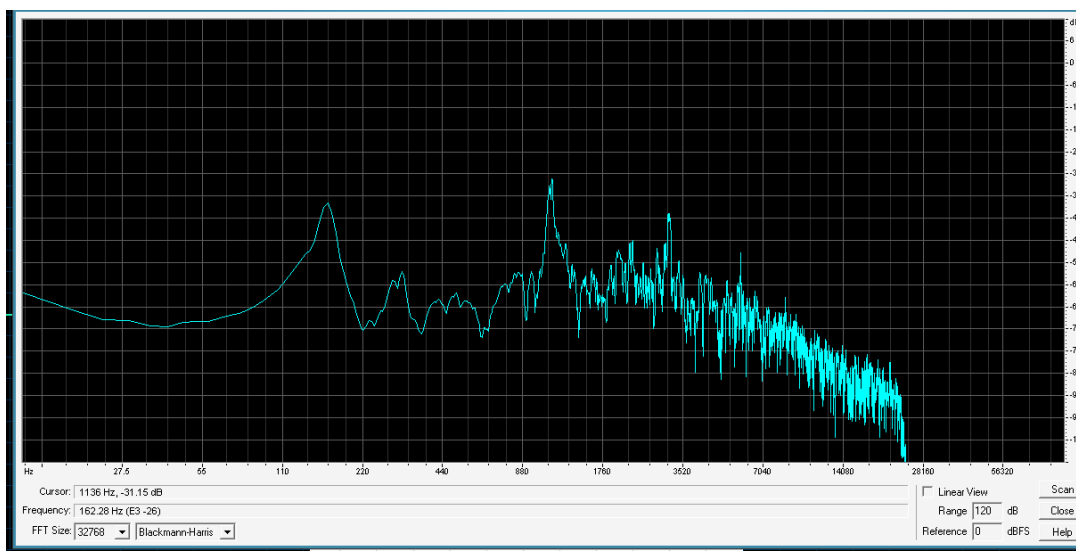


Рис 3.9 Амплітудно-частотна характеристика досліду №4

**Дослід №5.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16\text{мм}$  та довжиною  $120\text{мм}$ . Отвір заповнено дрібом ДЧ  $0,8$  масою  $65,865\text{г}$ . Отвір закритий мідною пробкою масою  $40,16\text{г}$ . Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.10). Повне затухання складе  $0,188\text{с}$

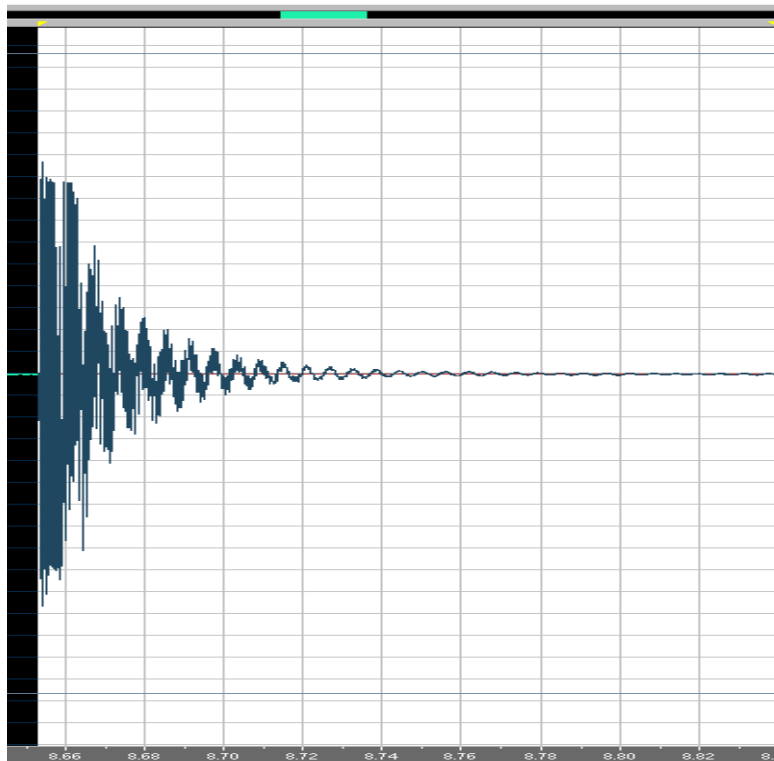


Рис. 3.10 Віброграма досліду №5

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.11) показав виражені піки, які знаходяться на  $169,9\text{ Hz}$   $-34,22\text{ db}$  ;  $1136\text{ Hz}$   $-30,36\text{ db}$

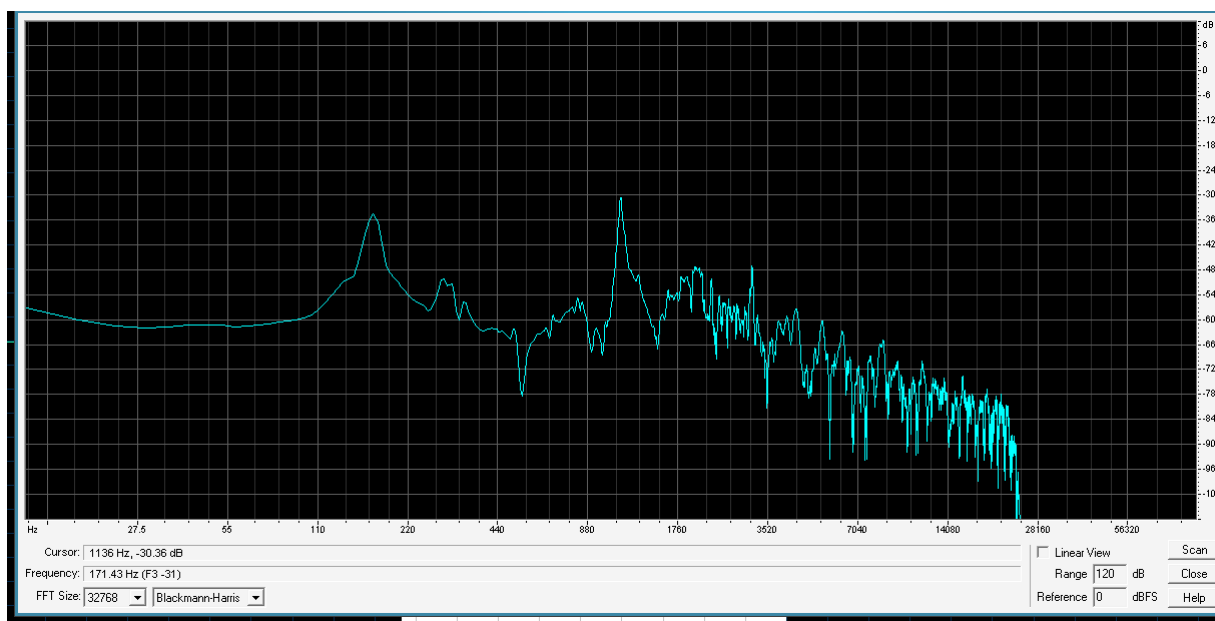


Рис 3.11 Амплітудно-частотна характеристика досліду №

**Дослід №6** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16$ мм та довжиною 120мм. Отвір заповнено пластинами твердого сплаву масою 65.525г та засипано дрібом ДЧ0,8 масою 39,6г. Отвір закритий мідною пробкою масою 40,16г. Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.12). Повне затухання складає 0,12с

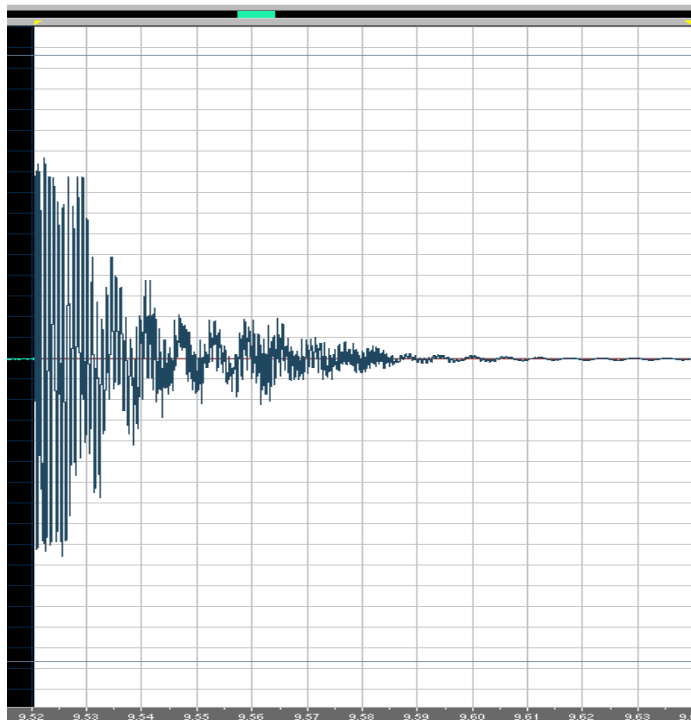


Рис. 3.12 Віброграма досліду №6

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.13) показав виражені піки, які знаходяться на 169,6 Hz -32,87 db ; 1154 Hz -29,82 db

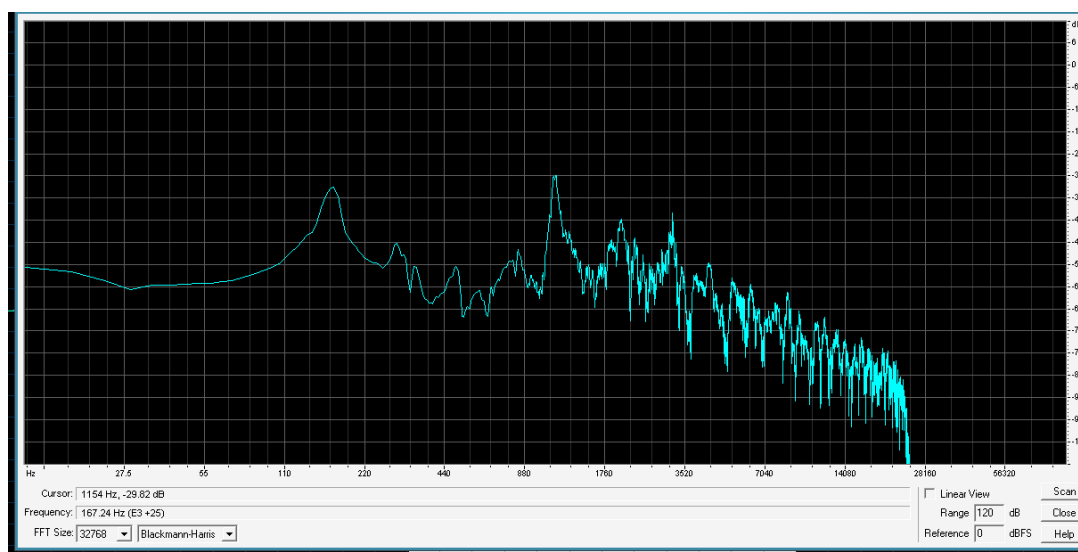


Рис 3.13 Амплітудно-частотна характеристика досліду №6

**Дослід №7.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16$ мм та довжиною 120мм. Отвір заповнено феромап 400/500 масою 50,39г. Отвір закритий мідною пробкою масою 40,16г. Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.14). Повне затухання складає 0,185с

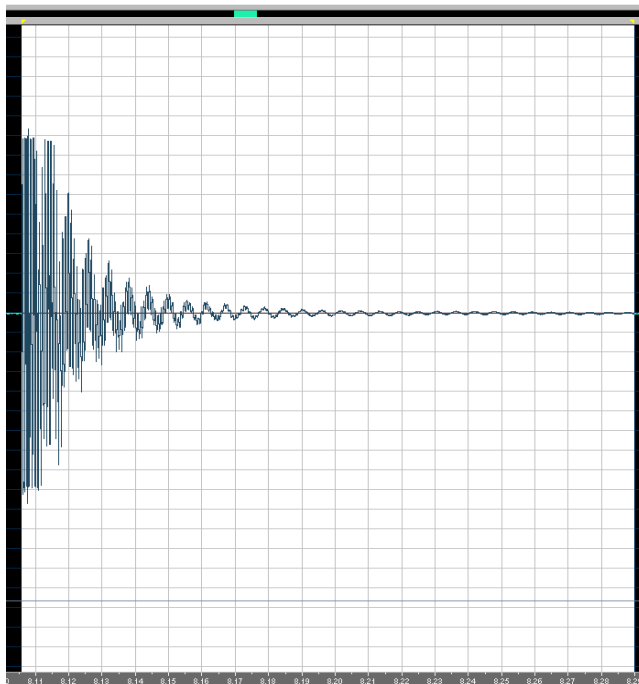


Рис 3.14 Віброграма досліду №7

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.15) показав виражені піки, які знаходяться на 170,9 Hz -35,11 db ; 1163 Hz -34,38 db

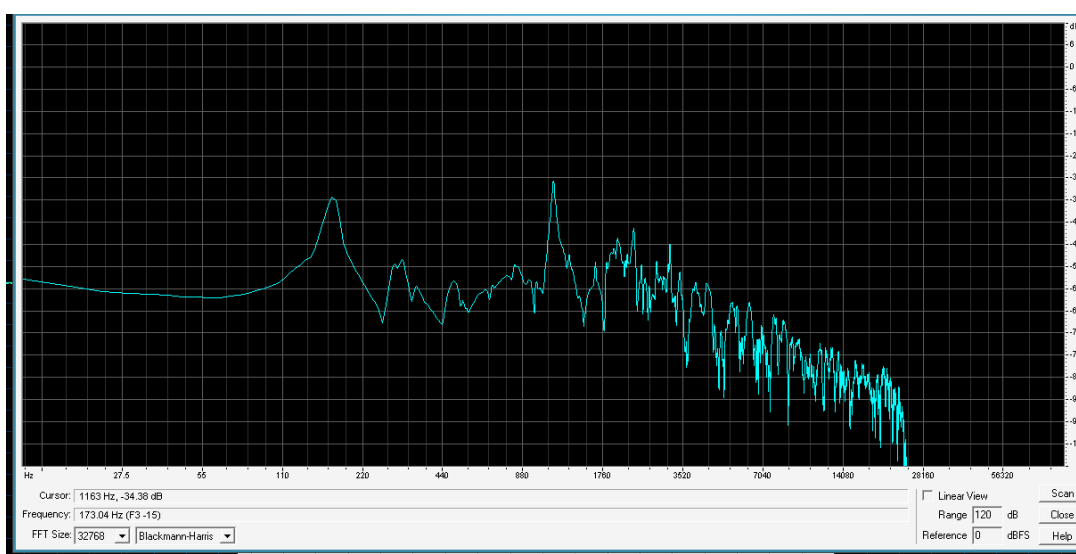


Рис 3.15 Амплітудно-частотна характеристика досліду №7

**Дослід №8.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16\text{мм}$  та довжиною  $120\text{мм}$ . Отвір заповнено феромап -63 масою  $51,345\text{г}$ . Отвір закритий мідною пробкою масою  $40,16\text{г}$ . Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.16). Повне затухання складає  $0,18\text{с}$

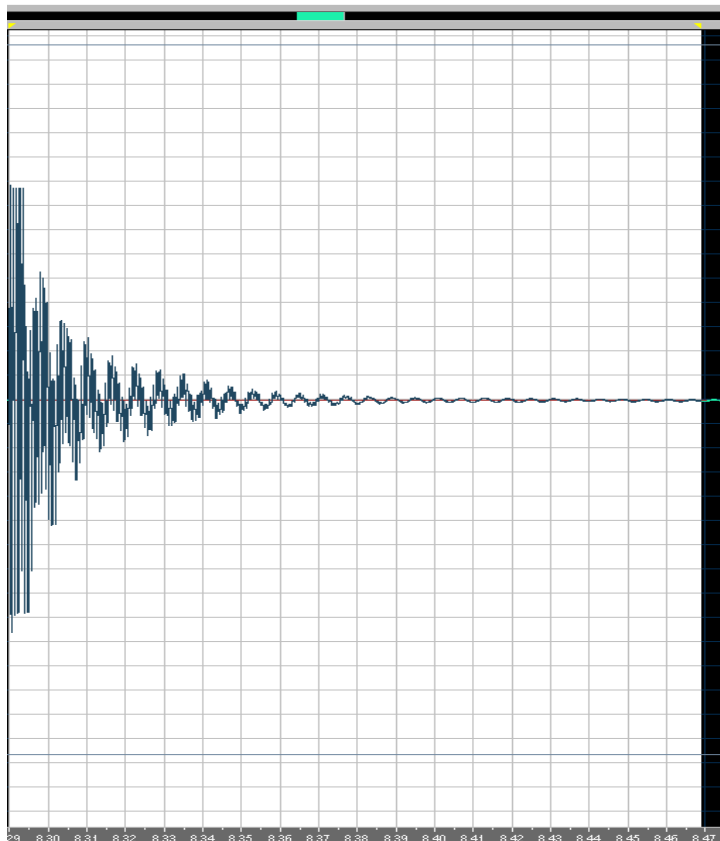


Рис 3.16 Віброграма досліду №8

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.17) показав виражені піки, які знаходяться на  $164,4\text{ Hz}$   $-34,94\text{ db}$  ;  $1128\text{ Hz}$   $-31,86\text{ db}$

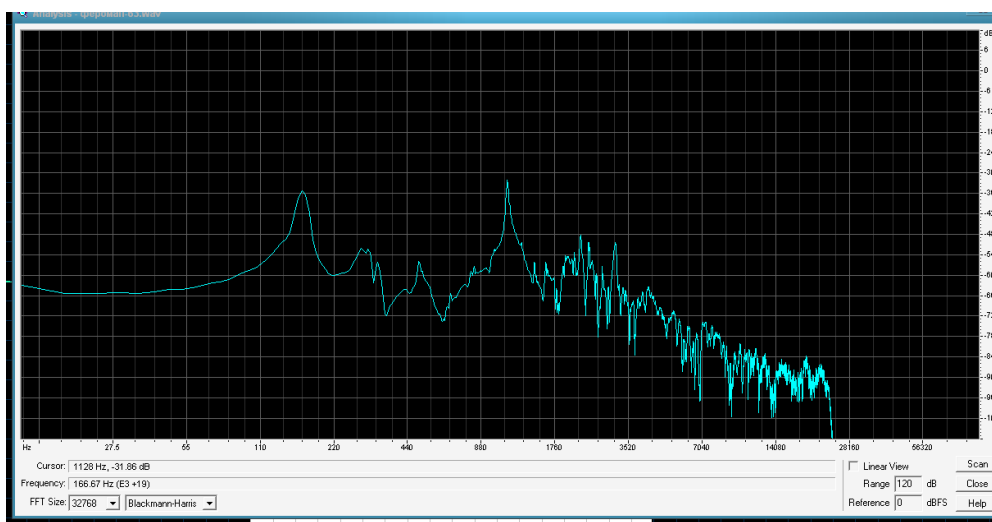


Рис 3.17 Амплітудно-частотна характеристика досліду №8

**Дослід №9.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16$ мм та довжиною 120мм. Отвір заповнено колотим дрібом ДЧК+630 масою 56,32г. Отвір закритий мідною пробкою масою 40,16г. Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.18). Повне затухання складас 0,177с

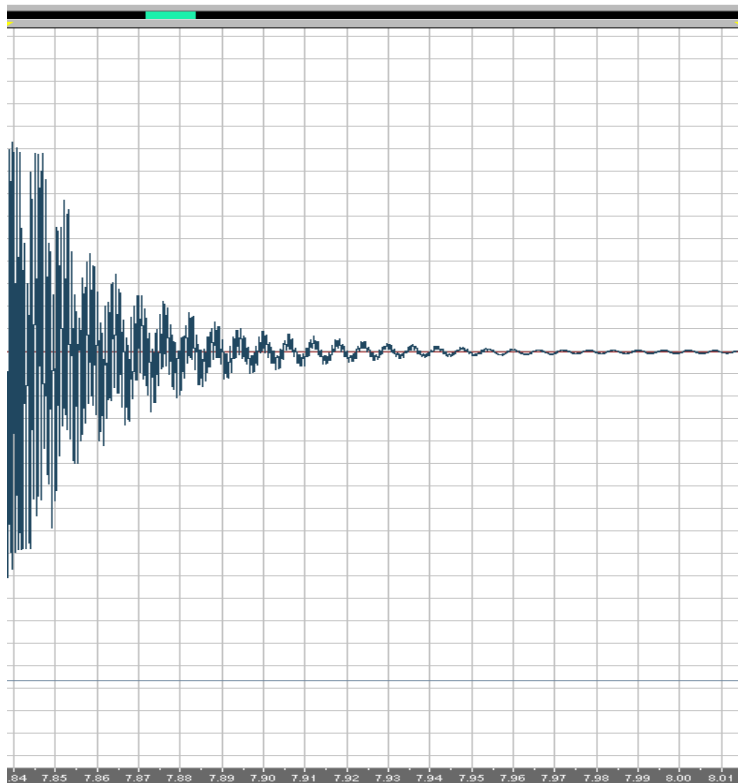


Рис. 3.18 Віброграма досліду №9

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.19) показав виражені піки, які знаходяться на 169,6 Hz -33,41 db ; 1136 Hz -27,73 db

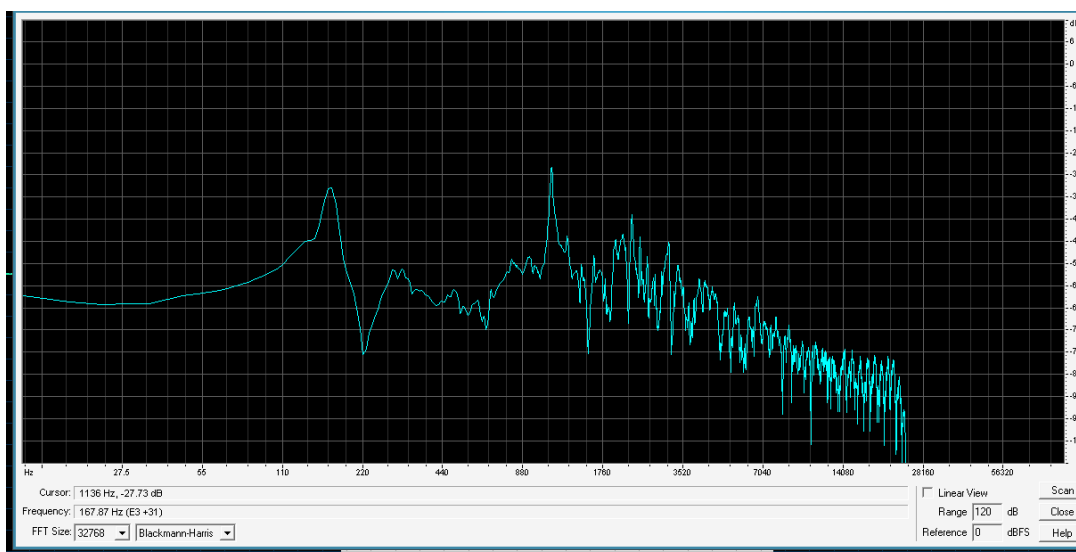


Рис. 3.19 Амплітудно-частотна характеристика досліду №9

**Дослід №10.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16\text{мм}$  та довжиною  $120\text{мм}$ . Отвір заповнено твердим сплавом масою  $71,645\text{г}$ , ДЧ  $0,8\ 38,125\text{г}$  та маслом. Отвір закритий мідною пробкою масою  $40,16\text{г}$ . Виконавши удар, отримуємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.20). Повне затухання складає  $0,22\text{с}$

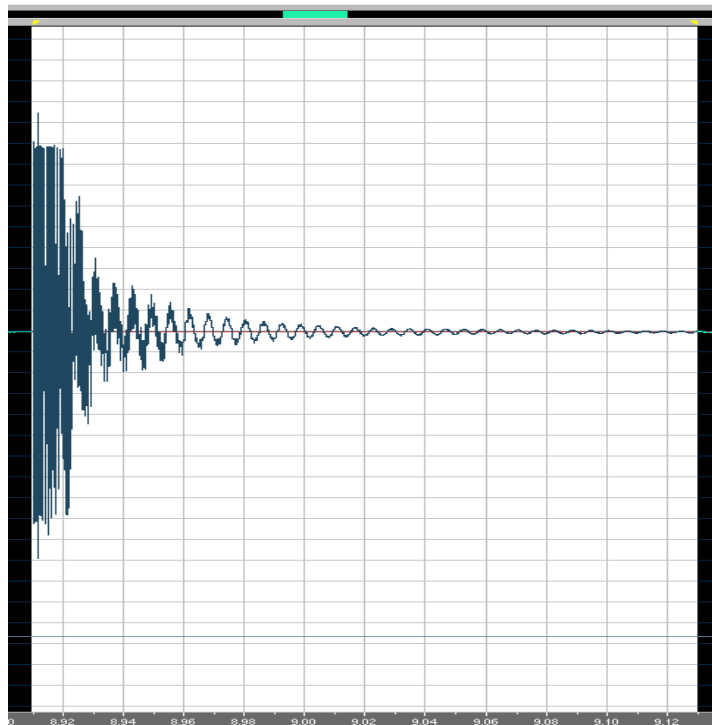


Рис 3.20 Віброграма досліду №10

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.21) показав виражені піки, які знаходяться на  $164,4\ \text{Hz} -33,34\ \text{db}$  ;  $1128\ \text{Hz} -31,28\ \text{db}$

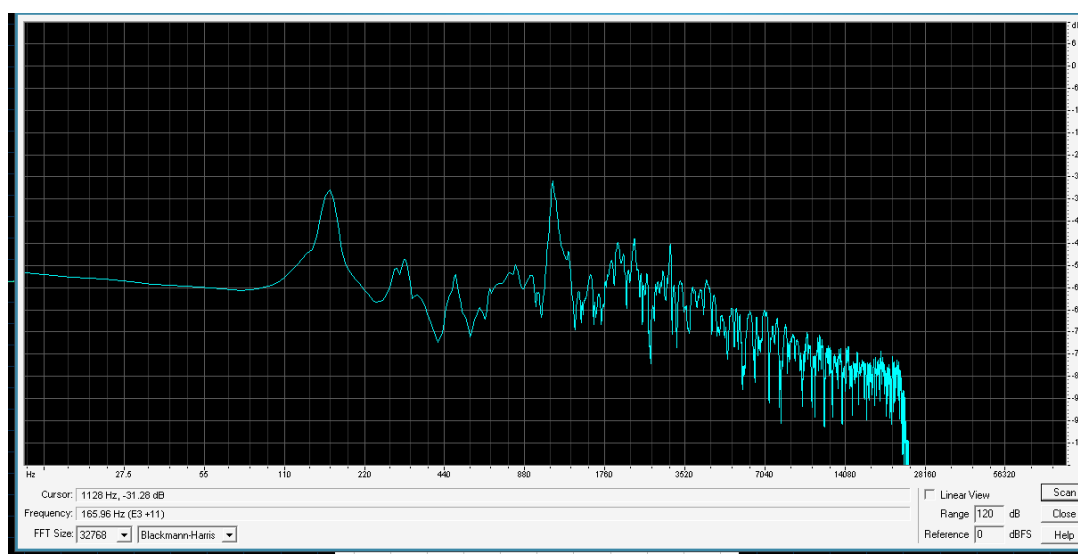


Рис 3.21 Амплітудно-частотна характеристика досліду №10

**Дослід №11.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16\text{мм}$  та довжиною  $120\text{мм}$ . Отвір заповнено ДЧ0,8+Феромап-63 масою  $70,93\text{г}$ . Отвір закритий мідною пробкою масою  $40,16\text{г}$ . Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.22). Повне затухання складає  $0,242\text{с}$

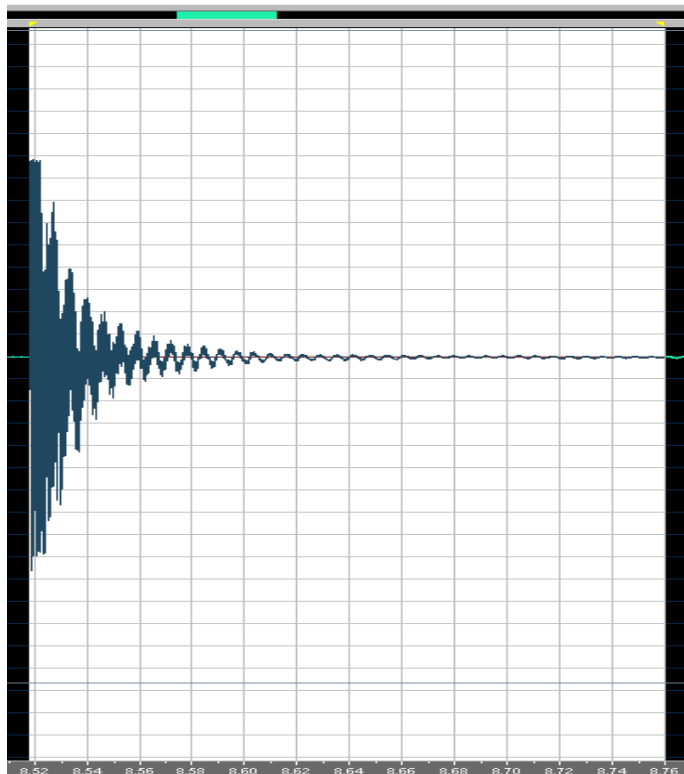


Рис 3.22 Віброграма досліду №11

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.23) показав виражені піки, які знаходяться на  $158,2\text{ Hz}$   $-36,27\text{ db}$ ;  $1102\text{ Hz}$   $-32,36\text{ db}$

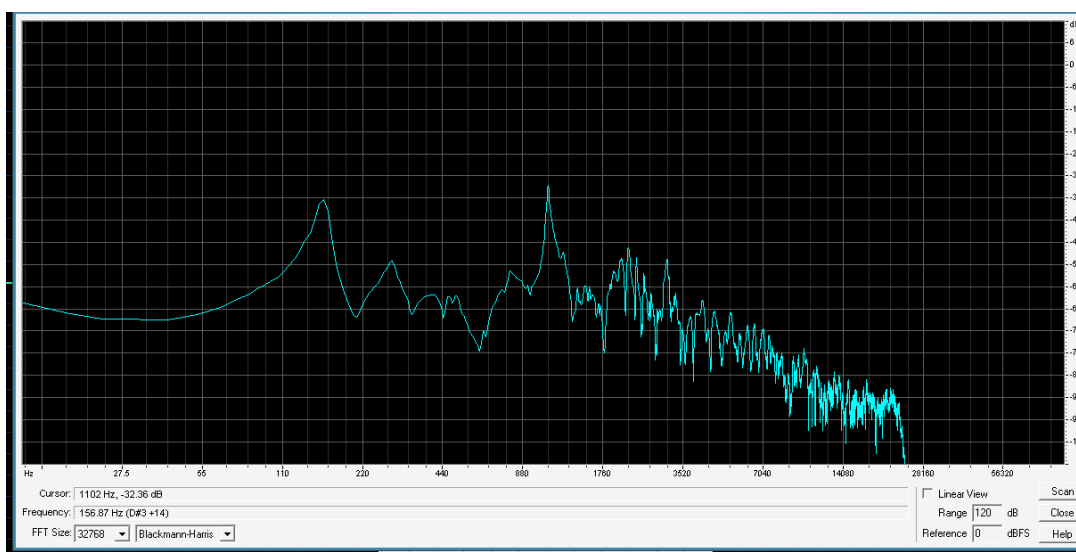


Рис 3.23 Амплітудно-частотна характеристика досліду №11



**Дослід №12.** Тіло державки з отвором  $\varnothing 16\text{мм}$  та довжиною  $120\text{мм}$ . Отвір заповнено твердим сплавом  $30,015\text{г}$  та ДЧО,8  $57,22\text{г}$ . Отвір закритий мідною пробкою масою  $40,16\text{г}$ . Виконавши удар, отримаємо данні зазначенні на віброграмі (рис 3.24). Повне затухання складає  $0,128\text{с}$

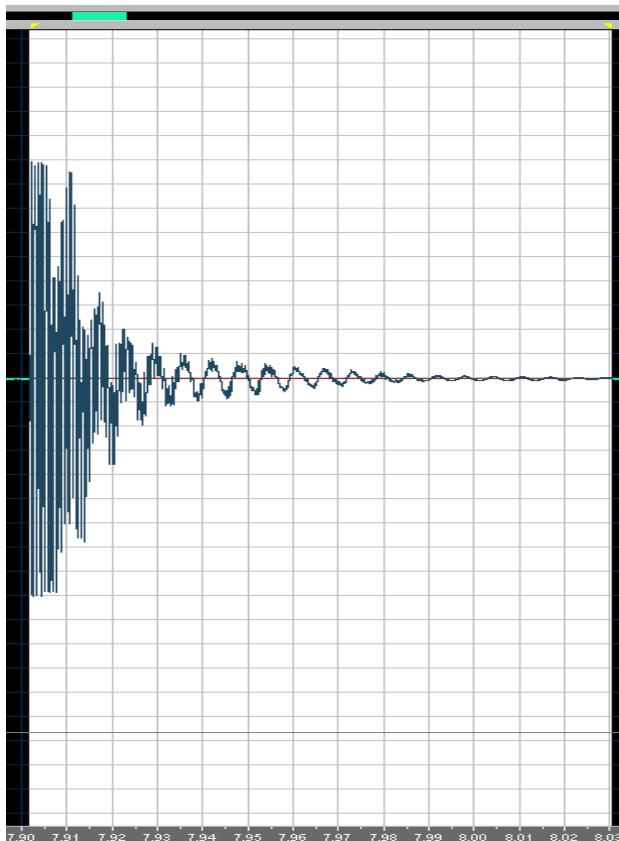


Рис. 3.24 Віброграма досліду №12

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис 3.25) показав виражені піки, які знаходяться на  $158,2\text{ Hz}$   $-32,89\text{ db}$ ;  $1110\text{ Hz}$   $-30,84\text{ db}$

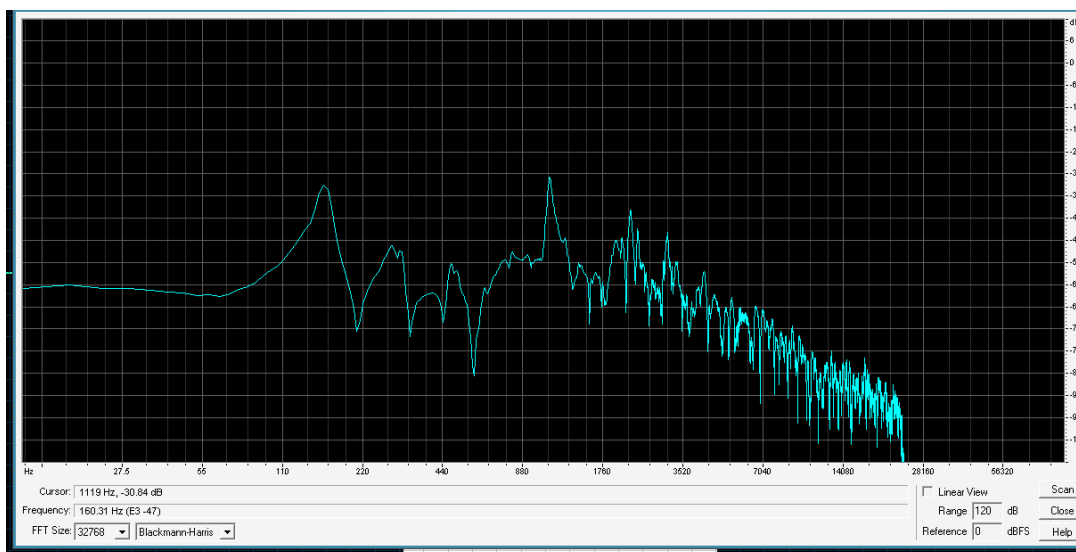


Рис 3.25 Амплітудно-частотна характеристика досліду №12

Зведемо данні отриманні у ході всіх дослідів до підсумкової таблиці результатів(табл.1)

Табл.1 Підсумкова таблиця результатів

Матеріал	Маса, г	АЧХ Hz/db (Виражені піки)	Час затухання, с
Державка	-	159,5/ -35,6; 1136 /- 24,25; 2273/-35,89	0,31
Державка з отвором Ø14, глибиною 100	-	170,9/-32,32; 1163/- 32,38	0,39
Державка з отвором та мідною гайкою	40,16	170,9/-32,98; 1128/- 30,42	0,388
ТС+мідна гайка	91,58+40,16	164,4/-37,74; 1136/- 31,15; 3141/-40,57	0,235
ДЧ0,8+мідна гайка	65,865+40,16	169,9/-34,22 ; 1136/- 30,36	0,188
ТС+ДЧ0,8 +мідна гайка	65,525+39,6+40,16	169,6/-32,87 ; 1154/- 29,82	0,12
Феромап 400/500 +мідна гайка	50,39+40,16	170,9/-35,11 ; 1163/- 34,38	0,185
Феромап -63 +мідна гайка	51,345+40,16	164,4/-34,94 ; 1128/- 31,86	0,18
Дріб колота ДЧК+630 +мідна гайка	56,32+40,16	169,6/-33,41 ; 1136/- 27,73	0,177
ТС + ДЧ0,8 г + масло +мідна гайка	71,645+38,125+40,16	164,4/-33,34 ; 1128/ - 31,28	0,22

ДЧ0,8+Феромап- 63 +мідна гайка	70,93+40,16	158,2/-36,27; 1102/- 32,36	0,242
ТС + ДЧ0,8 +мідна гайка	30,015+57,22+40,16	158,2/-32,89; 1110/- 30,84	0,128

**Висновки:** як бачимо з таблиці 1 найкращий результат часу затухання був отриманий під час досліду №6 і дорівнює 0.12 с. У цьому досліді, у отвір державки було закладено пластини твердого сплаву, дріб ДЧ з величиною зерна 0.8мм, та закріплене мідною пробкою. Сумарна маса демпфуючого елемента 145,285г.

### 3.2 Експериментальне випробування різця.

Наступну серію експериментів було проведено для досліду процесу різання. Різання відбувалось розточним різцем D45 у деталі «Корпус» з габаритними розмірами  $d = 106\text{мм}$ ,  $L = 301\text{мм}$ (дод.1), виготовленої зі сталі 07X16H4Б ГОСТ 5632–72, твердістю 229-262 НВ. Мета різання полягає в розточенні внутрішнього отвору з  $\varnothing 40\text{ мм}$  до  $\varnothing 45\text{ мм}$  на довженні 271 мм з рівнем шорсткості не більше  $Ra = 1.25$ . Було проведено 5 дослідів. В яких розточення виконувалося на довжину 50мм і відбувалося при постійній глибині різання  $t = 0.1\text{мм}$  та подачі  $= 0.05\text{ мм/об}$  та змінних швидкостях та обертах з метою знаходження оптимального режиму різання. Також у дослідях була застосована техніка мінімального змащування. Подача ЗОР у вигляді струї повітряно - рідинної суміші (аерозолі).

#### Дослід №1.

Різання відбувалось при наступних параметрах:

Оберти  $n = 125\text{об/хв}$ .

Швидкість різання  $V = 13.744\text{ м/хв}$ .

Отримані результати видно на віброграмі №1(рис. 3.26)

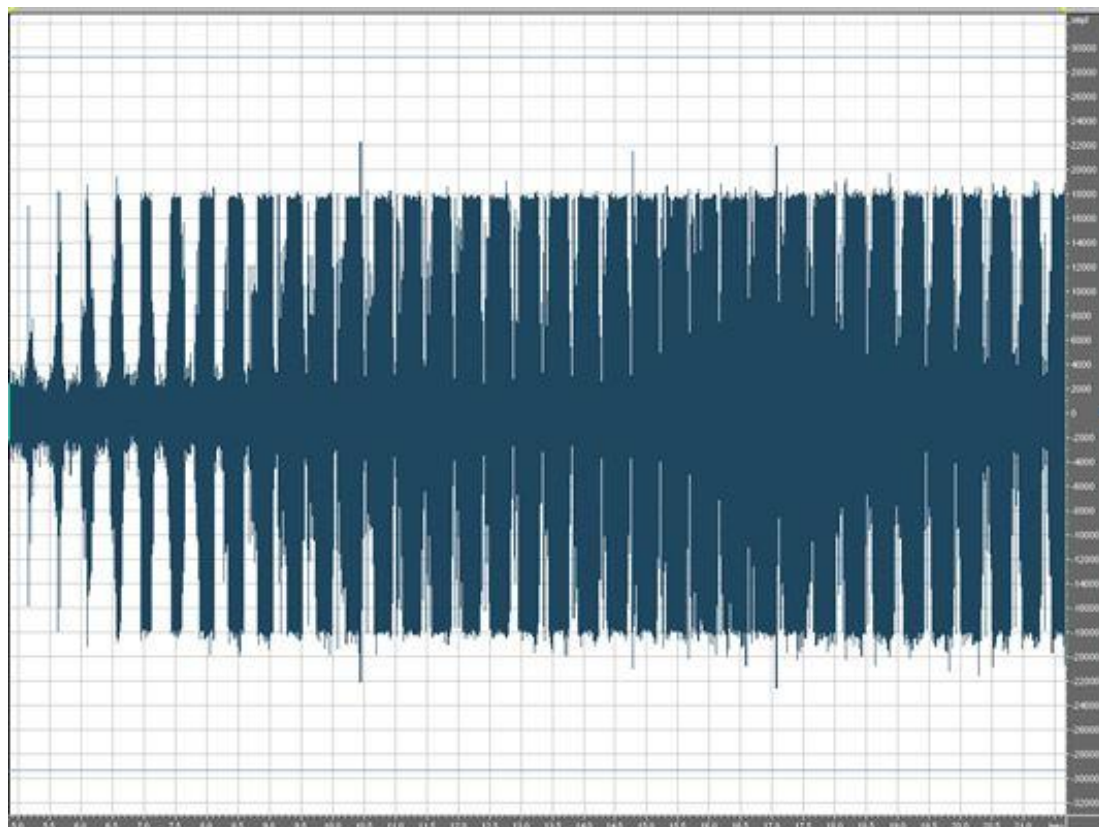


Рис.3.26 Віброграма досліду №1

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис. 3.) показав виражені піки, які знаходяться на 227,3 Hz - 19,93 db; 444,2 Hz -27,6 db; 1085 Hz -35,68 db; 3093 Hz – 35,4 db. При цьому відчувалися сильні низько частотні вібрації і якість обробленої поверхні була не задовільною.

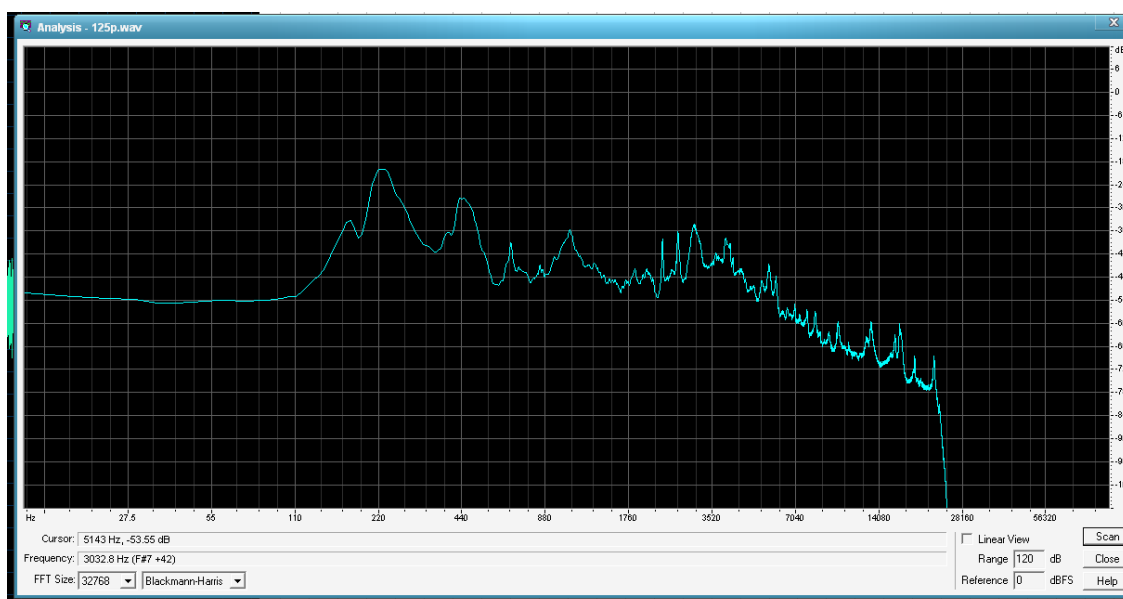


Рис 3.27 Амплітудно-частотна характеристика досліду №1

## Дослід №2.

Різання відбувалось при наступних параметрах:

Оберти  $n = 315$  об/хв.

Швидкість різання  $V = 34,636$  м/хв. . Отримані результати видно на віброграмі №1(рис. 3.28)

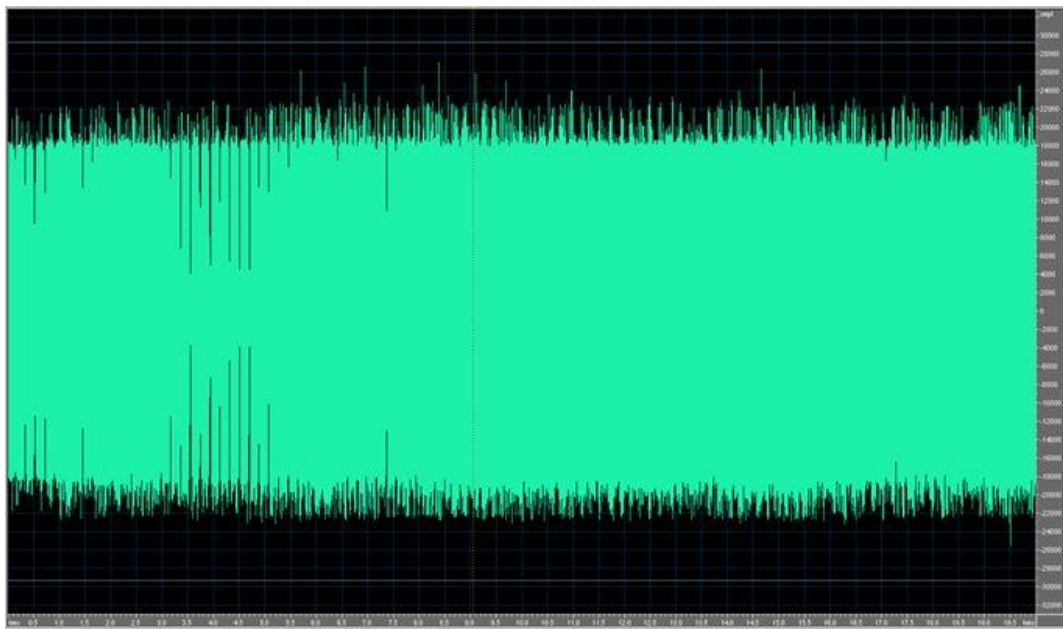


Рис. 3.28 Віброграма дослід №2

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис. 3.) показав виражені піки, які знаходяться на 234,4 Hz - 14,28 db; 461,6 Hz -20,8 db; 1077 Hz -32,84 db; 3023 Hz – 26,6 db. При цьому відчувалися сильні низько частотні вібрації і якість обробленої поверхні була не задовільною.

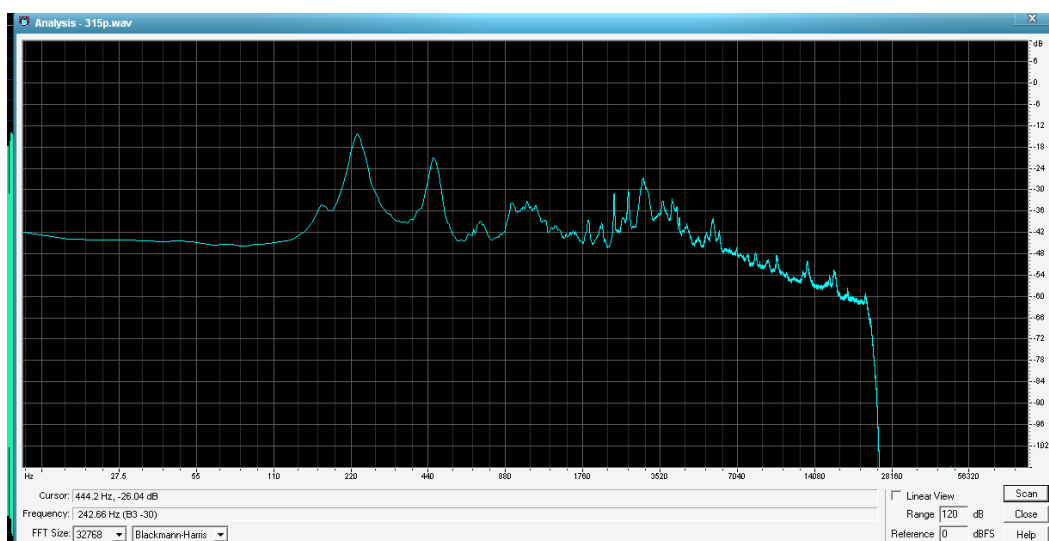


Рис 3.29 Амплітудно-частотна характеристика дослід №2

### Дослід №3.

Різання відбувалось при наступних параметрах:

Оберти  $n = 500$  об/хв.

Швидкість різання  $V = 54,978$  м/хв. Отримані результати видно на віброграмі №1(рис. 3.30)

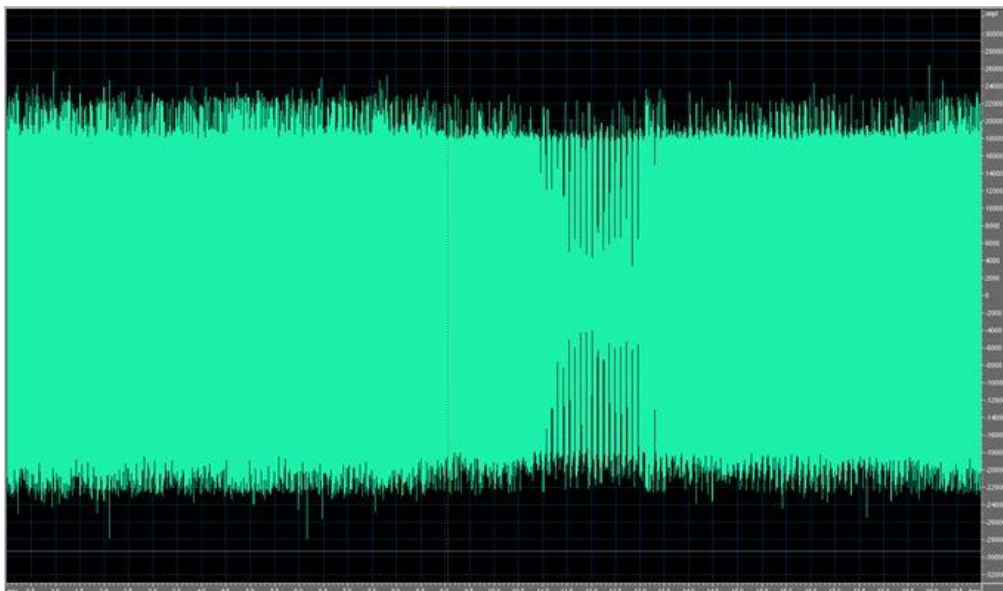


Рис. 3.30 Віброграма досліду №3

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис. 3.) показав виражені піки, які знаходяться на 238 Hz - 14,37 db; 472,4 Hz -21,34 db; 937,6 Hz -32,68 db; 3046 Hz – 26,74 db. При цьому відчувалися сильні низько частотні вібрації і якість обробленої поверхні була не задовільною.

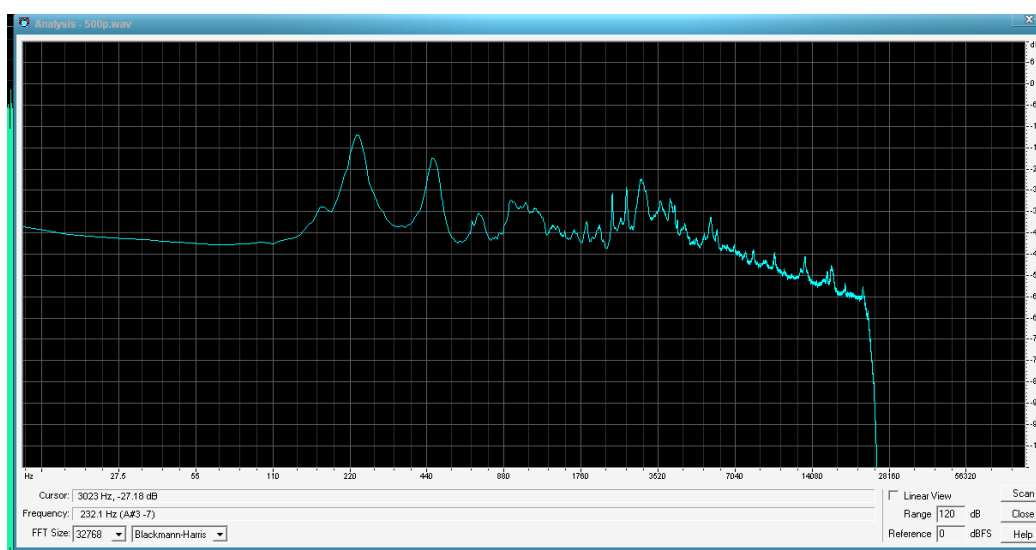


Рис 3.31 Амплітудно-частотна характеристика досліду №3

### Дослід №4.

Різання відбувалось при наступних параметрах:

Оберти  $n = 800$  об/хв.

Швидкість різання  $V = 87,965$  м/хв. Отримані результати видно на віброграмі №1(рис. 3.32)

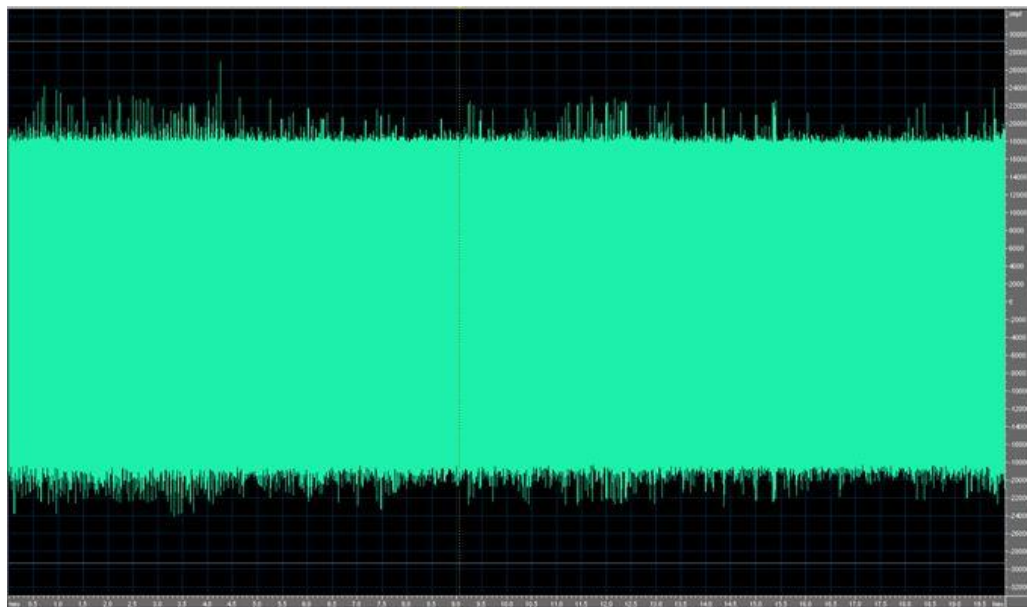


Рис. 3.32 Віброграма досліду №4

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис. 3.) показав виражені піки, які знаходяться на 247,4 Hz - 9,698 db; 494,8 Hz - 18,75 db; 989,6 Hz - 29,23 db; 2954 Hz – 29,65 db. Низькочастотні вібрації були не так відчутні і якість поверхні була задовільною.

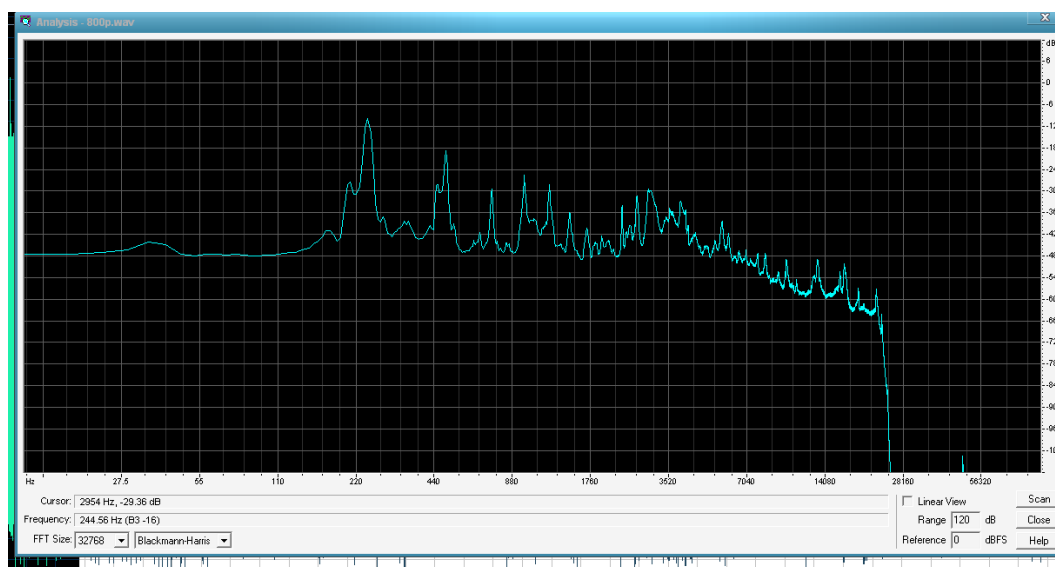


Рис 3.33 Амплітудно-частотна характеристика досліду №4

### Дослід №5.

Різання відбувалось при наступних параметрах:

Оберти  $n = 1250$  об/хв.

Швидкість різання  $V = 137,445$  м/хв. Отримані результати видно на віброграмі №1(рис. 3.34)



Рис. 3.34 Віброграма досліду №5

Аналіз амплітудно-частотної характеристики (рис. 3.) показав виражені піки, які знаходяться на 269,2 Hz - 16,89 db; 538,5 Hz - 32,5 db; 1068 Hz -32,54 db; 3023 Hz – 38,91 db. Низькочастотні вібрації були не так відчутні і якість поверхні була кращою.

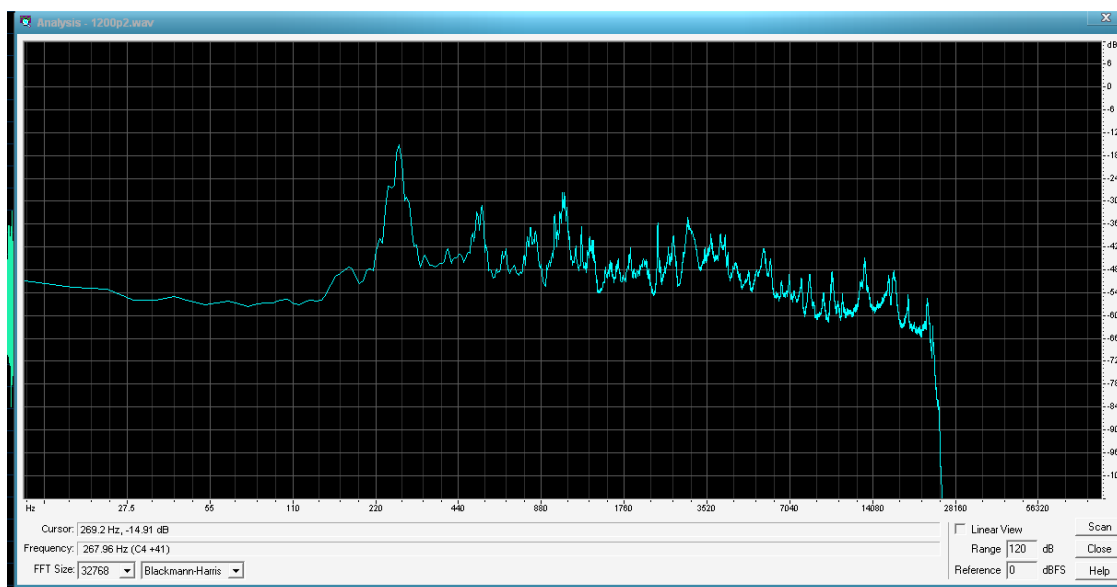


Рис. 3.35 Амплітудно-частотна характеристика досліду №5



**Висновки:** З результатів, отриманих у ході експериментів, бачимо що найкращий результат був отриманий під час 4-ого та 5-ого дослідів. Під час 5-ого дослідів, різання відбувалось при  $n = 1250$  об/хв та  $V = 137,445$  м/хв. При таких параметрах дуже сильно падає рівень стійкості різця, тому вони не є оптимальні. Також добрий результат був отриманий під час 4-ого дослідів. Різання відбувалось при  $n = 800$  об/хв та  $V = 87,965$  м/хв. Цей результат є оптимальним.

### 3.3 Промислові випробування.

Після проведення стендових випробувань, було проведено промислові випробування. Випробування проходили на підприємстві «КЦКБА» у виробничому цеху, на токарно-гвинторізному верстаті моделі 16К20. Розточення виконувалось на тій же деталі «Корпус»(п.3.2), по всій довжині. Експерименти виконувались на дослідному зразку оправки (рис.3.36)



Рис. 3.36 Дослідний зразок оправки підвищеної жорсткості.

Дослідний зразок був виконаний зі сталі 45 з габаритними розмірами діаметр  $\varnothing 36$  та довжиною циліндричної частини  $L = 300$ мм. Оправка була виготовлена з урахуванням дослідів по затуханню коливань, тому була оснащена демпфуючим елементом. Отвір оправки був заповнений твердим сплавом з дрібом ДЧ0,8., матеріалом з яким був отриманий найкращий результат під час

дослідів. Виходячи з того, що за конструкцією оправка була цільна, це унеможливило розміщення демфуючого елемента по центру оправки. Тому на боковій поверхні було профрезеровано паз (рис.3.37), в який розмістили твердий сплав та дріб.



Рис. 3.37. Розміщення демфуючого елемента

Також по довжині державки було профрезеровано канал під трубки (рис.3.36) для подачі ЗОР. У якості системи подачі ЗОР було використано техніку мінімального змащування. Суть якої полягає в наступному: в зовнішню трубку, по якій подається ЗОР, з зовнішнім діаметром  $\varnothing 5$  та внутрішнім діаметром  $\varnothing 4$ , встановлено меншу трубку (рис.3.39). По меншій трубці, в якій зовнішній діаметр дорівнює  $\varnothing 3$ , а внутрішній  $\varnothing 2$ , подається повітря. Кожна трубка має своє сопло розмірами  $\varnothing 2$  та  $\varnothing 1$  відповідно. Повітря подається з компресора під тиском 6 атмосфер. За рахунок того, що на виході потік розширюється виникає розрідження у зовнішній трубці і за рахунок цього подається ЗОР.



Рис. 3.38 Система подачі ЗОР



Рис. 3.39. 1 – отвір для подачі ЗОР у зовнішню трубку. 2 – отвір для подачі повітря у внутрішню трубку.

Розточення отвору виконувалося на наступних режимах різання: оберти  $n=800$  об/хв,  $V = 87,965$  м/хв, глибині різання  $t = 0.1$  мм та подачі  $S = 0.05$  мм/об та з різними допоміжними кутами в плані  $\varphi_1 = 10^\circ$ ;  $\varphi_1 = 15^\circ$ ;  $\varphi_1 = 30^\circ$ .

Під час випробувань вимірювання вібрацій не виконувалось, досліджувалась якість поверхні після різання. При точінні з допоміжним кутом в плані  $\varphi_1 = 10^\circ$

якість поверхні була не задовільною. На обробленій поверхні була ярко виражена структура притаманна вібраціям. При точінні з допоміжним кутом в плані  $\varphi_1 = 15^\circ$  результат був аналогічний попередньому, якість поверхні була не задовільною. При точінні з допоміжним кутом в плані  $\varphi_1 = 30^\circ$  якість поверхні була візуально кращою, на поверхні були відсутні сліди притаманні вібраціям.

**Висновки:** Підводячи підсумки проведених експериментів зазначаємо. На процес гасіння вібрацій впливають багато факторів, основні з яких це геометрія інструменту, вибір оптимальних режимів різання, та наявність демфуючого елемента. На підставі отриманих даних кращий результат для демфуючого елемента показав твердий сплав з дробом ДЧ0.8, з часом затухання 0.12с. Процес розточки рекомендовано виконувати при обертах  $n = 800$  об/хв. Саме на цих обертах було отримано самий збалансований результат якості поверхні та зносу інструмента. Промислові дослідження показали, що якість оброблюваної поверхні значно краща при точінні з допоміжним кутом у плані  $\varphi_1 = 30^\circ$ . Також можна додати, що використаний нами демфуючий елемент, виконує в більшу чергу роботу по збільшенню ваги оправки, що в свою чергу призводить до того що затрата енергії на викликання коливань стане значно більшою і як наслідок підвищить динамічну стійкість циліндричної частини державки.

## Розділ четвертий. StartUp проект.

### 4.1. Опис ідеї проекту

Таблиця 4.1. – Опис ідеї стартап - проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Основою ідеєю є проектування, розроблення та підвищення стійкості вібростійких оправок та вибору раціональних режимів різання,	1.Матеріалообробка	Можливість виконувати оброблення глухих та глибоких отворів уникаючи дій вібрації, отримуючи задану шорсткість та якість поверхні, уникнення браку, підвищення продуктивності через зміну режимів різання, при оберті заготовки, а не інструменту.

Таблиця 4.2. Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

№	Техніко-еконо-мічні характеристики ідеї	Потенційні товари/концепції конкурентів			S	N	W
		Мій проект	Конкурент 1	Конкурент 2			
1	Вартість	Вібростійка оправки для розточування глибоких отворів	Оправка фірми Sandvik Coromant модель Silent tools (Швеція)	Оправка фірми SECO, модель STEADYLINE (Швеція)	+	-	-
2	Експлуатація(викори-стання)				-	+	-
3	Точність виготовлення отвору				+	-	-
4	Складність конструкції				+	-	-
5	Технологічність				-	+	-

Представлені конкуренти:

Silent Tools™ є торговою маркою сімейства оправок інструментів для токарної, фрезерної, розточний і сверлильної. Оправки інструмента призначені для мінімізації вібрацій через демпфер всередині корпусу інструменту. Silent Tools використовують для оброблення довгих звисів, але навіть при більш коротких звісах, збільшенні продуктивності і поліпшення якості поверхні.(рис.4.1)



Рис.4.1 - Модель Silent Tools

Seco розширила запатентовану лінію демпферуючих інструментів Steadyline™, включаючи розточувальні головки. Дуже жорстка і стабільна система Steadyline ефективно зменшує небажані вібрації в екстремальних умовах різання завдяки «динамічної пасивної системі» всередині корпусу утримувача, де лічильник маси демпфірування вібрує проти першої вібрації. Таким чином, ці продукти можуть виконувати типові операції з довгим виступом в два рази швидше, ніж традиційні інструменти, зменшують напругу шпинделя, а також забезпечують високу швидкість видалення металу, гладку поверхню поверхні і довгий термін служби інструменту.(рис.4.2)



Рис. 4.2 - SECO, модель STEADYLINE(Швеція)

#### 4.2. Технологічний аудит ідеї проекту

№	Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технології
1	Закупівля матеріалів	Закупівля заготовок для корпусу	+	+
		Демферні елементи	+	-
2	Виготовлення державки	Механічна обробка корпусу	+	+
		Термообробка	+	+
		Фінальне механічне оброблення	+	+
3	Складання	Складання державки з демферуючим елементом	+	+

Представлені технологічні рішення вибрані з огляду на доступність та є наявними на ринку.

### 4.3. Аналіз ринкових можливостей запуску StartUp - проекту.

Таблиця 4.4. – Попередня характеристика потенційного ринку

№	Показник стану ринку(найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	2
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	1 500 000 грн
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу	Обмеження можуть виникнути через недостатність ресурсів для виготовлення. Поява інноваційних технологій.
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Технічні умови; підтвердження і дотримання стандартів Державного комітету по стандартизації, метрології та сертифікації на всіх стадіях виробництва пристрою; обов'язкова сертифікація для можливості виходу на міжнародний ринок
6	Середня норма рентабельності в галузі, %	( +34%) Коефіцієнт рентабельності 1.34

В Україні ринок для даного виробу є досить невеликим на даний момент, але кінцевий продукт, що виробляється з представленого приладу має вагомe значення та можливості на ринку. За кордоном ринок аналогів, має високий попит та конкуренцію. Основні країни виробники – це Швеція, США, Німеччина, Китай.



Таблиця 4.5. – Характеристика потенційних клієнтів стартап проекту

№	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія	Відмінності у поведінці різних потенційних груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1	Зменшення кількості браку при розточуванні глибоких отворів	Енергетична галузь (Наприклад: ПрАТ «КЦКБА»), Можливий вихід на ринок транспортної мережі,	Ціна на продукцію; Технічні характеристики; Попит в представлених галузях; Збільшення долі ринку за рахунок іновацій та – ціни/якості.	Здатність оброблювати глибокі отвори з необхідною якістю, довговічність інструменту, не висока ціна
2	Забезпечення заданої якості оброблюваної поверхні			

Таблиця 4.6. – Фактори загроз

№	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Динаміка курсу національної валюти	Цей фактор в залежності від глибини і темпів змін з певною силою впливає на вартість компонентів	Притаманий згасаючий вплив на компанію
2	Податковий	Впливає на витрати, рівень чистого прибутку і інші параметри діяльності підприємства	Зменшення прибутку
3	Конкурентний	Впливає на умови конкуренції,	Збільшення витрат задля конкурентної спроможності продукту

4	Рівень інфляції	Впливає на вартість ресурсів, придбаних підприємством, рівень процентних ставок по кредитах, структуру попиту на певні групи товарів.	Збільшення витрат на виробництво, па
---	-----------------	---	--------------------------------------

Таблиця 4.7. – Фактори можливостей

№	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Контроль ринку	Збільшення долі ринку за рахунок іноваційності інструменту, а також домінування на ринку за рахунок отримання патенту	Вихід на новий ринок призводить до збільшення обороту, виробництва продукції, якості за рахунок нової клієнтури.
2	Вихід на міжнародний ринок	Вихід на міжнародний ринок за рахунок прибутковості компанії, в результаті чого сформували відділ ЗЕД.	Чим гучніше є технологічні досягнення, тим глибше і масштабніше вони перетворюють економічне життя в суспільстві, ринкові відносини.

Таблиця 4.8. – Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства
1.Тип конкуренції - чиста	Вільна конкуренція на ринку. Можливий перехід до монополістичної за рахунок виходу на ринок інноваційної технології.	Отримання патенту на інструмент
2.За рівнем конкурентної боротьби - Локальний	Оскільки основний ринок для даної продукції і її використання – є українські компанії(ПрАТ «КЦКБА»), то і основні ставки будуть робитись саме на ньому.	Установлення контролю на українському ринку.
3.За галузевою ознакою - міжгалузева	Охоплює декілька галузей діяльності людини(Металообробка, різні сфери виробництва)	Збільшений попит за рахунок використання приладу в різних сферах діяльності людини.
4.Конкуренція за видами товарів	-	-
5.За характером конкурентних переваг - нецінова	Збільшення точності оброблення , удосконалення конструкції, ціна	Можливий неоднозначний вплив на діяльність, оскільки, якщо продукт матиме високу цінову вартість, то попит на неї може впасти. Тому доцільно дотримуватись правил рівності ціни=якості.
6.За інтенсивністю – не марочна	-	-

Таблиця 4.9. – Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Складові аналізу	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
	Виробник - Sandvik Coromant модель Silent tools (Швеція)	Виробник SECO, модель STEADYLINE (Швеція)-	Виробник пластин для оброблення металів WALTER Німеччина	ПрАТ «КЦКБА»	-
Висновки:	Удосконалення конструкції, простоти у використанні та збільшення функціональних можливостей	В даному випадку основним критерієм конкуренції є цінова політика, та якість оброблювання поверхні	Умови як і для всіх інших клієнтів. Можлива зміна ціни на необхідне обладнання через економічне становище.	Можливість проведення робіт по зменшенню собівартості приладу та підґрунтя для удосконалення приладу	-

Таблиця 4.10. – Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування
1	Вартість	Ціна-якість-функціонал відповідають один одному і є значно дешевшими порівняно з аналогами, представленими на ринку.
2	Експлуатація(використання)	В порівнянні з конкурентами суттєвих відмінностей немає..

3	Точність виготовлення	Збільшена точність оброблюваної поверхні за рахунок удосконалення конструкції демферуючими елементами.
4	Складність конструкції	Має більш просту будову конструкції , ніж ті інструменти що запропоновані на ринку
5	Технологічність	Має інноваційну систему СОЖ, та демферуючий елемент

Таблиця 4.11. – Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін

№	Фактор конкурентоспроможності	Бали(1-20)	Рейтинг товару виробник Sandvik Coromant модель Silent tools							
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3	
1	Вартість	15	+							
2	Експлуатація	10			+					
3	Точність виготовлення	14				+				
4	Складність конструкції	12		+						
5	Технологічність	14			+					

Таблиця 4.12. – SWOT-аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: Простота конструкції; вартість; висока якість оброблюваної поверхні	Слабкі сторони: Невисока стійкість інструменту
Можливості: Можливість використання в сфері авіа будування	Загрози: впровадження у рамках одиничного виробництва

Таблиця 4.13. – SWOT-аналіз стартап-проекту

№	Альтернатива(орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів,%	Строки реалізації, місяців
1		50	12
2		50	18
3		35	13

#### 4.4. Розроблення ринкової стратегії проекту

Таблиця 4.14. – Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживача сприйняти продукт, %	Орієнтований попит в межах цільової групи ,комплектів/рік	Інтенсивність конкуренції в сегменті, %	Простота входу у сегмент, %
1.	ПрАТ «КЦКБА»	85	10	-	-

Таблиця 4.15.–Визначення базової стратегії розвитку

№ п/п	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкуренти спроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1				

Таблиця 4.16.–Визначення базової стратегії розвитку

№ п/п	Чи є проект "першопрохідцем" на ринку	Чи буде компанія шукати нових споживачів або забирати існуючих конкурентів	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента	Стратегія конкурентної поведінки
1	Ні	Так	Ні	Приспосовницький тип стратегії

Таблиця 4.17.–Визначення стратегії позиціонування

№ п/п	Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій які мають сформувати комплексну позицію власного проекту
1	Вартість	Стратегія комбінування	+	+
2	Експлуатація		+/-	+/-
3	Точність виготовлення		+	+
4	Складність конструкції		+	+
5	Технологічність		+/-	+

#### 4.5. Розроблення маркетингової програми StartUp проекту

Таблиця 1.18.– Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами(існуючи або які потрібно створити)
1	Вартість	Загальна вартість продукту	Використання нескладних компонентів для виготовлення пристрою
2	Експлуатація	Запропоновано розраховані оптимальні режими різання,просте налагодження інструменту	Використання нескладних технологій не потребуючих глибоко розуміння процесу обробки
3	Точність виготовлення	Досягнення заданої точності отвору	-
4	Складність конструкції	Більш проста конструкторія	Складність конструкції ускладнює процес обслуговування інструменту

5	Технологічність	Використана унікальна система подачі СОЖ та демферуючий ефект	-
---	-----------------	---	---

Таблиця 4.19.– Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	Сутність та складові	
1.Товар за задумом	Простий,дешевий інструмент який забезпечує високу якість оброблюваної поверхні.	
2.Товар у реальному виконанні	Властивості характеристики	
	1. Вартість 2. 3.Точність виготовлення 4.	
Захист товару організовано за рахунок захисту інтелектуальної власності		

Таблиця 4.20. – Визначення меж встановлення цін.

№ п/п	Рівень цін на товари заміники	Рівень цін на товари аналоги	Рівень доходів цільової групи	Верхня та нижня межа встановлення ціни на товар
1	1000	100	-	100-1000

Таблиця 4.21. – Формування системи збуту

№ п/п	Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функція збуту,які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
1	Поступове	Продаж товару , консультації по експлуатації	Нульовий Рівень каналу	Вертикальна корпоративна система



Таблиця 4.22. – Концепція маркетингових комунікацій

№ П/ П	Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікації, якими користується клієнт	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
1	Вимоги щодо зручності використан ня, надійнос ті конструкції та якості кінцевого продукту	-	Якість, вартість, висока точність кінцевих продуктів,	-	-

### **Основні висновки**

На основі розробки теоретичних основ проектування інструменту, створена оправка підвищеної жорсткості для розточення глибоких отворів, створена конструкція вібростійкого інструменту, з демпферуючим елементом, і який забезпечує підвищення якості поверхні під час обробки. Проведено розрахунок частот власних коливань.

Проведено експерименти на згасання вібрацій, під час яких було з'ясовано кращий матеріал для демпфуючого елементу. Проведено експерименти процесу різання, в яких були обрані оптимальні режими різання. Також встановлено та обрано оптимальний допоміжний кут в плані, який впливає на зону різання, і безпосередньо впливає на процес утворення вібрацій.

## Література

1. Амареги И. Дж. А., Браун Р.Х. Обработка металлов резаньем. Пер. с англ. В. А. Пастунова. М., «Машиностроение», 1977.
2. Подураев В.Н. Резанье труднообрабатываемых материалов. Учеб. пособие для вузов. М., «Висш. школа», 1974.
3. Подураев В. Н., Захаров Ю. Е. К вопросу о причинах возникновения и средствах гашения автоколебаний при обработке резанием. «Научные доклады высшей школы. - Машиностроение». 1959. № 1.
4. Кудинов В. А. Динамика станков. М., «Машиностроение», 1967.
5. Эльясберг М. Е. Об устойчивости процесса резания металлов. Изв. АН СССР. Сер. техн. наук, 1959, № 9.
6. Соколовский А. П. Научные основы технологии машиностроения. М., Машгиз, 1958.
7. Подураев В. Н. Обработка резанием с вибрациями. М., «Машиностроение», 1970.
8. Вейц В. Л., Дондошанский В. К., Чиряев В. И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. М., Машгиз, 1959.
9. Исследование вибраций при обработке на станках резанием. Под ред. акад. Дикушина В. И., проф. Решетова Д. Н. М., Машгиз, 1958.
10. Кривоухов В. А., Воронов А. Л. Высокочастотные вибрации резца при точении. Труды МАИ, вып. 67. Оборонгиз, 1956.
11. Сатель Э. А., Подураев В. Н. К вопросу о физической сущности понятия технологической жесткости системы станок – деталь- инструмент. «Станки и инструмент». 1955, № 5.
12. Ильницкий И. И. Колебания в металлорежущих станках и пути их устранения. Машгиз, 1958.
13. Бобров В. Ф. Основы теории резания металлов. М., «Машиностроение», 1975.
14. Новые исследования в области обработки металлов резанием. Под ред. проф. Маслова Е. Н. М., Машгиз, 1957.

15. Мартынов В.Д. Основы ультразвуковой обработки отверстий резанием. Изд-во Ростовского ун-та, 1969.
16. Рубинштейн В. Р. Гашение вибраций при точении методом врезания. «Станки и инструмент», 1969, № 9.
17. Кумабэ Д. Вибрационное резание: Пер. с яп. С.Л. Масленникова/под ред. И. И. Портнова, В.В. Белова. – М.: Машиностроение, 1985. – 424с.
18. Ананьев И. В., Серебрянский НЛ. Анализ точности расчета колебаний упругих систем различными методами//Труды ЦАГИ им. проф. Н.Е. Жуковского. - М., 1969. - Вып. 1 147. — 46 с.
19. Ананьев И. В., Серебрянский НЛ. Расчет колебаний балок в некоторых особых случаях нагружения // Труды ЦАГИ им. проф. Н.Е. Жуковского. - М., 1972. —Вып. 1418. - 41 с.
20. Маруш Э., Эмма С., Като Ш. Автоколебания токарных резцов. Часть 1. Основные характеристики автоколебаний / Конструирование и технология машиностроения. - М.: Мир, 1983. - № 2. — С. 121 — 128.
21. Левина З. М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. — М.: Машиностроение, 1971. — 164 с.
22. Каминская В. В. Решетов Д.Н. Фундаменты и установка металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1975. — 208 с.
23. Корневнц Э.Ф., Эндер Г. В. Формулы для расчета балок на упругом основании. - Л.-М.: Госстройиздат, 1932. -347 с.
24. Пуш В.Э. и др. Автоматические станочные системы / В.Э. Пуш, Р. Пигерт, В.Л. Сосонкин; Под ред. В.Э.Пуша. — М.: Машиностроение, 1982.- 319 с.
25. Филиппов А.И. Колебания деформируемых систем. - М.: Машиностроение, 1970. - 734 с.
26. Алтинтас И.Л. Выявление поломки инструмента в процессе фрезерования с использованием моделей сил резания ”Современное машиностроение. Сер. Б —1981.—М2 12.— С. 99—108.

27. Васин С.А. Прогнозирование виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании. Серия «Библиотека инструментальщика». – М.: Машиностроение, 2006.