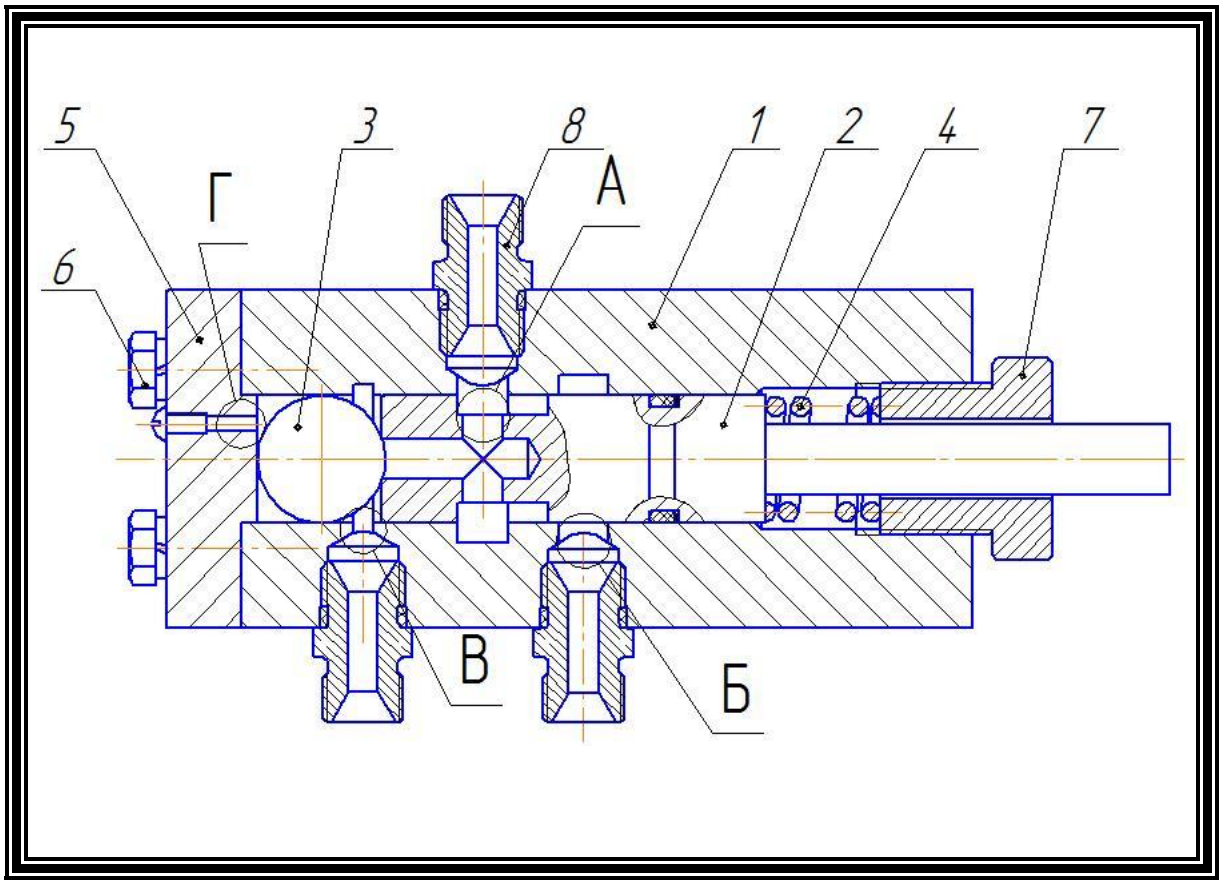
Р. Д. Іскович-Лотоцький,
О. Д. Манжілевський

ВІБРОАБРАЗИВНА ОБРОБКА ДЕТАЛЕЙ НА УСТАНОВКАХ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський

ВІБРОАБРАЗИВНА ОБРОБКА ДЕТАЛЕЙ НА УСТАНОВКАХ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

Монографія

Вінниця
ВНТУ
2013

УДК 62-822
ББК 34.447
І 86

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № __ від __.__.2013 р.)

Рецензенти:

І. О. Сивак, доктор технічних наук, професор

Н. Р. Веселовська, доктор технічних наук, професор

Іскович-Лотоцький, Р. Д.

І 86 Віброабразивна обробка деталей на установках з гідроімпульсним приводом : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський. — Вінниця : ВНТУ, 2013. — 156 с.

ISBN 978-966-641-...

В монографії розглядаються питання присвячені створенню гідроімпульсного приводу установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації, що дозволяє підвищити продуктивність процесу обробки деталей складної конфігурації за рахунок накладання зовнішнього складнопросторового вібронавантаження. Запропоновано математичну модель гідроімпульсного приводу установки для віброабразивної обробки, встановлено залежність переміщення плунжера вібраційного гідроциліндра оригінальної конструкції від зміни тиску в його порожнині. Описано проведені експериментальні дослідження процесів в системі приводу установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації в широких діапазонах зміни режимів роботи на основі яких визначені конструктивні параметри, які забезпечують стійку роботу приводу та встановлено раціональний режим обробки деталей складної конфігурації.

УДК 62-822
ББК 34.447

ISBN 978-966-641-...

© Р. Іскович-Лотоцький, О. Манжілевський, 2013

ЗМІСТ

ВСТУП……. 4

РОЗДІЛ 1 Процеси та обладнання віброабразивних технологій 12

1.1 Огляд існуючих віброабразивних технологій фінішних операцій обробки деталей ……..... 12

1.2 Приводи устаткування (верстатів) для віброабразивної обробки..... 25

1.3 Особливості процесів віброабразивної обробки .....…..... 29

РОЗДІЛ 2 Розробка установки для просторової віброабразивної обробки 41

2.1 Вибір та обґрунтування схем навантаження при віброабразивній обробці .....……... 41

2.2 Вибір та обґрунтування технологічних параметрів УВО..…..……..... 48

2.3 Обґрунтування вибору приводів ...……... 55

2.3.1 Привод робочої камери..... 55

2.3.2 Вибір схеми віброзбуджувача та обґрунтування вибору виконавчих гідроциліндрів..... 69

2.3.3 Привод примусового руху оброблюваної деталі..... 80

2.4 Конструктивна схема та принцип дії УВО…..... 85

РОЗДІЛ 3 Теоретичне дослідження робочих параметрів приводу виконавчих ланок УВО ...…..... 92

3.1 Розробка структурно-розрахункової схеми УВО 92

3.2 Обґрунтування вибору динамічної моделі приводів вібрацій та примусового руху деталі..... 96

3.3 Математична модель плунжерного вібраційного гідроциліндра..... 101

3.4 Визначення жорсткості підвіски та моделювання просторових коливань..... 107

3.5 Математична модель приводу руху деталі..... 113

3.6 Дослідження та розрахунок параметрів на ПЕОМ..... 117

3.6.1 Дослідження рівнянь руху робочої камери вібраційної установки..... 117
3.6.2 Дослідження параметрів руху плунжерного вібраційного гідроциліндра..... 128
РОЗДІЛ 4 Експериментальне дослідження установки з гідроімпульсним приводом..... 132
4.1 Обґрунтування вибору методики проведення експериментального дослідження 132
4.2 Обладнання та датчики для постановки експериментального дослідження..... 136
4.3 Лабораторна установка (опис конструкції та принципу дії лабораторної установки)…..... 143
4.4 Аналіз результатів експериментально визначених робочих параметрів приводів установки …..... 150
ВИСНОВКИ…….. 163
ЛІТЕРАТУРА..... 166

ВСТУП

Актуальність теми дослідження

Проблема очищення зовнішніх і внутрішніх поверхонь деталей від окалини, оксидів, бруду, скруглення гострих кромок довільним радіусом, видалення задирок, а також обробки цих поверхонь перед нанесенням покриттів фізико-хімічними методами або фарбуванням на машинобудівних підприємствах існує давно. Особливо це стосується деталей складної конфігурації виготовлених литтям (корпусних деталей, елементів силових гідроциліндрів, напрямних ниткопрядних машин), що не потребують точної розмірної обробки і на механічну обробку поверхонь яких витрачається вартісний інструмент або застосовуються шкідливі для довкілля методи хімічної очистки.

Для вирішення цієї проблеми у промисловості, в основному використовують такі методи очищення: механічний (віброабразивна, просторова, піскоструменева обробки), фізичний (ультразвукова обробка, струменевий облив), хімічний (ополіскування синтетичними миючими засобами, обробка розчинно-емульгуючими засобами), комбінований (фізико-хімічна, фізико-механічна обробки). Найпоширенішим є механічний метод (віброабразивна обробка), що характеризується універсальністю, малою енергоємністю, простотою утилізації відходів та легкістю забезпечення відповідності санітарним нормам. Найчастіше реалізується цей метод обробки на спеціальному вібраційному обладнанні із різними типами приводів з використанням одновісного вібронавантаження, що не забезпечує високу продуктивність обробки деталей складної конфігурації.

На основі порівняння відомих способів механічної обробки виявлено, що найефективнішою для обробки деталей складної конфігурації є просторова віброабразивна обробка.

Проведений аналіз типів приводів показав, що найефективнішим для реалізації способу просторової віброабразивної обробки деталей складної конфігурації є гідроімпульсний привод, який забезпечує складнопросторовий режим вібронавантаження. Гідроімпульсний привод дозволяє відносно просто регулювати частоту і амплітуду проходження силових імпульсів і енергію одного робочого ходу по кожному з напрямків вібронавантаження.

Розв'язання комплексу задач зі створення високопродуктивного технологічного обладнання з гідроімпульсним приводом і складнопросторовим режимом вібронавантаження для віброабразивної обробки складних за своєю конфігурацією виробів, а також розробка науково обґрунтованої методики розрахунку і проектування таких машин є актуальним завданням.

РОЗДІЛ 1
ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ВІБРОАБРАЗИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

1.1 Огляд існуючих віброабразивних технологій фінішних операцій обробки деталей

Вібраційна обробка залежно від характеру робочого середовища є механічним або хіміко-механічним процесом знімання найдрібніших частинок металу і його оксидів з оброблюваної поверхні, а також згладжування мікронерівностей шляхом їх пластичної деформації частинками робочого середовища, що здійснюють в процесі роботи коливальний рух. Процес супроводжується послідовним нанесенням на поверхню оброблюваних деталей великого числа мікроударів частинками робочого середовища при їх взаємному зіткненні і ковзанні. Удари викликані дією направлених вібрацій, що надаються робочій камері, в якій розміщені оброблювані деталі і робоче середовище.

Якщо робочому органу установки надаються вібраційні переміщення у двох (трьох) напрямках то такий тип механічної обробки називається просторовою віброабразивною обробкою. Такий тип обробки є більш енергоємним процесом, але, водночас, і більш ефективним та менш тривалим, у порівнянні із процесом обробки при накладанні одностороннього вібраційного навантаження. Це пояснюється тим, що чим складніший рух виконує робоча камера з абразивним матеріалом, тим більша величина кінетичної обробки передається середовищу та зануреним у неї оброблюваним деталям, що і призводить до інтенсифікації процесу обробки [1, 2].

Існує декілька технологічних схем виконання процесу вібраційної обробки: обробка в суху або з циркуляцією розчину; обробка вільно завантажених деталей, порівняно невеликих розмірів з періодичним або безперервним завантаженням і розвантаженням їх; обробка важких і великогабаритних деталей, закріплених в спеціальних пристосуваннях; обробка довгомірних деталей типу труб, прутків профілів і дроту шляхом повільного проштовхування чи протягування їх через вікна, що виконані в стінках робочої камери.

Технологічні можливості вібраційної обробки достатньо широкі і визначаються особливостями взаємодії робочого середовища з поверхнею оброблюваних деталей, режимами обробки, характеристикою робочого середовища.

Поєднання таких елементів процесу, як послідовне нанесення безлічі мікроударів, інтенсивне перемішування робочого середовища і оброблюваних деталей при різній їх взаємній орієнтації, супроводжувані залежно від характеристики і складу робочого середовища і режимів вібрації, зніманням металу, його оксидів і поверхневою пластичною деформацією створює умови для виконання операцій: очищення литих заготовок; видалення облоя на заготовках з металів, пластмас і гуми; очищення деталей і заготовок від окалини і корозії; шліфування і полірування поверхні; видалення задирок; скруглення і полірування гострих кромок; поверхневого наклепу, миття і сушки деталей, очищення деталей від нагару, накипу і щільно прилеглого ґрунту при ремонті і ін.

Конструкція устаткування для вібраційної обробки дозволяє розміщувати і застосовувати різні тверді, рідкі і змішані склади робочих середовищ. Це створює умови як для протікання процесів механічної обробки (мікрорізання і пластична деформація), так і физико-хімічних процесів (хімічних реакцій, дифузії, адгезії, адсорбції) і їх поєднання шляхом введення до складу робочого середовища відповідних порошкоподібних матеріалів, розчинів, суспензій, електролітів.

Новий вид вібраційної обробки [3] створений шляхом введення в робочу зону магнітного і теплового полів електрохімічного процесу і надання оброблюваним деталям додаткових рухів. На цій основі створені вібраційна шпиндельна обробка, віброабразивна електрохімічна обробка, магнітновіброабразивна обробка, вібраційна механотермічна обробка тощо.

Шпиндельна віброабразивна обробка (рисунок 1.1) є процесом обробки поверхні деталей, що контактують з робочим середовищем, що не передбачає зміни точності їх розмірів. Обробка залежно від характеристики робочого середовища здійснюється унаслідок знімання найдрібніших частинок металу, його оксидів або пластичної деформації оброблюваної поверхні в результаті відносного ковзання і зіткнення з достатньо високою швидкістю оброблюваної поверхні і частинок робочого середовища.

Для виконання необхідної по кількості і характеру рухів, оброблюваної деталі надається обертання (шляхом закріплення її у шпинделі верстата) або інші види рухів; з швидкістю від 0,5 –1 до 7–15 м/с. Робоче середовище піддається дії направлених вібрацій з частотою 1500 – 2000 хв$^{-1}$ і амплітудою 1 – 5 мм (рисунок 1.2) [3,4,5].

Робоча камера створює сприятливі умови для застосування хімічно і поверхнево-активних речовин з метою інтенсифікації процесу.

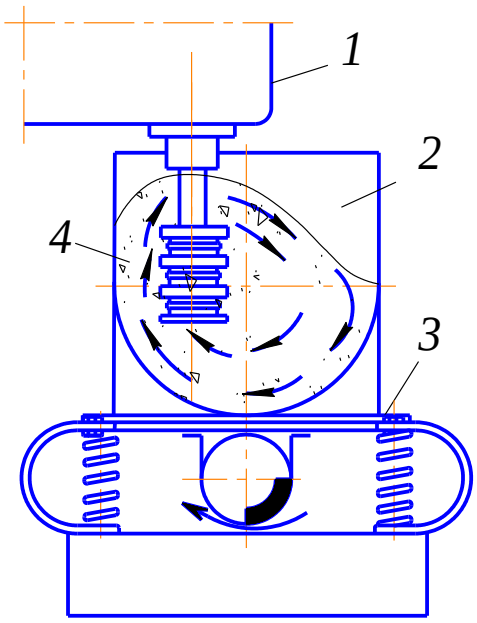


Рисунок 1.1 – Схема процесу шпиндельної віброабразивної обробки:
1 – шпиндель верстата; 2 – робоча камера (бункер); 3 – вібраційна установка; 4 – оброблювана деталь

Великий робочий простір, де знаходиться робоче середовище, дозволяє здійснювати обробку деталей у всьому об'ємі камери, виключаючи при цьому необхідність жорсткого зв'язку оброблюваної поверхні з оброблювальним середовищем і, крім того, створюються передумови для автоматизації процесу і збільшення продуктивності операції в результаті багатошпиндельної (пакетної) обробки (рисунок 1.2 з, і). З погляду класифікації видів рухів, необхідних для здійснення процесу обробки, головним є рух (наприклад, обертання), що надається оброблюваній деталі.

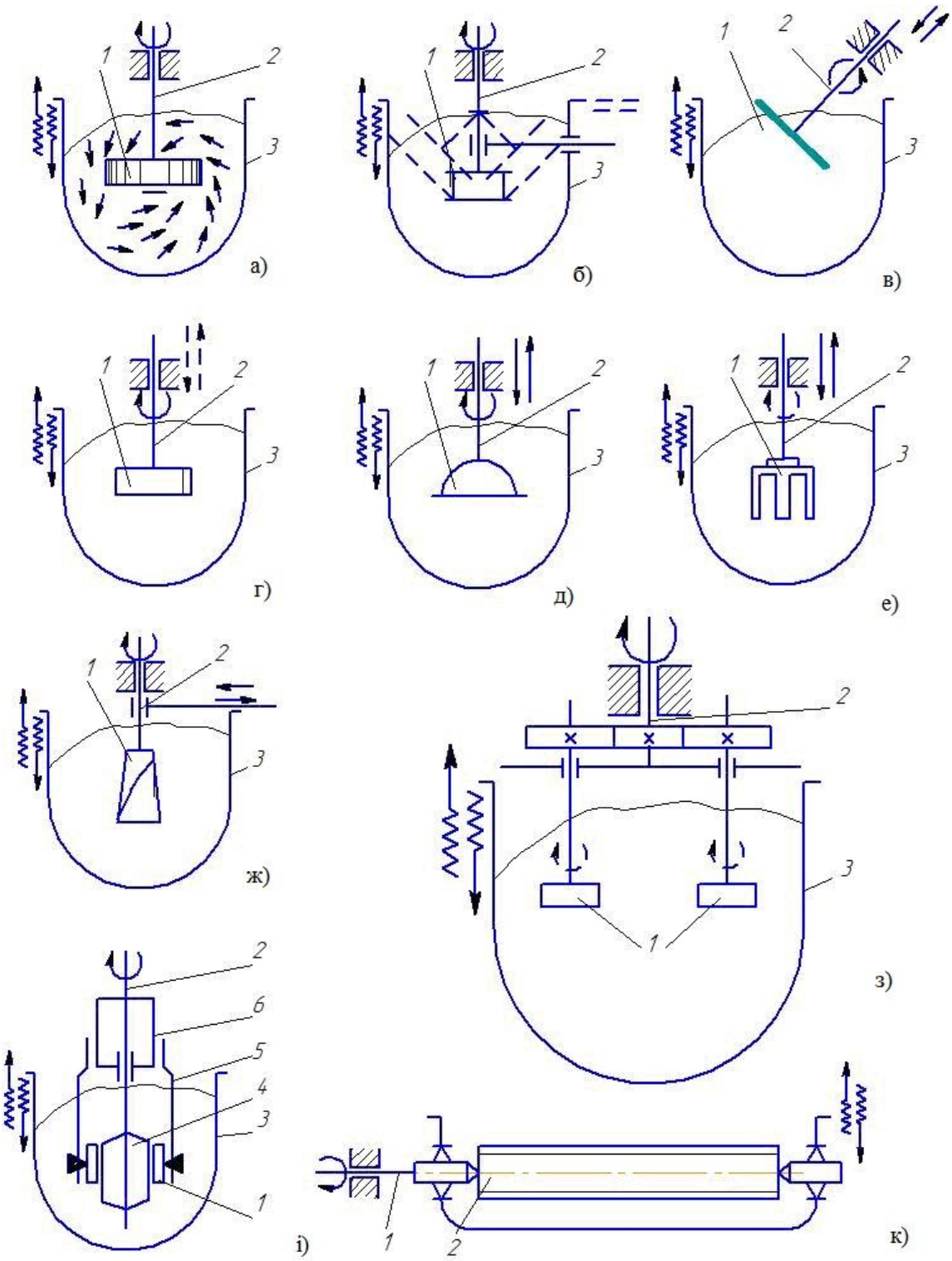


Рисунок 1.2 – Схеми руху оброблюваної деталі при різних видах вібраційної шпиндельної обробки:

1 – оброблювана деталь; 2 – шпиндель верстата; 3 – робоча камера віброустановки; 4 – інструмент (лопаті); 5 – пристосування для закріплення деталі; 6 – піноль верстата;

Вібрація робочої камери створює умови для отримання необхідного тиску робочого середовища, її інтенсивного перемішування, видалення продуктів зносу від оброблюваної поверхні, підведення нових шарів абразиву, руйнування «склепінь», що утворюються навколо деталі. Під дією вібрацій робоче середовище стає рухомим, його щільність знижується і забезпечується вільне введення і виведення оброблюваних деталей.

Шпиндель може, розташовуватися вертикально, горизонтально або під різними кутами (рисунок 1.2 а, б, в). На рисунку 1.2 представлені можливі схеми рухів при обробці різних типів деталей. Шпиндельна віброабразивна обробка дозволяє здійснювати шліфувально-полірувальні, очисні, оздоблювально-зміцнюючі операції, видалення задирок та інше.

Дослідження показали [1, 5, 6, 7], що основою процесу шпиндельної віброабразивної обробки є ударна дія абразиву на оброблювану поверхню. Мікрорельєф поверхні утворюється в результаті багаторазового випадкового накладання слідів обробки і характеризується наявністю слідів кратероподібного типу та коротких подряпин у напрямку, близькому до вектора результуючої сили тертя.

Стан робочої зони, визначає енергетику, характер та інтенсивність процесів, що протікають при взаємодії абразиву з оброблюваною поверхнею, та з достатньою повнотою може бути відображений моментом опору вібруючого абразивного середовища обертанню оброблюваного тіла. Кількісна оцінка моменту тертя дозволяє комплексно характеризувати процеси, що відбуваються при шпиндельній віброобробці.

Було встановлено, що пропорційність моменту тертя $M_{тр}$ кутовій швидкості обертання ω спостерігається при значеннях ω <20 1/с. Технологічно ефективні швидкості обертання створюють умови, при яких різкіше проявляються відмінності між в'язкою рідиною та її псевдоаналогом – сипучим матеріалом, підданим вібруванню. Суттєву роль тут відіграє значно більша енергія відкинутих після удару частинок, які, створюючи протитечію, утворюють навколо поверхні, що обертається зону з відмінними від загальної вібруючої маси властивостями. Однак зміна стану вібруючого абразиву в робочій камері веде до зміни структури робочої зони, що, в свою чергу, призводить до зміни величини моменту тертя [3, 7].

Вивчення поверхні зразків і послідовно знятих профілограм [3, 5, 7] показали, що процес обробки відбувається рівномірно по всій поверхні, і після утворення досяжної для даних умов шорсткості має місце повторюване відтворення величини і характеру мікрорельєфу.

Характер зміни зняття металу при збільшенні зернистості абразиву відображає сумарна дія перемінних факторів процесу. На заданій площі поверхні в одиницю часу може брати участь в роботі одночасно цілком певна кількість зерен.

В результаті пластичної деформації в поверхневому шарі спостерігається збільшення мікротвердості до 15%, товщини наклепаного шару до 5-40 мкм, а ступінь пластичної деформації збільшується зі збільшенням крупності абразиву. Дослідження мікроструктури приповерхневих шарів показало відсутність помітних змін.

При вихідних розтягуючих напруженнях першого роду після шпиндельної віброобробки виникають стискаючі напруги, що залягають в тонкому поверхневому шарі. Величина залишкових напружень залежить від умов пружнопластичного контакту і зростає зі збільшенням зернистості абразиву.

Шпиндельна віброабразивна обробка забезпечує отримання поверхонь високих класів шорсткості (до *Ra*0,16 ... *Ra*0,04), а також високий якісний стан поверхневого шару оброблюваних деталей. Позитивною якістю процесу є можливість суміщення операцій, пов'язаних з отриманням високоякісних поверхонь, з такими, наприклад, як видалення задирок і зкруглення гострих кромок, шліфування і очищення допоміжних поверхонь, галтелей, канавок від окалини.

В якості загальної закономірності шпиндельної віброабразивної обробки відзначено зменшення вихідної шорсткості поверхонь утворених інструментом з *Ra*5 до *Ra*0,5, однак при обробці поверхонь з твердістю не менше H_{50} = 800 дан/мм^2 і вихідною шорсткістю *Ra*0,125, коли одночасно з утворенням специфічного рельєфу відбувається згладжування вихідних нерівностей аж до *Ra*0,04, що відповідає вимогам до якості поверхонь бігових доріжок кілець підшипників кочення, нитковедучим поверхням прядильних кілець та інших відповідальних деталей [3, 7].

Вплив додаткового руху на продуктивність виявляється через механізм збільшення вібров'язкості, а монотонне зниження шорсткості, що супроводжує збільшення амплітуди коливань шпинделя, є резуль-

татом зменшення глибини проникнення частинок внаслідок розсіювання їх при взаємодії зустрічних потоків середовища: циркуляційного і коливального, викликаного рухом шпинделя [3, 5, 7].

Підвищення ефективності процесу обробки вирішуються шляхом накладання на шпиндель додаткових рухів, які змінюючи стан середовища і характер його впливу на оброблювану поверхню, підвищують продуктивність процесу в порівнянні з базовою схемою обробки на 25-40%.

Накладення і взаємне перекриття слідів обробки формує специфічну шорсткість. Аналіз профілограм показує, що згладжування мікронерівностей відбувається за рахунок знімання металу з їх вершин [3, 7].

Техніко-економічні переваги шпиндельної віброабразивної обробки полягають в механізації операцій полірування, скороченням витрат поліруючих матеріалів та підвищенням продуктивності в 5-6 разів [3].

Віброабразивна електрохімічна обробка [3, 4, 7] (рисунок 1.3) полягає в наступному: пакет деталей (або одна деталь), встановлений в шпиндель верстата (або оправку), що обертається, занурюється у вібруюче абразивне середовище, зволожене електролітом необхідного складу.

Позитивний полюс джерела струму через мідно-графітові щітки 9 і токознімне кільце 8 сполучене з деталями (анодом) 15, а електроліт (катод) 16 – з негативним полюсом. При включенні джерела струму відбувається електрохімічне (анодне) розчинення поверхневого шару оброблюваної деталі і безперервне механічне видалення зернами абразиву продуктів анодного розчинення, а також деякої частини металу унаслідок мікрорізання (щільність струму a = 0,5 – 0,9 А/см^2, напруга U = 20 В). Інтенсивність знімання металу зростає в 5 ... 7 разів в порівнянні з шпиндельною обробкою деталей і в 70 разів при обробці нерухомо закріплених деталей [3].

Особливо ефективно застосовувати віброабразивну електрохімічну обробку при обробці деталей великих розмірів з матеріалів високої твердості із закріпленням їх в спеціальних пристосуваннях, але потребує додаткових затрат.

Магнітновіброабразивна обробка (рисунок 1.4.), [3, 4, 7] полягає в тому, що в робочій зоні вібраційної установки створюється постійне

або змінне силове магнітне поле, направлене уздовж осі циркуляційного руху робочого середовища.

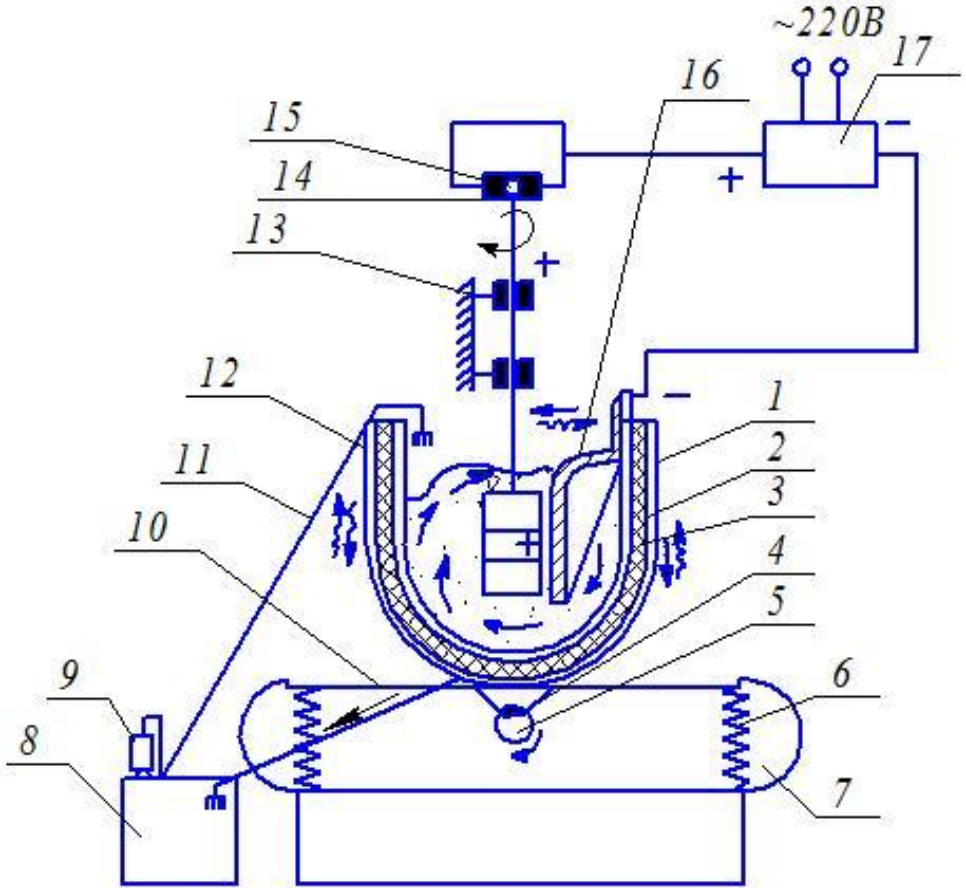


Рисунок 1.3 – Схема пристрою для віброабразивної електрохімічної обробки: 1 – робоча камера; 2 – гумове облицювання робочої камери; 3 – облицювання з неіржавіючої сталі; 4 – вал вібратора; 5 – грузнув; 6 і 7 – пружини; 8 – бак з електролітом; 9 – насос; 10 – злив електроліту; 11 – шланг подачі електроліту; 12 – пакет оброблюваних деталей; 13 – текстолитові підшипники; 14 – мідно-графітові щітки; 15 – токоз'ємне кільце; 16 – катод; 17 – випрямляч

Робоче середовище 3 під дією коливань стола 4 переміщується в камері 1. Коливання створює неврівноважена маса вібратора 5, що обертається, а оброблювані феромагнітні деталі 2 або оправки (супутники) із закріпленими на них деталями орієнтуються уздовж магнітних силових ліній.

Робоча камера виконується з діамагнітного матеріалу (неіржавіюча сталь, дюралюміній). Полюси електромагнітів 6, звернені до робочої камери, отримують різнойменну намагніченість і магнітні силові

лінії проходять через робочу камеру в напрямі від одного полюса до іншого.

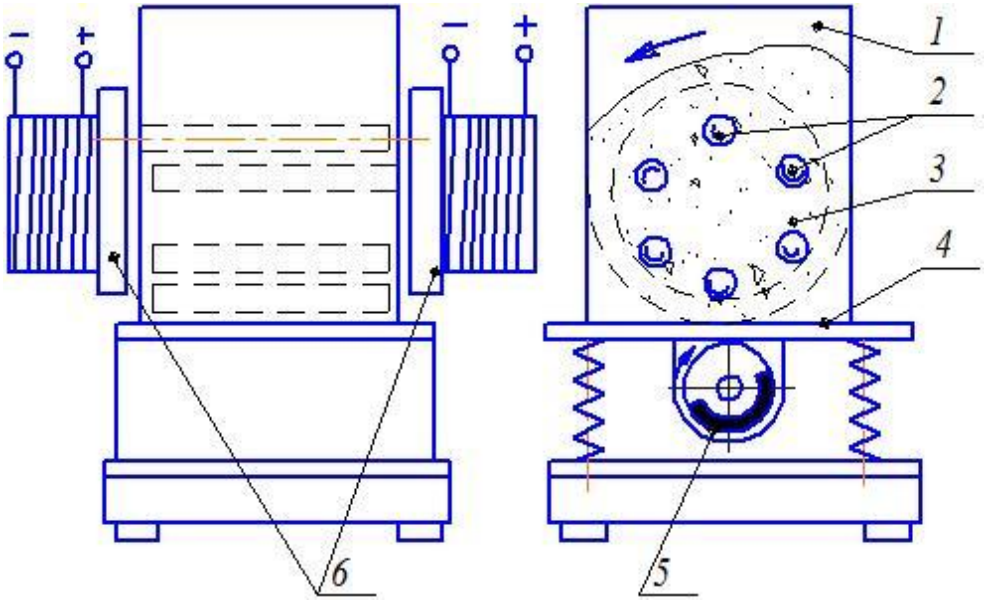


Рисунок 1.4 – Схема пристрою для магнітновіброабразивної обробки

Деталі переміщуються (обертаються) навколо загального центру циркулюючого середовища у напрямі його руху, але з меншою швидкістю, яку регулюють величиною магнітного поля, і навколо власної осі. Циркуляція середовища забезпечує рівномірне знімання металу зі всіх деталей, оскільки вони переміщуються по різних зонах робочої камери, де щільність і інтенсивність руху частинок середовища неоднакові.

За допомогою магнітного поля можна керувати розташуванням і рухом деталей в процесі їх обробки. Магнітновібрабразивна обробка деталей в діелектричному середовищі є сукупністю імпульсних процесів мікрорізання і пластичної деформації поверхневого шару деталей, розташуванням і рухом яких управляють за допомогою магнітного поля.

Даний метод, незважаючи на високу вартість, доцільно застосовувати для чистової обробки деталей складних форм з підвищеними вимогами до точності виготовлення і якості поверхні (кулачкові валики паливних насосів, розподільні вали двигунів, гвинти верстатів, машин, шпинделі бавовнозбиральних комбайнів, шнеки, шестерні, кільця і т. п.).

Вібротермомеханічна абразивна обробка (рисунок 1.5) [3, 7] дозволяє здійснювати нагрівання оброблюваних деталей при відповідній зміні конструкції робочої камери. У вібраційних установках охолодження здійснюється за допомогою системи циркуляції стислого повітря або мастильно-охолоджуючої рідини. Вібротермомеханічна абразивна обробка може бути застосована як попередня обробка для наступного нанесення деяких видів плівок.

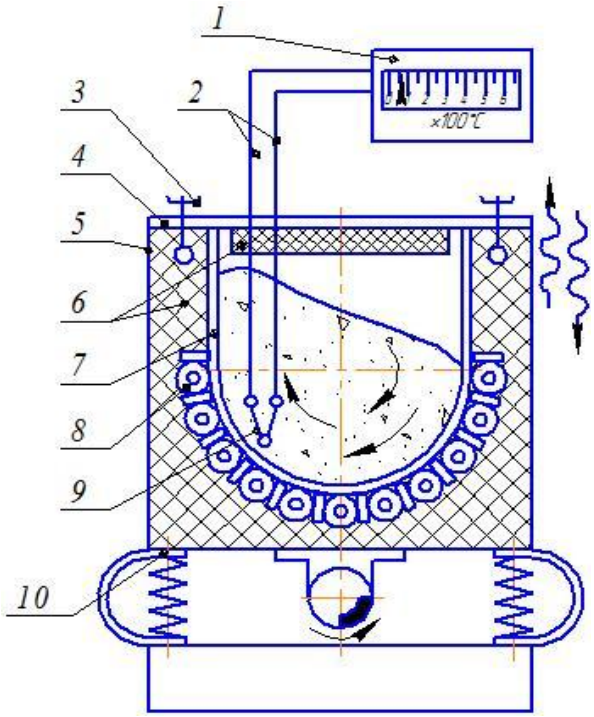


Рисунок 1.5 – Схема пристрою для вібротермомеханічної обробки

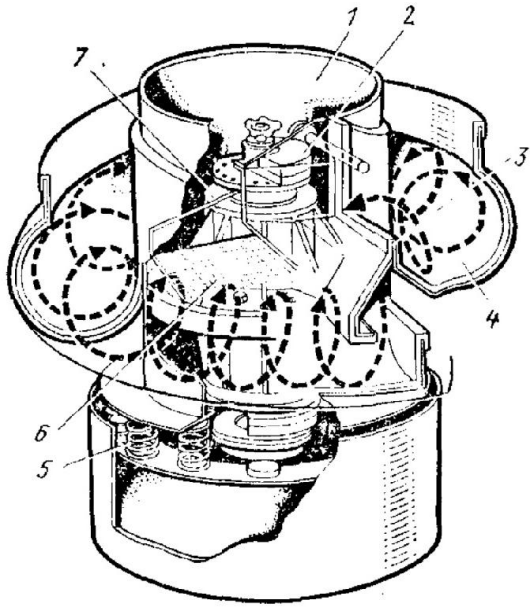


Рисунок 1.6 – Схема установки "Спіратрон"

У нижній частині термокамера 7 пристрою [3, 6] для вібротермомеханічної обробки (див. рисунок 1.5), що встановлена на вібростенді 10, розташовані трубчасті електронагрівачі 8, що розділені тепловідвідними ребрами 9. Між кожухом і камерою, а також у вставній частині кришки 4 знаходиться теплоізолятор 6 (жаростійка тканина або гранульована мінеральна вата, футерована зовні металевим листом 5). Кришка кріпиться за допомогою відкидних болтів 3. Для регулювання і запису теплового режиму використана хром-копелева термопара 2 з потенціометром 1.

Просторова механічна віброабразивна обробка полягає у тому, що робочій камері надається переміщення складнопросторової форми, що

суттєво підвищує ефективність процесу обробки, адже чим складніший рух виконує робоча камера з абразивним матеріалом, тим більша величина кінетичної обробки передається середовищу та зануреним у неї оброблюваним деталям [1, 2, 9, 10].

Також складнопросторове переміщення абразивної маси може створюватись формою робочої камери.

Досить широко розповсюджені установки з кільцевими (тороїдальними) робочими камерами. Прикладом такої установки може бути "Спіратрон" (рисунок 1.6), що складається із циліндра 1, вібратора 2, порогу 3, робочої камери тороїдальної форми 4, пружин 5, сітки сепаратора 6 та електродвигуна 7.

Вертикально розташований віброзбуджувач надає вібраційне переміщення тороїдальному контейнеру, у якому, за рахунок його форми, створюється складний просторовий рух, в результаті якого завантажені деталі переміщуються по безперервній спіральній траєкторії навколо кільця контейнера. Подібні установки компактні та робота їх супроводжується меншим шумом. Серед недоліків можна назвати складність виготовлення та армування гумою робочих контейнерів, а також менше на 20...25% [8, 9] знімання металу порівняно із машинами з контейнерами класичної форми.

У вище розглянутих установках використовується, в основному, дебалансний привод, що є дешевим, але відтворює обмежений діапазон частот, тому для розширення технологічних можливостей обладнання для віброабразивної обробки досить широко використовується гідроімпульсний привод (ГІП) для створення вібрацій у робочій камері.

Перевагами такого приводу є значна питома енергоємність, а також здатність забезпечення заданого закону руху та зміну робочих параметрів процесу (частота, амплітуда) під час обробки та незалежне їх регулювання [11-14].

Схема установки з гідроімпульсним приводом для обробки довгомірних показана на рисунку 1.7.

Виконавча ланка 1 з об’єктом обробки (труба великого діаметру) приводиться в двокоординатний (гвинтовий) рух горизонтальним 2 та кутовим 3 гідроциліндрами. Керування гідроциліндрами здійснюється віброзбуджувачем 5, підключеним до напірних порожнин гідроциліндрів за схемою «на виході». Виконавча ланка 1 та станина 4 пружно

зв’язані між собою. Переміщення робочої ланки в горизонтальному та кутовому напрямках обмежено жорсткими упорами.

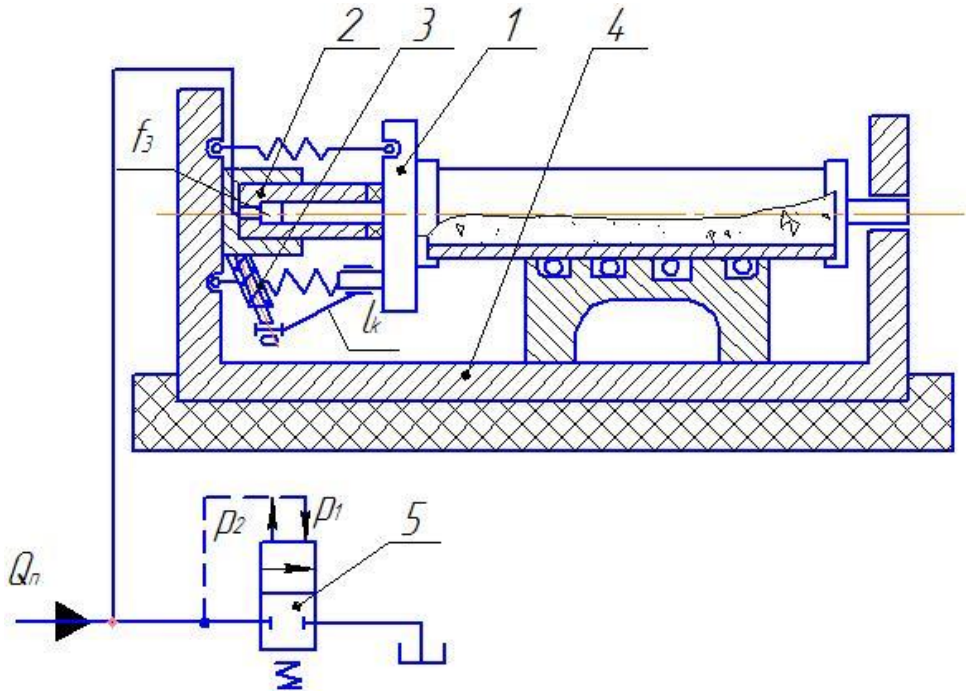


Рисунок 1.7 – Схема установки з гідроімпульсним приводом для обробки довгомірних труб

За рахунок вище вказаних переваг час обробки на установці з гідроімпульсним приводом для обробки довгомірних труб скорочується приблизно у 2-3 рази в порівнянні із обробкою з такими ж режимами на установках з дебалансним приводом [11, 12 , 14].

1.2 Приводи устаткування (верстатів) для віброабразивної обробки

Для створення вібрацій (або коливних рухів) робочого органу (камери) пристроїв для віброабразивної обробки здебільшого використовують механічні дебалансні приводи.

В якості приводу подібних машин може бути, також, застосований електромагнітний, гідравлічний пневматичний, комбінований типи приводів. Детальніше переваги та недоліки кожного типу вібраційних приводів наведені на рисунку 1.8.

На рисунку 1.9 а – д наведені схеми віброзбуджувачів вище вказаних типів приводів.

З механічним приводом (рисунок 1.9 а) [4, 15, 16]. У відцентрових віброзбуджувачах примусова сила створюється в разі обертання неврівноваженого інерційного елемента. За типом інерційного елемента відцентрові віброзбуджувачі одержали назву дебалансних і планетарних. Простота конструкції та дешевизна виготовлення зумовила широке їх розповсюдження, незважаючи на ряд недоліків: високий рівень шуму, необхідність надійної віброізоляції, недовговічність конструкції та відсутність можливості регулювання параметрів віброзбуджувача.

З пневматичним приводом (рисунок 1.9 б) [4, 17]. Пневматичні вібратори, в основному беззолотникові, застосовуються переважно в ливарному виробництві. Регулювання параметрів вібраторів здійснюється наступним чином: частота регулюється зміною тиску, а амплітуда – встановленням спеціальних упорів. До переваг цього типу вібраторів відносяться малі габаритні розміри, простота конструкції та низька вартість. Головними недоліками є ударний характер роботи, що спричинює значний шум, та невелика потужність.

З електричним приводом (рисунок 1.9 в) [18-22]. Електричні віброзбуджувачі за принципом дії підрозділяються на магнітні та динамічні. В електромагнітних віброзбуджувачах сили, що збуджують коливання, виникають у результаті впливу на феромагнітні тіла змінного в часі магнітного поля. Простота конструкції електромагнітних віброзбуджувачів не може компенсувати такі їх недоліки як значна металоємність, великі витрати дорогих електротехнічних матеріалів, залежність амплітуди вібрацій від величини допустимого зазору між якорем і осердям електромагніту.

В електродинамічних віброзбуджувачах змінна сила виникає при взаємодії постійного магнітного поля з провідником, по якому протікає змінний електричний струм.

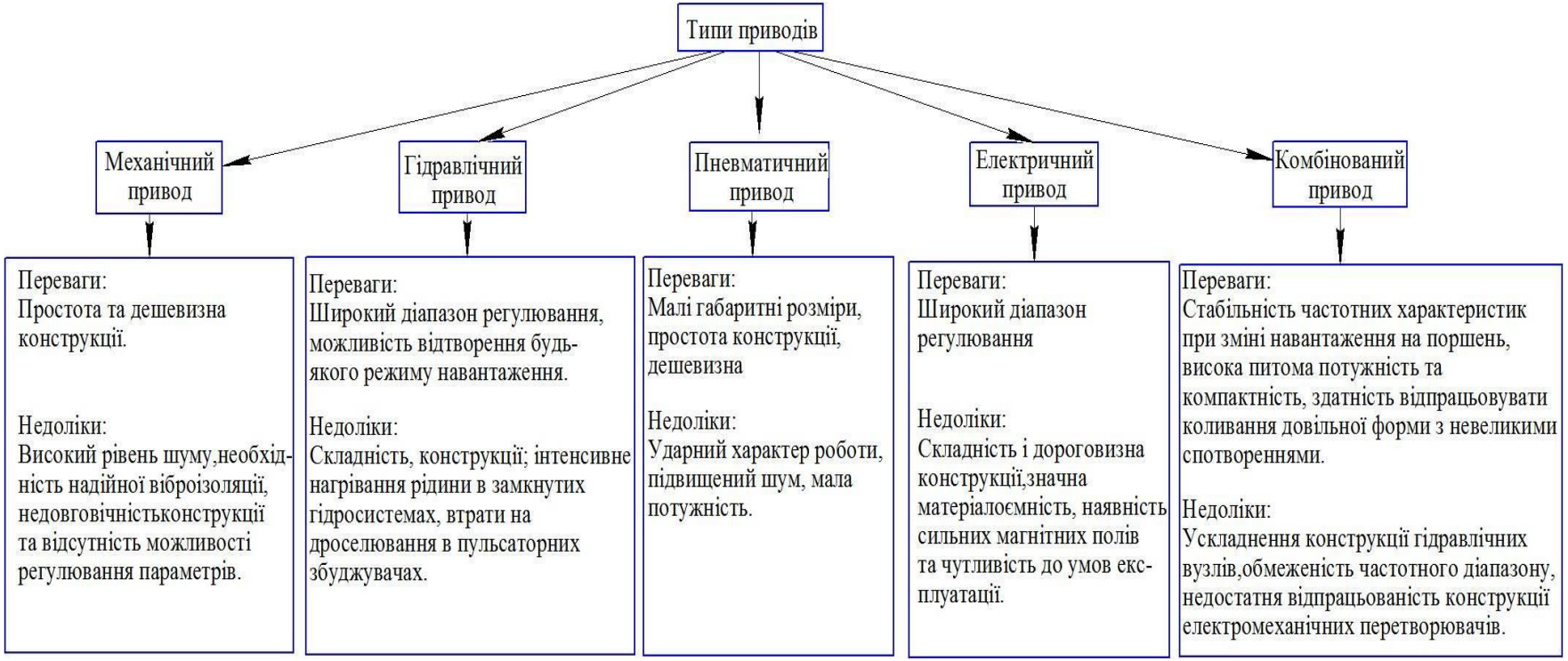


Рисунок 1.8 – Типи приводів, переваги та недоліки

Електродинамічні віброзбуджувачі забезпечують відтворення великих діапазонів частот у поєднанні із великими амплітудними значеннями примусової сили в результаті гармонійної вібрації. Найпоширеніші частотні діапазони 5...3000 Гц, однак в дослідних конструкціях забезпечується діапазон 15000...30000 Гц. Амплітуда примусової сили може також широко змінюватися від 1 Н до 105 Н.

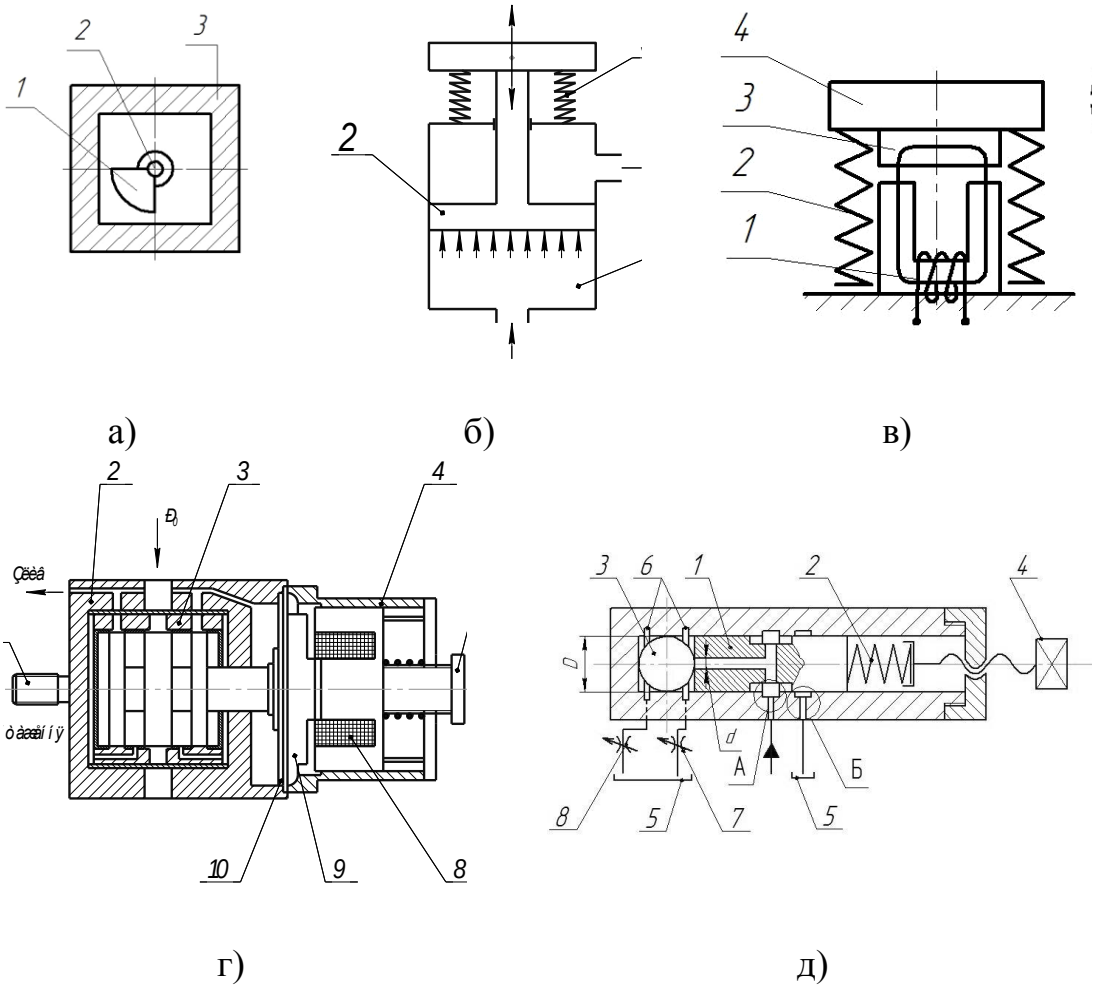


Рисунок 1.9 – Схеми типових віброзбуджувачів:
а) – механічний; б) – пневматичний; в) – електромагнітний;
г) – електрогідравлічний; д) – гідравлічний віброзбуджувач

Проте часто використання комбінованого приводу призводить до ускладнення конструкції, а також накладає додаткові обмеження, залежно від типу приводів, що використовуються.

Так наприклад до переваг електрогідравлічних віброзбуджувачів належать: стабільність частотних характеристик при зміні навантаження на поршень, висока питома потужність та компактність, здат-

ність відпрацьовувати коливання довільної форми з невеликими спотвореннями. До недоліків можна віднести: ускладнення конструкції гідравлічних вузлів, обмеженість частотного діапазону, недостатня відпрацьованість конструкції електромеханічних перетворювачів електродинамічного типу для віброзбуджувачів даного типу.

Пульсаторні віброзбуджувачі за принципом створення періодичного тиску в робочому гідроциліндрі підрозділяються на насосні з замкненою циркуляцією робочої рідини, золотникові з примусовим осьовим переміщенням або обертанням розподільного елемента від окремого приводу. Простота конструкцій пульсаторних віброзбуджувачів привернула до них увагу проектувальників вібропресового обладнання, однак широкого розповсюдження вони не одержали внаслідок ряду істотних недоліків, що виявляються в процесі експлуатації.

Недоліками насосних віброзбуджувачів є – інтенсивне нагрівання робочої рідини в замкнених гідросистемах, а у золотникових із примусовим механічним відкриттям - значні втрати потужності на дроселювання рідини в результаті збільшення її подачі в гідросистему при незмінній швидкості переміщення або обертання розподільного елемента, складність приводу та регулювання величини енергії, що підводиться для здійснення одного робочого ходу.

Застосування автоколивальних гідравлічних віброзбуджувачів з механічним і гідравлічним зворотними зв'язками в приводі вібраційних пресів дозволило дещо розширити можливості останніх при регулюванні параметрів навантаження.

В наш час найефективнішим можна вважати гідроімпульсний привод, оскільки він дозволяє реалізувати силовий спосіб збудження вібрацій, що забезпечує незалежне регулювання переміщення робочих ланок за амплітудою та частотою; і спрощує механізм допоміжних та установочних переміщень.

1.3 Особливості процесів віброабразивної обробки

У техніці і технології (зокрема технології металообробки) широко застосовують термін вібрація. Він значною мірою відображає поняття механічних коливань, або коливань механічної системи. Терміном вібрація найчастіше користуються в тих випадках, коли коливання ма-

ють відносно невелику амплітуду (до 1-3 мм) і не дуже низьку частоту (> 10 Гц) [3, 4, 23].

В процесах віброабразивної обробки застосовують вимушені коливання, які здійснюються тілом під дією зовнішньої періодичної сили. Вони характерні для неавтономних систем. Вимушені коливання можуть виникати в найрізноманітніших умовах. В процесі вимушених коливань може мати місце явище резонансу, що характеризується різким зростанням амплітуди коливань тіла (системи) унаслідок рівності або близькості значень частоти збурюючої сили і власної частоти системи. Існують методи створення резонансних коливань або, навпаки, їх гасіння.

Процес віброабразивної обробки характеризується поняттям інтенсивності.

Інтенсивність процесів в коливальних системах (інтенсивність вібрацій) характеризується співвідношенням між зміряним значенням параметра процесу і деяким нестандартним значенням, яке відповідає нульовому рівню. Зокрема, інтенсивність коливань оцінюють співвідношенням $\lambda = A\omega^2 / g$ (де A – амплітуда коливань, ω – кутова швидкість, g – прискорення вільного падіння).

Величину прийнято $\lambda = 1$ називати критичною, оскільки при цьому значенні у багатьох випадках виникають різні вібраційні ефекти. При цьому для зручності користуються логарифмічною шкалою, приймаючи за рівень вібрацій десятковий логарифм відношення вимірюваної величини до її стандартного значення. Логарифмічна одиниця рівня коливань називається белом (Б), а її десята частина - децибелом (дБ).

Вібраційна технологія оперує таким поняттям, як вібраційна реологія (віброреологія), що розглядає деформацію середовищ під дією періодичних навантажень. Це комплекс підходів і методів, призначених для вивчення закономірностей зміни деформацій і напруги при періодичному вантаженні [1 - 3, 6].

У вібраційній реології тіла пружні розглядаються як носії двох властивостей – свого основного і інерційного. Необхідність доповнення тіл реологій інерційними властивостями при вивченні завдань вібраційної технології обумовлена тим, що при періодичних діях змінюються прискорення, і у вібруючому середовищі в результаті цього виникають значні сили інерції. Інерційні навантаження у ряді випадків

можуть перевищувати сили тяжіння, що діють, стають сумірними, а іноді переважаючими над пружною, в'язкою і пластичною напругою. У класичній реології розглядають три тіла реологій: пружне (пружно-інерційне), в'язке (в'язкопружне), пластичне (пружно-пластичне) [1, 4, 24, 25].

В'язкопружність – поняття, що характеризує матеріали, об'єднуючі в собі пружні і в'язкі властивості (пружнов'язкі матеріали). Ці матеріали займають проміжне положення між пружними тілами і в'язкими рідинами.

Пружно-пластичність – поняття, що відноситься до великої групи реальних пластичних матеріалів, що володіють і деякою пружністю.

Псевдотекучість, віброзрідження, віброкипіння – поняття, що широко зустрічаються в описі процесів вібраційної дії на сипкі матеріали (середовища). При дії вібрацій на сипкі тіла (середовища) останні набувають рухливості, зчеплення між ними слабшає. Із зростанням інтенсивності вібраційної дії на дисперсне середовище в межах амплітудних значень прискорення, що не перевищують величину прискорення сили тяжіння, середовище набуває псевдотекучості. Такий стан дисперсного середовища називають станом псевдорозрідження. У цьому стані зчеплення між частинками зменшується, вони ближче підходять один до одного, знижується об'єм невеликих порожнин, пор (відбувається щільніша упаковка частинок), середовище ущільнюється. Найбільше ущільнення середовища має місце при значенні амплітудного прискорення вібрацій, близького до прискорення сили тяжіння.

При подальшому збільшенні інтенсивності коливань дисперсне середовище починає періодично втрачати контакт з робочим (вібруючим) органом, порушуються зв'язки між частинками, в середовищі виникають циркуляційні потоки, які на поверхні починають вирувати – середовище приходить в стан "кипіння". Цей стан називають віброкипінням і характеризується розпушуванням дисперсного середовища і зменшенням її щільності [3, 26].

Ефекти вібророзрідження і віброкипіння дисперсних середовищ широко і ефективно використовуються в різних технологічних процесах [1, 3, 5, 6, 24, 25].

В процесі віброабразивної обробки деталі завантажуються в робочу камеру, заповнену робочим середовищем (абразивом) заданої характеристики. Робоча камера, змонтована на пружинах та примусово

коливається і тому деталі і робоче середовище безперервно піддаються змінним по знаку прискоренням. Робоче середовище і оброблювані деталі відносно переміщаються, здійснюючи два види рухів: коливання і повільне обертання всієї маси (циркуляційний рух). Від стінок робочої камери вібрація передається прилеглим шарам робочого середовища, які передають її наступним шарам і так далі В процесі обробки деталі займають різні положення в робочому середовищі, що забезпечує достатньо рівномірну обробку всіх поверхонь [3, 5-7].

Велика кількість мікроударів, що діють на оброблювану деталь одночасно в різних напрямах, сприяє в деякій мірі утриманню її в зваженому стані, виключаючи таким чином грубі забоїни і пошкодження. Під дією вібрацій обробка відбувається у всіх зонах робочої камери. Найефективніше обробка відбувається біля дна камери, де тиск робочого середовища вищий. У міру видалення від стінок робочої камери амплітуда коливань частинок робочого середовища і інтенсивність обробки зменшуються [3, 5].

Процес обробки може протікати "в суху", з періодичним заповненням або безперервною промивкою розчином необхідного складу. При обробці "в суху" процес супроводжується утворенням пилу. Для усунення пилу і регенерації робочого середовища в конструкцію установок вводять пристрої для продування і відсмоктування пилу, що утворюється.

Більшість операцій вібраційної обробки проводяться з безперервною або періодичною подачею рідкого розчину, який забезпечує видалення продуктів зносу (частинок металу і абразиву) з поверхні деталей і частинок робочого середовища, змочує деталі і середовище, допомагає їх розділенню і рівномірному розподілу деталей в робочому середовищі. Інтенсивність обробки можна регулювати шляхом зміни рівня рідині в робочій камері. До складу рідкого розчину можуть вводитися різного роду хімічні добавки із спеціальними властивостями, що також дозволяє регулювати інтенсивність процесу і якість обробки. Рідина сприяє охолоджуванню оброблюваних деталей [3-5].

Інтенсивність вібраційної обробки залежить від режимів і тривалості обробки, характеристик і розмірів частинок робочого середовища, об'єму робочої камери і ступеня її заповнення, механічних властивостей матеріалу оброблюваних деталей та ін [3, 5, 27]. Найбільш

загальними параметрами процесу є сили ударів (мікроударів) і характеристика частинок робочого середовища. Основними параметрами, які характеризують даний процес, є характер руху робочої камери і частинок робочого середовища, їх швидкості і прискорення, сили мікроударів, контактний тиск, напруга і температури, що виникають в зоні дії мікроударів, середня температура в робочій камері.

В процесі обробки робоча камера здійснює гармонійні (або близькі до них) коливання, а її точки рухаються по траєкторіях у вигляді кола або еліпса [26, 28, 29]. Частинки робочого середовища протягом кожного періоду коливань на деякому його ділянці рухаються разом з робочою камерою і в цей період їх траєкторії і швидкості співпадають або близькі. Потім відбувається відрив частинок середовища від стінок робочої камери унаслідок неоднакових величин і напряму їх швидкостей і прискорень $a>g$ (a і g відповідно прискорення руху робочої камери і вільного падіння частинок середовища). Після відриву ці частинки здійснюють вільне переміщення (політ). На цій ділянці періоду коливань траєкторія руху частинок середовища є складною.

Циркуляційний рух дисперсного середовища (абразивної маси) під дією горизонтальних коливань показаний на рисунку 1.10 [30].

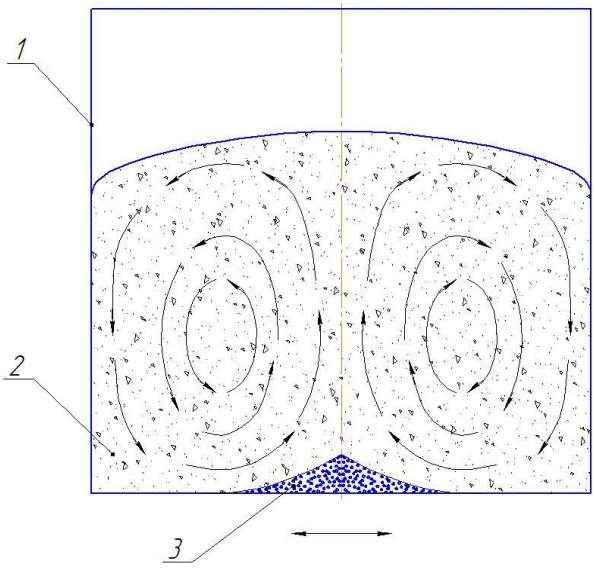


Рисунок 1.10 – Циркуляційний рух дисперсного середовища в камері при горизонтальних коливаннях

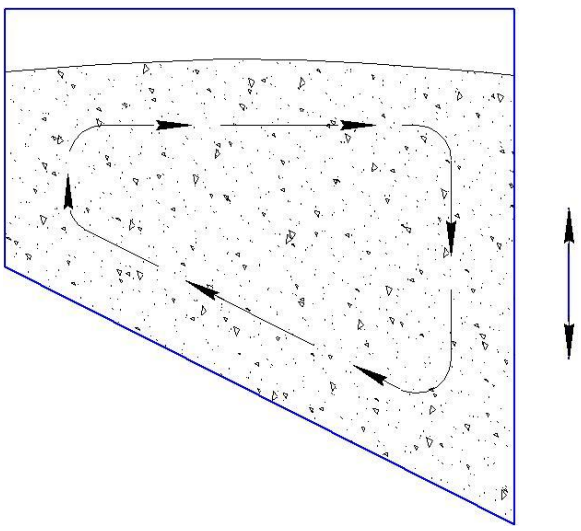


Рисунок 1.11 – Особливості циркуляції дисперсного середовища в камері з похилим дном

У випадку прикладення до робочої камери 1 коливань достатньої інтенсивності, то у середовищі 2 виникнуть деформації, що призводитимуть до виникнення біля стінок камери порожнин. Вказані порожнини виникають поперемінно то біля правої, то біля лівої стінки. Коли робоча камера знаходиться в крайньому лівому положенні своєї траєкторії, порожнина (клинова область) утворюється праворуч. При переміщенні камери в крайнє праве положення порожнина переміщується до лівої стінки.

Порожнина біля стінки тим більша, чим ближче до крайнього положення знаходиться камера. У нейтральному положенні вільних порожнин немає.

Це відбувається тому, що переміщення дисперсного середовища всередині камери обумовлюється головним чином тиском, який створюється стінками, що коливаються. Середовище через свою інерційність прагне зберегти початкове положення, причому, цьому переміщенню опирається кожна частинка середовища. Таким чином, в дисперсному середовищі діють розподілені у об'ємі сили інерції. Але камера продовжує рухатись вліво, долаючи опір, зміщує частинки середовища, що контактують зі стінкою у напрямку свого руху. Внаслідок чого дисперсне середовище біля стінки ущільнюється. Починається місцева деформація середовища.

В встановленому русі, коли камера уже здійснить декілька коливань, взаємодія середовища та стінок буде дещо іншою. Усі основні закономірності будуть реалізовуватись, єдине, що розглянуті коливальні системи якби «пам'ятають» те, що відбувалось в попередніх циклах, і тому ведуть себе з урахуванням того, що було раніше, тому такі системи ще називають «спадковими».

У вібруючій робочій камері починають формуватись два циркуляційні потоки. Середовище, біля кожної з стінок починає переміщуватись вниз, проходить біля дна і в центі піднімається вгору. При цьому вільна поверхня дисперсного середовища набуває випуклої форми. Вгорі потік розділяється на дві частини, які рухаються на поверхні від центра до стінок. Далі потік вздовж стінок спускається вниз. Таким чином в камері встановлюється двоконтурна циркуляція середовища (див. рисунок 1.10), а на дні в центрі робочої камери можуть утворюватись застійні області 3 (див. рисунок 1.10).

Характером руху дисперсного середовища можна керувати змінюючи форму робочої камери.

Так якщо використати камеру з нахиленим дном [3, 26], то в ній встановиться одноконтурна циркуляція частинок (рисунок 1.11). Вздовж довшої стінки формується потік, що рухається вниз, а вздовж коротшої – вверх. Такі зміни в характері руху середовища відбуваються внаслідок того що нахилене дно перетворює вертикальні коливання камери в двокомпонентні коливання середовища. На дні вертикальне переміщення камери розкладається на дві складові. Одна складова направлена перпендикулярно до дна, а інша вздовж нього.

Подібного ефекту з встановленням одно контурної вібрації можна досягти приклавши до камери вібраційну дію під кутом біля 20°. Це пояснюється тим що при дії вібрації під кутом на дні камери утвориться застійна зона, що створить умови подібні як у камері з похилим дном.

Проведені дослідження [3, 5] процесу показали, що протягом одного періоду відбувається зіткнення і відхід робочого середовища від стінок робочої камери. При цьому періодично стискається і розпушується робоче середовище. На деякій ділянці циклу коливань частинки робочого середовища рухаються разом із стінками робочої камери. Остання обставина пояснює причину обертання робочого середовища убік, протилежну напряму обертання валу вібратора. Граничний шар, а з ним і решта маси робочого середовища і оброблюваних деталей як би знаходяться в зачепленні і обкатуються щодо один одного під дією імпульсів рухів, що повідомляються робочому середовищу стінками робочої камери при їх зустрічі на деякій ділянці кожного циклу коливання останньої.

Сумарна швидкість робочої камери при траєкторії руху по еліпсу визначається з рівняння [3, 6]:

$$v_{р.к.} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2},\ v_x = A_x\omega \cdot \sin\omega t,\ v_y = A_y\omega \cdot \cos\omega t,$$

$$v_{р.к.} = \sqrt{A_x^2\omega^2 \cdot \sin^2\omega t + A_y^2\omega^2 \cdot \cos^2\omega t}.$$

При траєкторії руху по колу:

$$v_{р.к.} = A\omega,\ \omega \approx 2\pi f = \frac{2\pi n}{60} \approx \frac{n}{10},\ v_{р.к.} \approx \frac{An}{10}.$$

Найбільша швидкість частинок середовища буде в шарі, що безпосередньо примикає до стінок робочої камери в період їх одночасного руху, і може бути отримана з приведених вище рівнянь. Для визначення $v_{r.p.c}$ на деякій відстані від стінок робочої камери у формулу вводиться коефіцієнт, що враховує зменшення $v_{r.p.c}$ унаслідок демпфуючих властивостей середовища K_v:

$$v_{r.p.c} = v_{p.к} \cdot K_V, \quad K_V = \frac{a}{l \cdot q},$$

де a, q – емпіричні коефіцієнти;

l – відстань від стінки робочої камери до даної ділянки

Під дією вібрацій і змінних прискорень разом з циркуляційним рухом робочого середовища виникає динамічна дія (тиск) на поверхню оброблюваних деталей у вигляді сумарної дії безлічі мікроударів окремих її частинок [3, 6]. Швидкість переміщення і динамічна дія частинок робочого середовища неоднакові в різних зонах робочої камери. Найбільша швидкість частинок робочого у верхніх шарах середовища. Разом з тим інтенсивність обробки в цій зоні (знімання металу) найменша. Найбільший тиск і сила мікроударів частинок робочого середовища наголошується в нижніх шарах робочої камери; поблизу її стінок (рисунок 1.12 а, б). У цих же зонах і інтенсивність обробки найбільша.

На швидкість циркуляційного руху робочого середовища впливає амплітуда і частота коливань. З їх збільшенням швидкість циркуляції робочого середовища зростає. Дещо менший вплив на швидкість циркуляції здійснює ряд інших чинників: кількість і характер використаного розчину, грануляція і форма частинок робочого середовища, ступінь заповнення робочої камери тощо. Динамічна дія робочого середовища залежить від глибини занурення; відстані від стінок робочої камери, режимів вібрації (амплітуди і частоти коливань), розмірів і щільності частинок робочого середовища. Динамічне, дія робочого середовища і величина сил мікроударів окремих її частинок зростає із збільшенням амплітуди і частоти коливань, глибини занурення, роз-

мірів і щільності частинок робочого середовища і у міру наближення до стінок робочої камери.

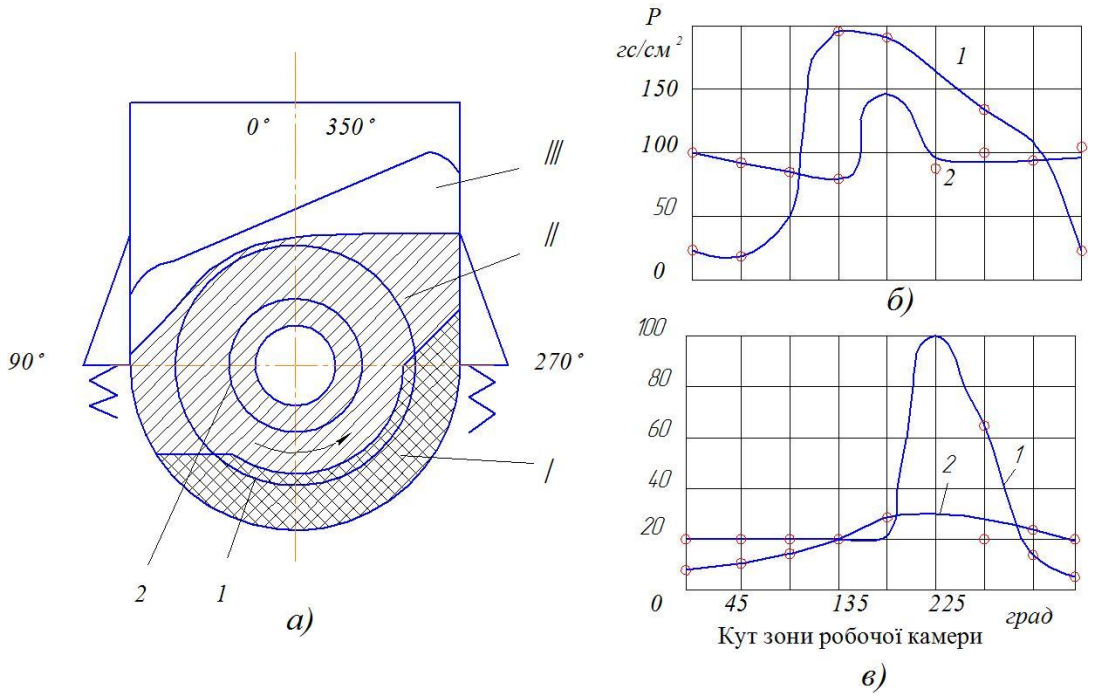


Рисунок 1.12 – Зони динамічної дії середовища в робочій камері і залежності, які характеризують величини динамічної дії:
а – схема вимірів; б – для сталевих роликів; в – для шліфзерна КЧ-40: 1 і 2 – криві динамічної дії; I – зона максимального тиску; II – зона середнього тиску; III – зона мінімального тиску

Орієнтація оброблюваних деталей безперервно змінюється в процесі обробки. Вільно завантажені деталі рухаються в потоці циркулюючого робочого середовища з деяким відставанням за швидкістю циркуляції. Відставання більшою мірою виявляється у верхніх шарах, а також у міру збільшення ваги оброблюваних деталей. Разом з рухом в потоці робочого середовища оброблювані деталі обертаються орієнтування навколо свого центру тяжіння. Характер цього обертання залежить від форми оброблюваних деталей. В процесі обробки деталі прагнуть розташуватися на периферії циркулюючого робочого середовища (не досягаючи, проте, стінок робочої камери і відносно рівномірно розподіляючись в ній). Слід також відзначити, що під дією вібрацій відбувається перемішування шарів робочого середовища, внаслідок цього і оброблювані деталі переміщаються не по строго

концентричних колах, а відхиляються на значну відстань від них, наближаючись до центру, а потім знову віддаляючись до периферії.

Вібраційна обробка характеризується наступними параметрами: швидкості частинок робочого середовища можуть досягати 0,3 ... 1 м/с; прискорення 20 ... 150 м/с^2, сили мікроударів 1,5 ... 3,0 кгс і більш; контактний тиск, що виникає при цьому, залежно від розмірів контактних майданчиків може досягати від 15 ... 30 до 700 ... 1500 кгс/мм^2; середня температура в робочій камері зазвичай не перевищує 30 ... 40° С.

РОЗДІЛ 2
РОЗРОБКА УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОСТОРОВОЇ ВІБРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ

2.1 Вибір та обґрунтування схем навантаження при віброабразивній обробці

Характерною рисою технологічного процесу віброабразивної обробки є наявність у зоні взаємодії робочого середовища з поверхнею оброблюваної деталі періодичних знакозмінних сил. Їх виникнення обумовлене коливальним (вібраційним) рухом часток робочого середовища або оброблюваних деталей, або тих і інших одночасно. При цьому відбувається знімання дрібних часток металу і його окислів з оброблюваної поверхні шляхом різання, а також згладжування мікронерівностей шляхом їхнього пластичного деформування частками робочого середовища, що здійснюють у процесі роботи коливальний рух.

У ряді робіт [3, 5, 33] підкреслюється особливе значення в процесі обробки сил і напрямків ударів частинок абразивного робочого середовища, з оброблюваною поверхнею.

На рисунку 2.1 показані найбільш характерні випадки взаємодії абразивних частинок 2 з оброблюваною поверхнею деталі:

- абразивні частинки й деталі переміщуються в одному напрямку з коливальним рухом резервуара паралельно оброблюваної поверхні (див. рисунок 2.1 а);

- абразивні частинки й деталі переміщуються, як і в першому випадку, але відносний рух їх перпендикулярний оброблюваної поверхні (див. рисунок 2.1 б);

- частинка абразиву й деталь переміщуються по криволінійній траєкторії (див. рисунок 2.1 в, г). При цьому частинка абразиву зустрічається з оброблюваною поверхнею під кутом або по дотичній.

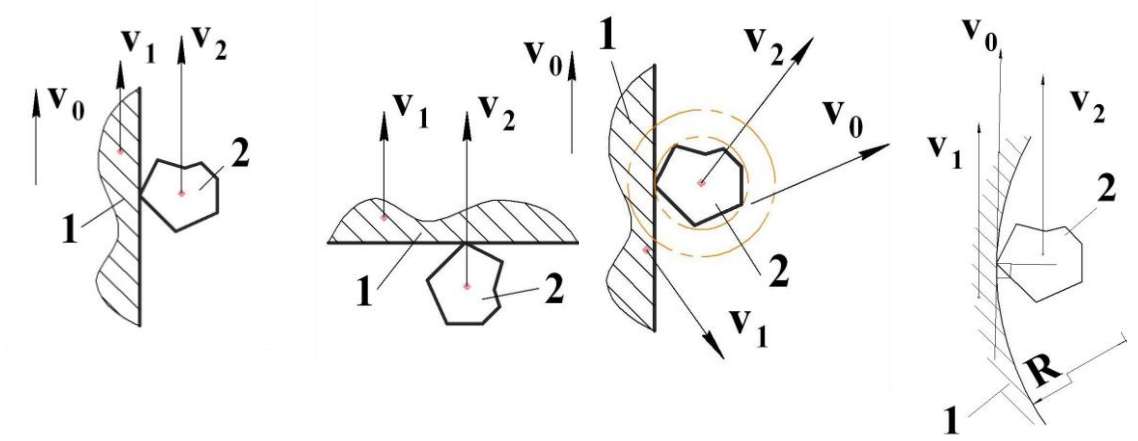
З аналізу розглянутих схем взаємодії частинок з оброблюваною поверхнею можна зробити наступні висновки:

– у першому випадку знімається мінімальна кількість металу, тому що сила, яка притискає частинку до деталі, досить мала й створюється тільки статичним тиском навколишнього середовища. Така взаємодія

рекомендована для виконання операцій з віброшліфування й віброполірування;

– у другому випадку відбувається зіткнення частинки з оброблюваною поверхнею, внаслідок чого на ній з'являються відбитки частинок абразиву, відколи металу. Такий характер взаємодії абразивних часток з оброблюваною поверхнею буде найбільш продуктивним для грубих очисних операцій;

– у третьому випадку в залежності від форми траєкторії руху деталі і абразивних частинок розширюється можливість обробки складних криволінійних поверхонь.



а) б) в) г)

Рисунок 2.1 – Характерні випадки взаємодії деталі і абразивної частинки: v_1 – швидкість руху деталі; v_2 – швидкість руху абразивної частинки; v_0 – швидкість результуючого руху

В останньому випадку вирішальну роль сил і напрямків ударів у процесі віброобробки дозволяє визначити ці фактори як одні з головних у підвищенні ефективності впливу абразивного матеріалу на поверхню деталі. Для реалізації виділеного напрямку необхідно подальше, більш поглиблене вивчення закономірностей взаємодії деталей і абразивних часток у контейнері віброустановки. Зокрема, визначення не тільки сили, але й кута удару, що значно впливає на ефективність процесу віброабразивної обробки.

Аналіз існуючих різновидів процесу вібраційної обробки показує, що саме наявність тих або інших видів руху абразивних частинок робочого середовища або оброблюваних деталей, спеціально здійснюва-

них допоміжними механізмами верстата, визначає характерні риси процесу [3, 5, 9].

Найпоширенішою схемою навантаження у верстатах для віброабразивної обробки є двохкомпонентна вібрація із площинною (циркуляційною) траєкторією руху частинок $s_Ц$ робочого середовища (рисунок 2.2 а), в результаті вібраційного руху робочої камери [9, 10, 15, 39].

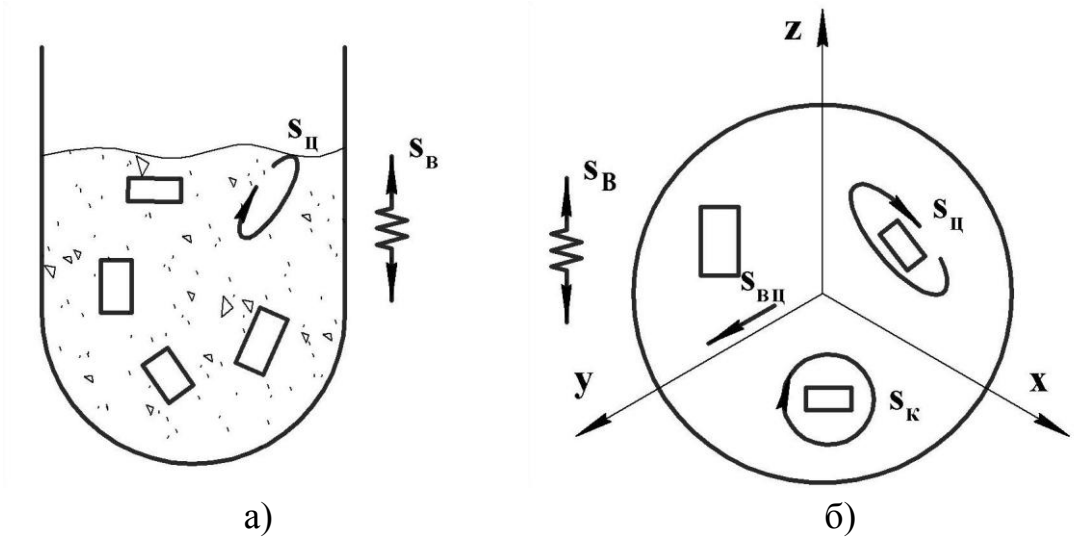


Рисунок 2.2 – Розповсюдженні схеми навантаження в верстатах для вібраційної обробки

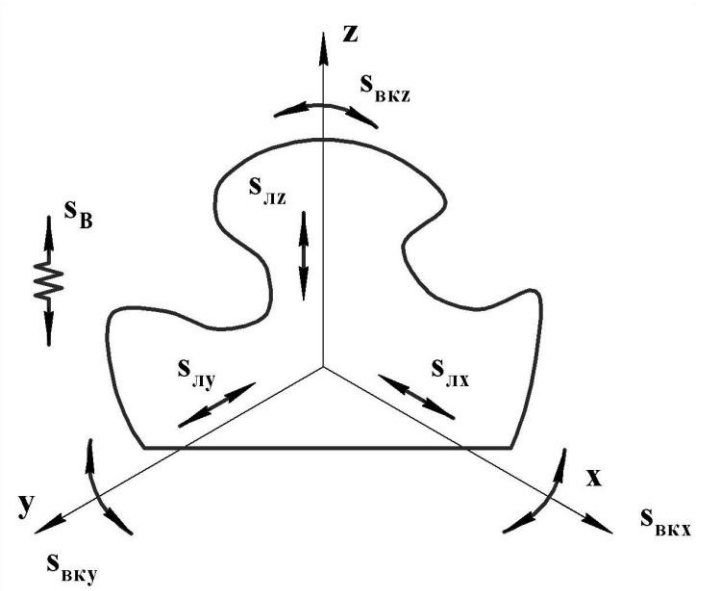


Рисунок 2.3 – Складно-просторова віброабразивна обробка великогабаритних виробів складної конфігурації

Більш ефективною при віброабразивній обробці деталей є трьохкоординатна (просторова) схема навантаження (рисунок 2.2, б) [3, 9, 10]. За даною схемою робочому середовищу й оброблюваним деталям надається циркуляційний рух $s_Ц$ і відцентровий рух $s_{ВЦ}$, а робочій камері надається вібраційне переміщення $s_В$ та рух по круговій траєкторії $s_{КР}$.

Однак ці схеми навантаження можливо реалізувати лише при обробці деталей невеликих за розмірами. Для обробки деталей великих розмірів та складної конфігурації реалізація даних схем ускладнена через відсутність відповідного технологічного устаткування.

При віброабразивній складно просторовій обробці великогабаритних виробів складної конфігурації (рисунок 2.3) абразивні частинки обробляють зовнішні поверхні деталі. При певному сполученні спрямованих вібраційних впливів можна домогтися циркуляції часток абразивного матеріалу по контуру оброблюваної поверхні, що значно підвищує ефективність процесу обробки. На рисунку 2.4 а, б, в, г представлені можливі схеми примусового руху деталей складної конфігурації при віброабразивній обробці.

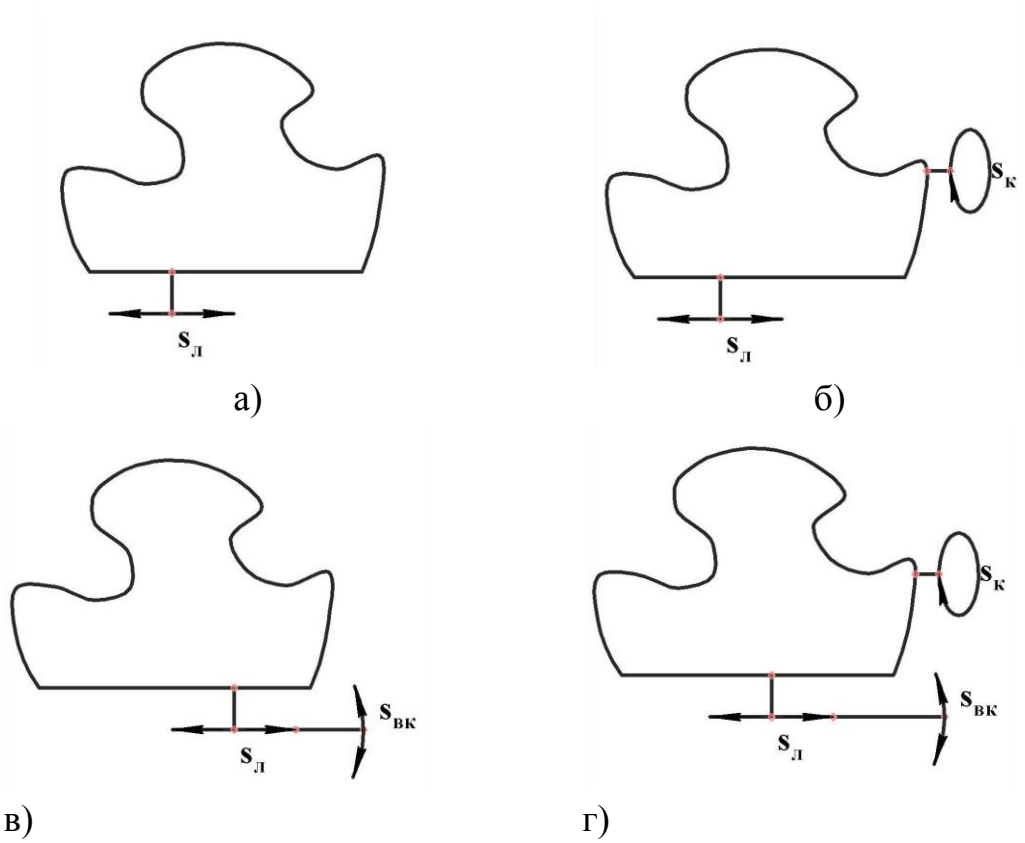
Для реалізації віброабразивної обробки за схемою, що показана на рисунку 2.4, г, доцільно використати незалежний привод оброблюваної деталі з паралельною кінематикою і мотор-шпинделем та вібраційний привод робочої камери з абразивним середовищем. Схема навантаження з використанням вище вказаних приводів наведена на рисунку 2.5.

Вібраційний рух $s_В$ робочої камери 2 (рисунок 2.5), призводить до циркуляційного руху абразивного середовища $s_Ц$, а переміщення деталі 3 за допомогою приводних ланок 1 механізму з паралельною кінематикою від незалежних приводів 4 дає можливість забезпечити будь-який складно просторовий рух деталі, як результуючий рух $s_Д$ кожного з приводів. Також деталі надається додатковий рух обертання $s_{ОБ}$ навколо її осі за допомогою мотор-шпинделя.

Відмінною особливістю даної схеми є кінематичні характеристики.

Характерним для цього різновиду обробки є те, що шпинделю надаються додаткові рухи, які змінюючи стан середовища і характер його впливу на оброблювану поверхню, здійснюють вплив на кількість, форму і розміри утворених слідів обробки і підвищує продуктивність

процесу в порівнянні з базовою схемою на 25 - 40%. Накладення і взаємне перекриття слідів обробки формує специфічну шорсткість. Аналіз профілограм показує, що згладжування мікронерівностей відбувається за рахунок знімання металу з їх вершин [3, 5].



а) б)

в) г)

Рисунок 2.4 – Складно-просторова віброабразивна обробка великогабаритних деталей складної конфігурації та можливі схеми їх примусового руху: а) зворотно-поступального (однокоординатна); б) зворотно-поступального з обертального (двокоординатна); в) зворотно-поступального і зворотно-обертального (дво-координатна); г) додатково до схеми на рисунку 2.4 в надається обертальний рух навколо однієї з осей

В якості загальної закономірності відзначено зменшення вихідної шорсткості поверхонь утворених інструментом з *Ra*5 до *Ra*0,5, однак при обробці за зазначеною схемою навантаження, виявляється дана закономірність при обробці поверхонь з твердістю не менше H_{50} = 800 дан/мм^2 і вихідної шорсткістю *Ra*0,125, коли одночасно з утворенням специфічного рельєфу відбувається згладжування вихідних нерівностей, навіть, до *Ra* 0,04, що відповідає вимогам, що пре-

д'являються до поверхонь бігових доріжок кілець підшипників кочення, поверхонь прядильних кілець і інших відповідальних деталей.

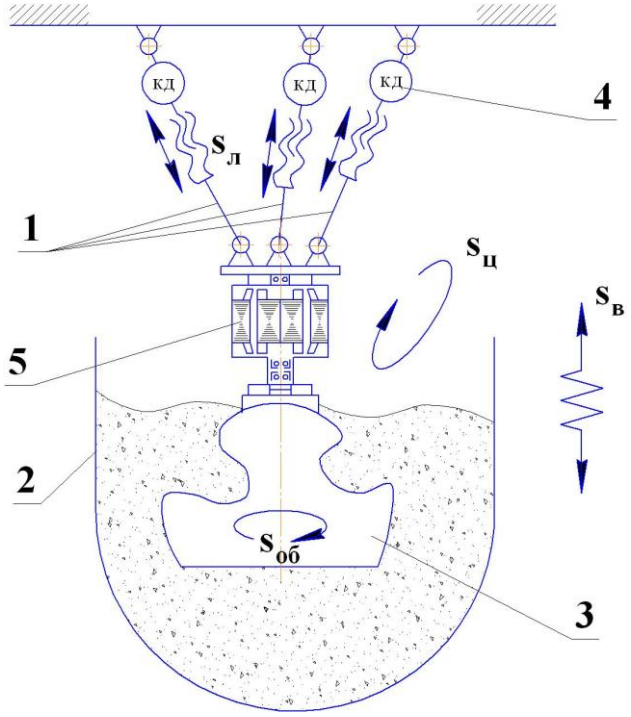


Рисунок 2.5 – Схема складно-просторового вібронавантаження з використанням елементів паралельної кінематики

Вплив додаткового руху на продуктивність виявляється через механізм збільшення вібров'язкості, а монотонне зниження шорсткості, що супроводжує збільшення амплітуди коливання шпинделя, є результатом зменшення глибини врізання частинок внаслідок розсіювання їх при взаємодії зустрічних потоків середовища: циркуляційного і коливального, викликаного рухом шпинделя.

Створення нової поверхні супроводжується наклепом, ступінь якого досягає 50%. Пластична деформація поширюється на глибину до 50 мкм, а дроблення зерен та утворення текстури відбувається в шарі товщиною 3-5 мкм. Структурно-фазових змін, що свідчать про дії високих температур, не виявлено.

Використання просторової схеми навантаження дозволяє отримати більш складний рух робочого органу, що призводить до більш ефективної передачі кінетичної енергії абразивному середовищу, що, в свою чергу, підвищує ефективність процесу обробки [1, 3, 9, 20].

Використання запропонованої схеми навантаження дозволяє при одночасній запрограмованій роботі всіх крокових двигунів 4 та мотор-шпинделя, надавати деталі траєкторію руху майже будь-якої складності, яка є результуючою лінійного $s_Л$ руху кожної приводної ланки 1 та обертального руху $s_{ОБ}$ мотор-шпинделя.

Під час взаємодії деталі з потоком абразивної маси під необхідним кутом атаки відбувається найбільш ефективний процес віброабразивної обробки поверхонь.

2.2 Вибір та обґрунтування технологічних параметрів УВО

Вибір технологічних параметрів УВО є складною задачею, адже віброабразивна обробка представляє собою комбінацію просторового вібраційного навантаження та переміщенням оброблюваної деталі або пакета деталей на одному або декількох шпинделях (головний рух).

Переміщення (рух) деталі, в залежності від форми оброблюваної поверхні і характеру виконуваної операції, може бути обертальним, зворотно-поступальним, осцилюючим, з кутовими коливаннями або їх поєднанням (рисунок 2.4).

Процес обробки здійснюється в вібруючому середовищі, яке набуває в цих умовах властивостей текучості, шляхом занурення в неї оброблюваних деталей, яким надається додатковий рух.

У числі оброблюваних заготовок можуть бути тіла обертання простої та складної форми: кільця прядильні і підшипників кочення, шестерні та зірочки, шківи, черв'яки, корпусні деталі, а також вироби інших форм.

Оброблюваній заготовці надають обертальний рух навколо її осі (або інший вид руху) зі швидкістю 0,5-15 м/с [3], а також додатковий рух по траєкторії будь-якої складності завдяки використанню примусового приводу переміщення деталі.

Як обробне середовище використовують шліфзерна, абразивні гранули відносно невеликих розмірів (3-5 мм) і металеві тіла у вигляді чавунного дробу і сталевих кульок.

Основною вимогою до технологічних параметрів УВО є отримання необхідної якості поверхні. Формування параметрів якості поверхні при віброабразивній обробці характеризується поєднанням способів впливу абразивного різання і поверхневого пластичного мікродефор-

мування. Сумарний і незалежний рух деталі і абразиву (коливальний і циркуляційний) забезпечує здійснення процесу обробки одночасно на всій оброблювальної поверхні, безперервне підведення обробних елементів в зону обробки, відведення та видалення продуктів зносу. При цьому здійснюється формування специфічного мікрорельєфу внаслідок відносно низького тиску обробного середовища, сприятливих фізико-механічних властивостей поверхневого шару та широкого діапазону регулювання траєкторії відносного руху обробних елементів і оброблюваної поверхні.

На якість поверхні оброблюваної деталі підчас віброабразивної обробки визначальний вплив має тангенційна складова результуючої взаємодії поверхні та середовища, яка і забезпечує об'ємне копіювання макропрофіля поверхні. Усі зусилля, спрямовані на зменшення взаємодії абразиву та поверхні деталі, для уникнення значних структурних зміни в поверхневому шарі металу при механічній обробці, призводять до зниження продуктивності.

При обробці за вище згаданою схемою навантаження (див. розд. 2.1) значних структурних змін не спостерігається, що пояснюється одночасним збільшенням оброблюваної площі поверхні деталі і ослабленням позитивних зв'язків деталі та інструменту.

Формування параметрів якості поверхні деталі відбувається при одночасному впливі таких факторів, як зернистість і зволоженість абразиву, амплітуда і частота коливань робочої камери, колова швидкість обертання деталі і тривалість обробки, вихідна шорсткість і фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу.

Так, при віброабразивній обробці за запропонованою нами схемою навантаження (див. рисунок 2.5) головним рухом є обертання деталі. Також видно, що зустріч зерна з оброблюваною поверхнею відбувається при значному перевищенні тангенціальною складової удару в порівнянні з нормальною. З цього випливає, що якщо енергія удару здатна розвинути в місці контакту напруження, що перевищує міцнісні властивості оброблюваного металу, то руйнування поверхні – різання-дряпання або пластичний перерозподіл – буде визначатися величиною нормальної складової удару.

Максимальний кут атаки при зустрічі абразивного зерна з оброблюваною поверхнею

$$tg\alpha = \frac{A\omega}{\pi D n_ш}, \qquad (2.1)$$

де A і ω - амплітуда і частота коливань абразиву;

$n_ш$ – число оборотів шпинделя;

D – діаметр оброблюваної поверхні.

Проведені дослідження [3, 5, 7] показали, що існує межа досяжної шорсткості поверхні оброблюваного матеріалу для прийнятих умов обробки. Інтенсивність знімання металу для кожного випробуваного матеріалу залежить від величини мікронерівностей у розглянутий період часу обробки, а величина вихідної шорсткості не впливає на досяжну межу шорсткості (рисунок 2.6, 2.7).

Аналіз проведених досліджень [3, 4] з впливу швидкості обертання деталі на шорсткість поверхні *Ra* та ваговий зйом металу *Q* показав, що залежно від механічних властивостей оброблюваного металу існує "критична" швидкість $v_{кр,}$ нижче якої зняття металу не спостерігається. При перевищенні деякої "ефективної" швидкості $v_{еф}$ зняття металу не залежить від колової швидкості деталі, а є функцією шляху тертя. В інтервалі швидкостей $v_{КР}$ - $v_{еф}$ зняття металу пропорційний швидкості обертання, а коефіцієнт пропорційності тим менше, чим вище твердість оброблюваного матеріалу.

Така ж закономірність спостерігається при дослідженні впливу швидкості обертання на величину шорсткості поверхні при постійному шляху тертя. Для швидкостей $v < v_{КР}$ змін у величині *Ra*, не було зазначено. У діапазоні $v_{КР} \le v \le v_{еф}$ зменшення шорсткості пропорційно колової швидкості. При $v > v_{еф,}$ величина *Ra*, досягаючи мінімального значення, залишається постійною і не залежить від швидкості.

Однак при $v > v_{еф}$ більшій коловій швидкості відповідає і більш висока швидкість отримання досяжної шорсткості поверхні (рисунок 2.8).

Збільшення частоти коливань робочої камери супроводжується лінійним зростанням знімання металу – як результат, головним чином, збільшення частоти динамічної дії обробного середовища на оброблювану поверхню в одиницю часу.

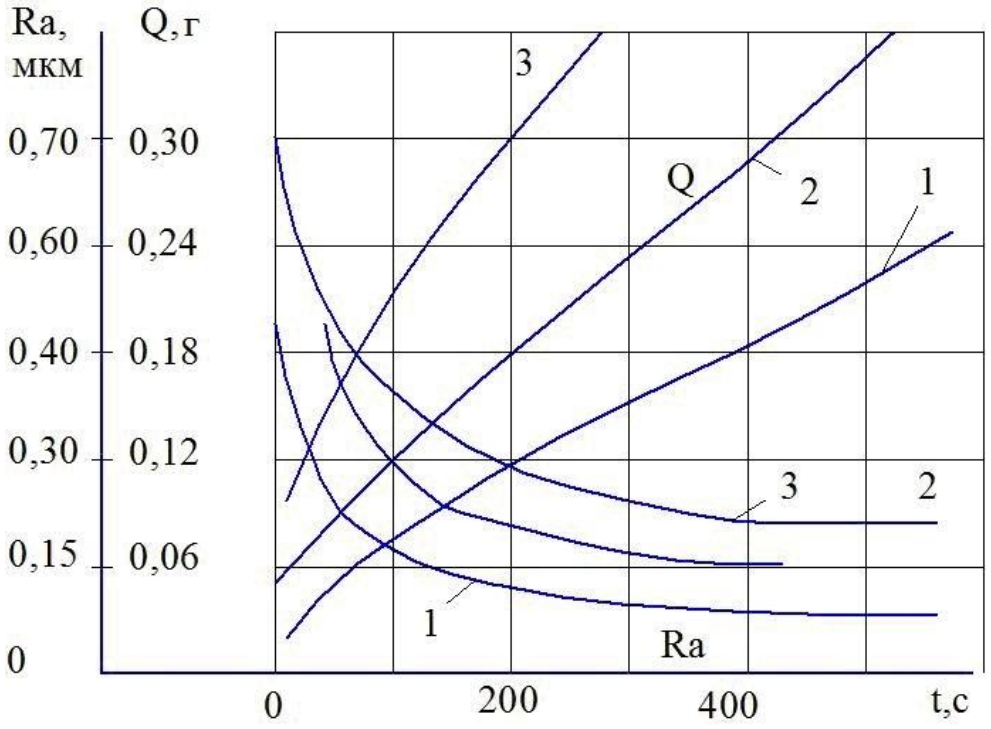


Рисунок 2.6 – Зміна шорсткості поверхні та вагового зняття металу від тривалості обробки: 1 – Сталь ШХ 15 (*HRC* 40 ... 42); 2 – Сталь 45 (*HRC* 42 ... 45); 3 – Сталь 45 (*HB* 170 ... 190)

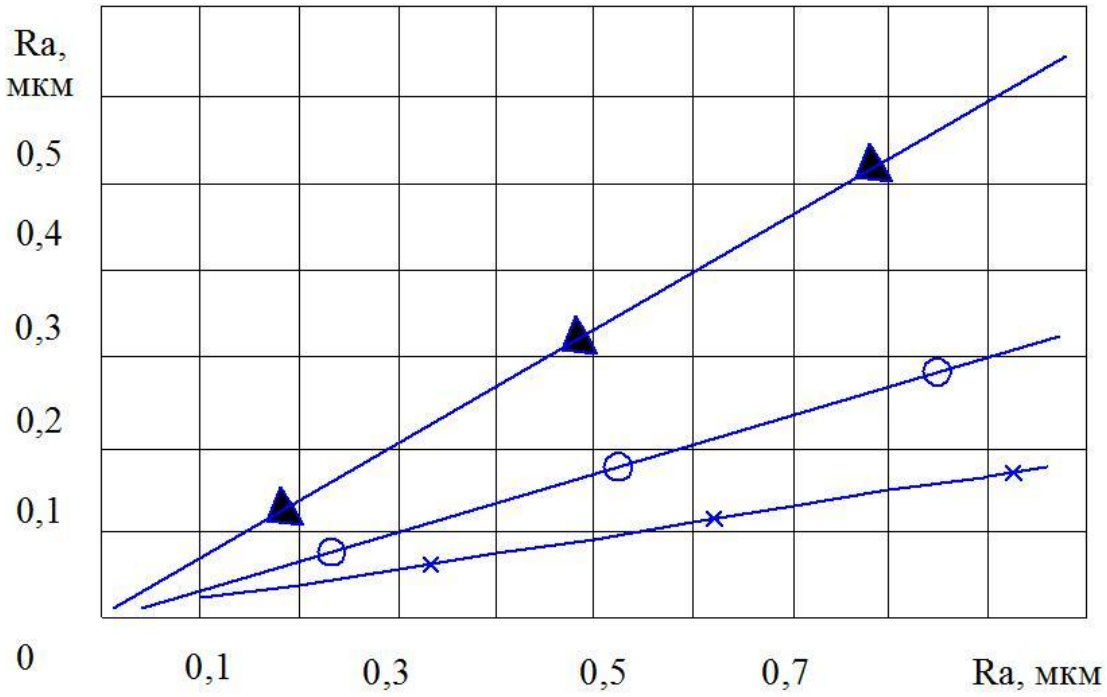


Рисунок 2.7 – Зміна шорсткості обробленої поверхні від величини вихідної шорсткості для часу обробки: *Δ* – *T* = 10 с; о – *T* = 60 с; х – *T* = 180 с: Сталь ШХ15

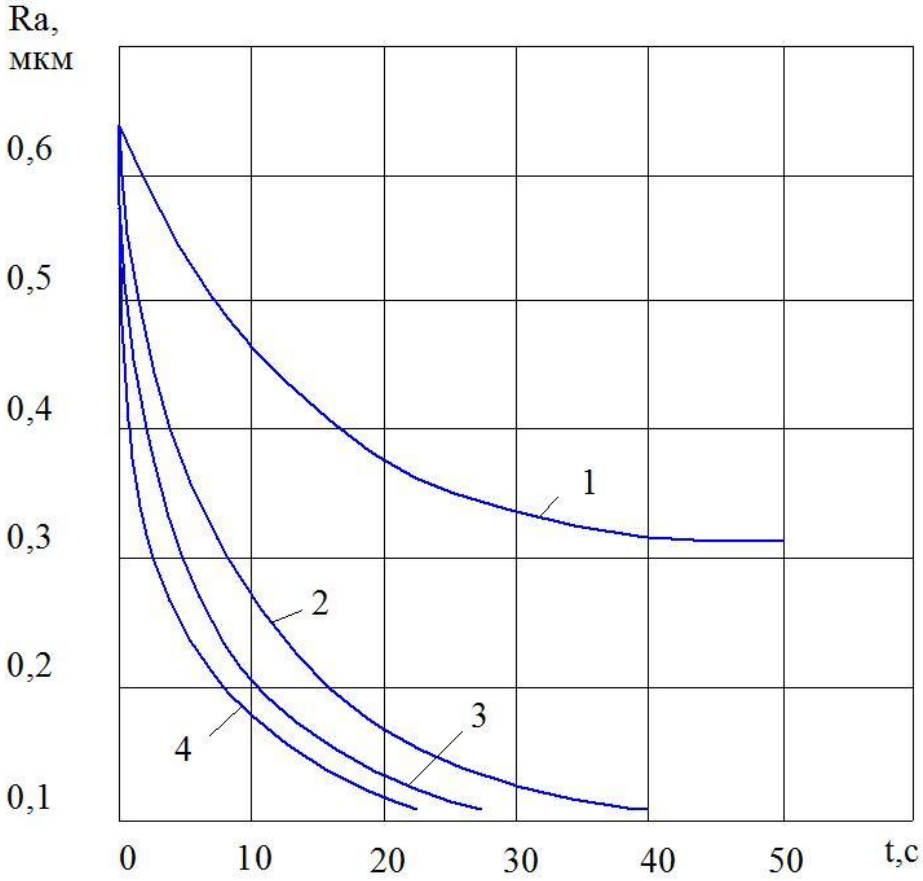


Рисунок 2.8 – Зміна шорсткості поверхні при різній швидкості обертання деталей: 1 – $n_ш$ = 800 об/хв; 2 – $n_ш$ = 2350 об/хв, 3 – $n_ш$ =3400 об/хв; 4 – $n_ш$ = 4500 об/хв

Зростання амплітуди коливань також викликає збільшення зняття металу, однак внаслідок значного зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя та розпушення вібруючої абразивної середовища інтенсивність знімання монотонно знижується (рисунок 2.9). Амплітуда коливань у робочій камері в більшій мірі, ніж частота коливань, впливає на зміну шорсткості поверхні.

Істотна різниця механічних властивостей оброблюваних матеріалів є причиною різного характеру формування шорсткості поверхні "м'якого" і "твердого" матеріалів.

При формуванні мікрорельєфу на зразках з відпаленої сталі 45 гострі грані шліфзерна, незважаючи на великий інтервал розкиду їх радіусів заокруглень, майже повністю реалізують свою енергію в процесі взаємодії з оброблюваною поверхнею, і з зростанням амплітуди коливань збільшується глибина впровадження абразивних зерен, що тягне за собою переважання процесу мікрорізання. В поєднанні з вла-

стивостями грубозернистої структури відпаленої сталі це призводить до збільшення шорсткості поверхні [3, 5, 7, 32].

При взаємодії з поверхнею зразків із загартованої сталі ШХ15 результативного впливу досягають лише найбільш гострі грані шліфзерна. По мірі зміни режимів вібрування, що сприяють збільшенню енергії нормального удару часток, в актах пластичного мікродеформування і дряпання починають брати участь і грані частинок з великими радіусами скруглення (в умовах переважання полідеформаційного процесу), що призводить до зменшення шорсткості поверхні.

З рисунку 2.9 б видно, що із збільшенням амплітуди шорсткість поверхні зменшується. Так, наприклад, в Старооскольскому Технологічному Інституті (філіалі) Національного Дослідного Технологічного Університету «МИСиС» було проведено ряд дослідів по віброабразивній обробці деталей різного типу (ротори, кронштейни, клеми тощо) виготовлених зі сталей, зокрема ШХ15, та кольорових металів з амплітудою коливань до 20 мм та частотою 260 об/хв [39].

Також важливим у виборі технологічних параметрів процесу віброабразивної обробки є те, що робоча камера отримує максимум енергії від джерела в умовах резонансу [1, 32, 40].

Виходячи з цього деякі автори [41-45] рекомендують в якості оптимального режиму роботи вібраційної машини використовувати резонансний режим, тобто співпадання частоти робочого органу вібромашини з власною частотою середовища (внутрішній резонанс).

Процесу резонансного режиму роботи одно- та багатокомпонентних середовищ присвячена велика кількість літератури (наприклад, [1, 45-47]).

Цими авторами встановлено, що для інтенсифікації процесу обробки необхідно перехід від однієї резонансної частоти до іншої, що відповідають різним компонентам середовища, повинен проходити, як можливо швидше, а перехід в межах самих резонансних частот – повільніше.

Також встановлено, що зарезонансний режим є більш ефективним, ніж до резонансний. І, оскільки, резонансна частота найточніше може бути визначена лише експериментально та суворе дотримання резонансного режиму є важкою задачею, адже резонна частота є функцією від часу та амплітуди (початкових умов), ми рекомендуємо зарезонансний режим роботи при складно-просторовій віброабразивній обробці.

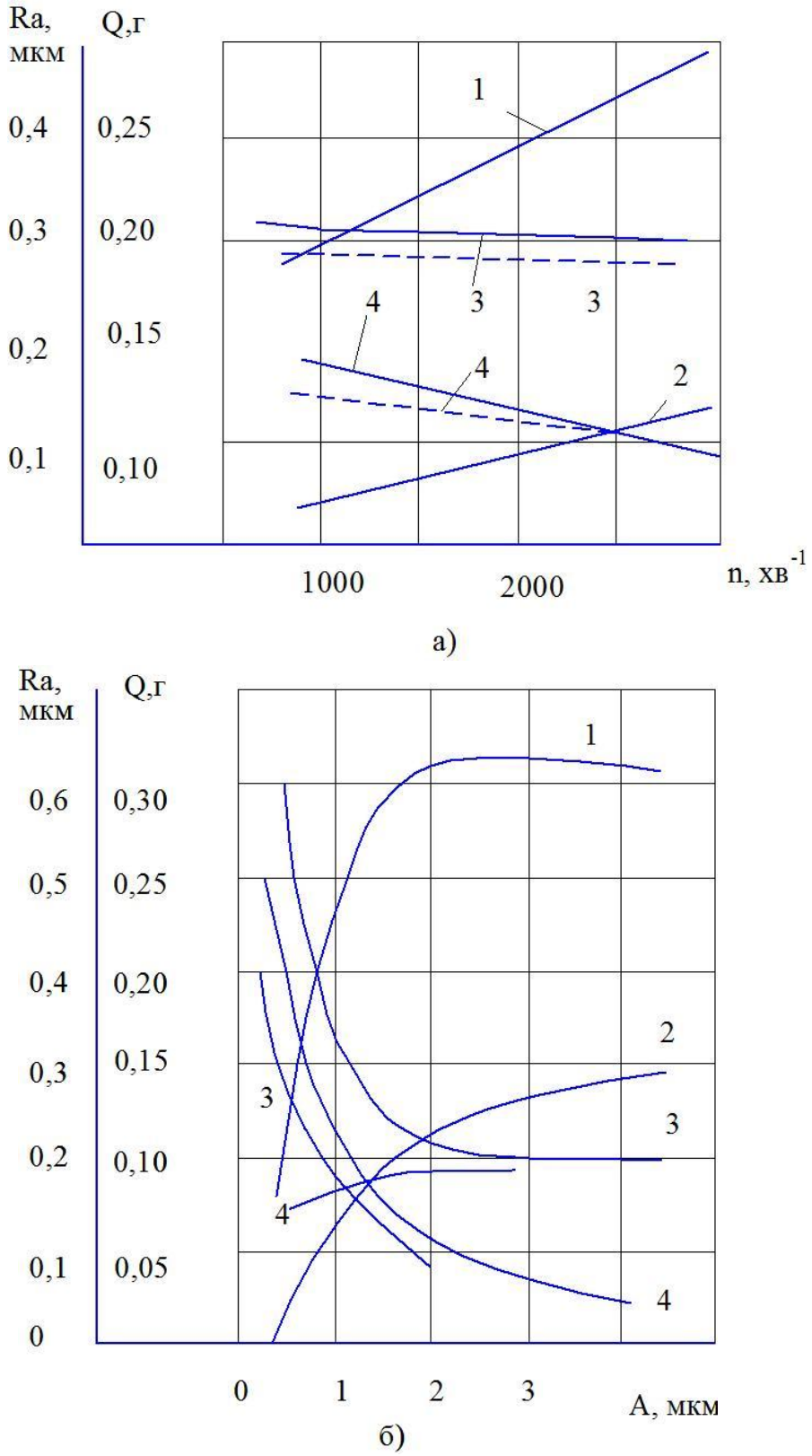


Рисунок 2.9 – Залежність вагового зняття металу (1,2) і шорсткості поверхні (3,4) від частоти (а) та амплітуди коливань (б) при *T = const*: 1,3 - сталь 45 (*HB* 170-190); 2,4 - сталь ШХ15; 3,4 - *Ra = f (n)* при *Q = const*

Враховуючи вище наведені дані нами пропонується використати графіки, які подані на рисунках 2.6 – 2.9 для вибору технологічних параметрів УВО для кожного конкретного випадку.

2.3 Обґрунтування вибору приводів

В установці для віброабразивної обробки (УВО) крупногабаритних деталей та деталей складної конфігурації передбачається наявність приводів примусового руху оброблюваної деталі та привод робочої камери.

2.3.1 Привод робочої камери

Як згадувалось раніше при вібраційній дії сипуче середовище набуває властивостей текучості, стає подібною в'язкій рідині, а коефіцієнт її ефективної в'язкості суттєво залежить від прискорення вібрації.

Прискоренням вібрації називається величина $A\omega^2$, де A – амплітуда, а ω – кутова частота.

При вібраційній дії на середовище розглядають два його стани: псевдотекучість, характерний для відносно низької ефективності вібрації (амплітудне значення прискорень не перевищує прискорення сили тяжіння), що супроводжується ущільненням дисперсного середовища; віброкипіння, що характеризується роз рихленням та циркуляцією середовища. Такий стан викликаний більш інтенсивною вібраційною дією (амплітудне значення прискорень перевищує прискорення сили тяжіння).

Аналізуючи сили, що діють на частинку при вібрації (рисунок 2.10), В.А. Членов і Н.В. Михайлов [48-50] визначили умови утворення віброкиплячого шару. На суцільному лотку віброкиплячий шар створиться за умови:

$$A\omega^2 sin\beta/gcos\alpha = K \geq 1,$$

де $A\omega^2$ – прискорення частинки;

A – амплітуда коливань;

$\omega = 2\pi f$ – кругова частота;

f – частота коливань;

α, β – кути між векторами сил.

Коефіцієнт К характеризує перехід в область віброкиплячого шару та інтенсивність віброкипіння. Зазвичай К = 1,2 ... 5. Більш високі значення К не рекомендуються внаслідок великого навантаження на привод та установку.

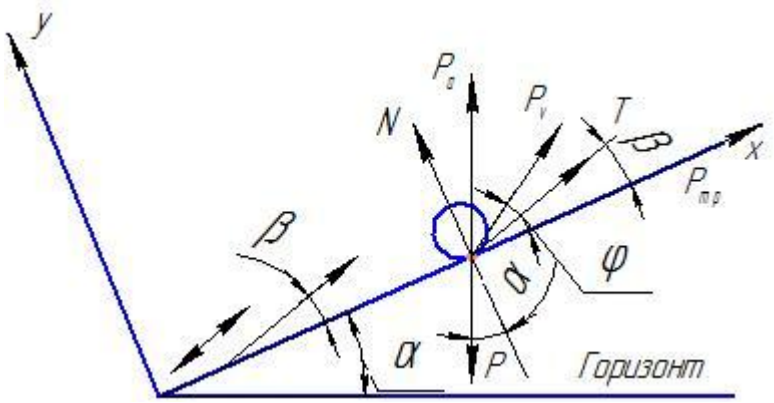


Рисунок 2.10 – Схема сил діючих на частку під дією вібрації

Незважаючи на дещо спрощене представлення сипучого середовища в якості в'язкої рідини, такі середовища можуть бути охарактеризовані звичайними реологічними константами, що є характерними для істинно в'язких рідин. Вібраційна дія на сипуче середовище знижує сили взаємодії її частинок. Ефективне значення кінематичної в'язкості ν віброкиплячого шару знаходиться в межах від 0,0001 м/с^2 до 0,001 м/с^2 [3, 5, 7].

Потужність яку необхідно надати робочому органу установки для створення віброкиплячого шару [3] з заданою кінематичною в'язкістю можна розрахувати за наступною формулою

$$N = \sqrt{\frac{1}{8}\nu S^2 A^4 \omega^5 \rho}, \qquad (2.2)$$

де N – потужність, що надається середовищу;

S – площа поверхні віброкамери;

ω – кутова частота;

ρ – густина середовища.

Так, наприклад, за формулою 2.2 для того, щоб створити віброкиплячий шар кінематичною в'язкістю ν = 0,001 у 250-ти літровому U-подібному контейнері заповненому на 80% абразивом густиною 1400 кг/м^3 , що має вібрувати із амплітудою 10 мм та частотою 50Гц необхідно використати привод потужністю не менше 18,8 кВт.

Найбільш широко в установках для віброабразивної обробки використовують дебалансний привод. Але даний тип приводу має ряд недоліків, а саме: жорсткий зв'язок між частотою та амплітудою коливань, неможливість зміни частоти та амплітуди під час роботи (для цього потрібно використовувати складні конструкції дебалансів та дорогі інвертори напруги), обмеженість величини амплітуди коливань, короткий строк служби підшипників дебаланса тощо.

Амплітуда коливань дебалансного привода визначається, [51]

$$a = m_д e / M ,$$

де $m_д$ – маса дебаланса, кг;

e – ексцентриситет дебеланса, м;

M – маса вібруючої системи «бункер-привод», кг.

Потужність двигуна дебалансного приводу можна розрахувати за формулою

$$N_{\max} = \left(m_д e\right) \cdot \omega^3 / 3M ,$$

де ω – кутова частота обертання де балансних валів (с$^{-1}$).

Так для того щоб 250-ти літровому U-подібному контейнері заповненому на 80% абразивом густиною 1400 кг/м^3 надати коливання амплітудою 1,5 мм та частотою 50 Гц необхідно використати дебеланс вагою близько 10 кг, та ексцентриситетом у 10 см, а максимальна потужність двигуна у зв'язку із великим значенням кінетичного моменту дебаланса має бути більше 30кВт.

Привод побудований на потужних швидкооборотних дебалансних віброзбуджувачах є недовговічним [38, 51], адже підшипники дебала-

нсних валів швидко виходять з ладу та в них відбувається значне розсіювання потужності.

Саме тому у якості приводу робочої камери УВО доцільно використати гідроімпульсний привод, ефективність якого при створенні машин для віброабразивної обробки деталей знайшла підтвердження на практиці [4, 52].

Гідроімпульсний привод є компактним, дозволяє отримувати великі значення пікової потужності, що дозволяє при використання компенсаторів кінетичної енергії (маховика) знизити потужність приводного електродвигуна [53, 54], а також дозволяє змінювати амплітуду та частоту коливань під час роботи, що є основною вимогою до приводів високоефективних установок для віброабразивної обробки [1, 3].

Враховуючи схему навантаження запропоновану у розділі 2.1 (див. рисунок 2.5) нами було запропоновано стенд з гідроімпульсним приводом для віброабразивної обробки складно-просторових деталей, структурна схема якого подана на рисунку 2.11.

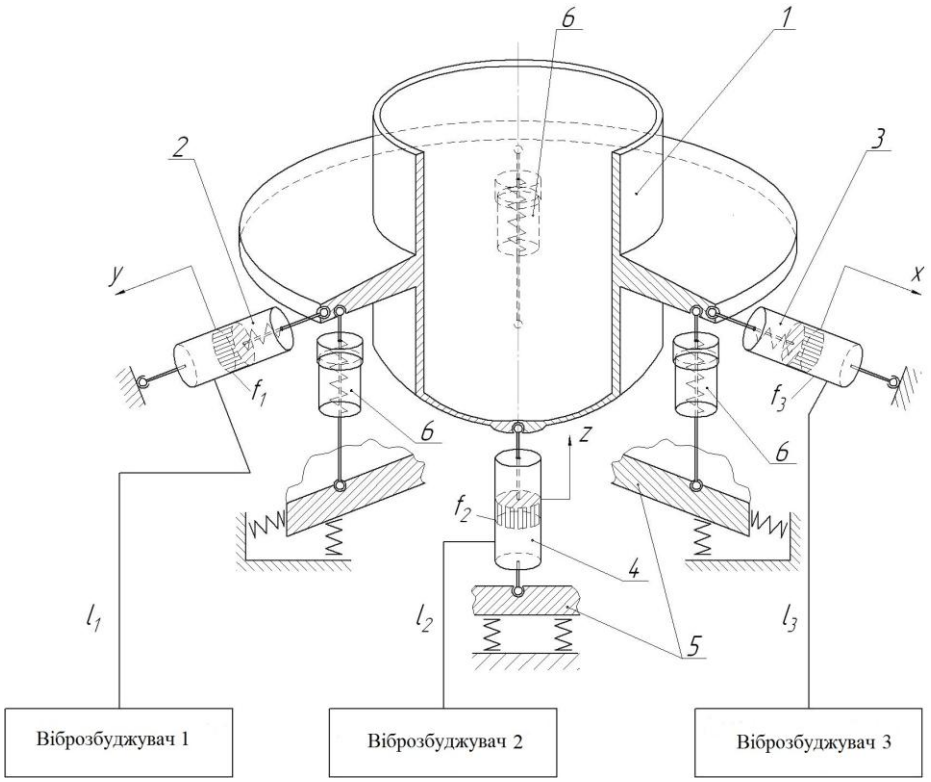


Рисунок 2.11 – Структурна схема: 1– вібробункер U- подібної форми;2, 3, 4 – виконавчі гідроциліндри; 5 – віброізольована станина; 6 – демпфувальні елементи

Даний стенд складається з віброізольованої станини 5, на якій встановлено робочу камеру (вібробункер) U-подібної форми 1 на 3-х демпфувальних елементах 6. Просторове вібронавантаження створюється 3-ма гідроциліндрами 2, 3 та 4, які розташовані під незначним кутом до 3-х головних ортогональних площин, що розширює технологічні можливості. Гідроциліндри керуються кожен окремо своїм віброзбуджувачем.

Розглянемо існуючі типи гідроімпульсного приводу.

З моменту розробки перших принципових схем гідроімпульсного привода запропоновано декілька його класифікацій [13, 52, 55-57].

Класифікація гідроімпульсного приводу [55-57], в якій за головну ознаку взято схему приєднання віброзбуджувача до виконавчого гідродвигуна, є найбільш досконалою, яка дозволяє чітко окреслити області застосування віброзбуджувачів та їх функціональні і технічні можливості.

Гідроімпульсний привод за цією ознакою поділяються на три типи „на вході", „на виході" та „комбінований", що схематично, при використанні умовних стандартних зображень гідро-розподільників за ГОСТ 2.781-68, (без вказівки на кількість каскадів віброзбуджувача).

Розглянемо існуючі схеми гідроімпульсного приводу, що побудовані згідно вище вказаної класифікації.

На рисунку 2.12 подано привод зі схемою підключення "на вході" [58] що працює наступним чином.

При підвищенні тиску p_p в порожнині рідинної пружини вище зусилля, яке діє з боку механічної регульованої пружини 1, золотник першого каскаду 2 під дією тиску рідини переміщується в крайнє праве положення. Керуюча порожнина 3 золотника другого каскаду з'єднується з напірною магістраллю 4 через розточку 5. Це приводить до переміщення золотника другого каскаду 6 в крайнє верхнє положення, що викликає з'єднання робочої порожнини 7 привода ударника із зливною магістраллю 8.

При зниженні тиску $p_{\text{р}}$ в порожнині рідинної пружини 9 нижче зусилля затягування пружини 1 золотник першого каскаду повертається у крайнє ліве положення. Керуюча порожнина 3 золотника другого каскаду з'єднується із зливною гідролінією через регульований дросель 10.

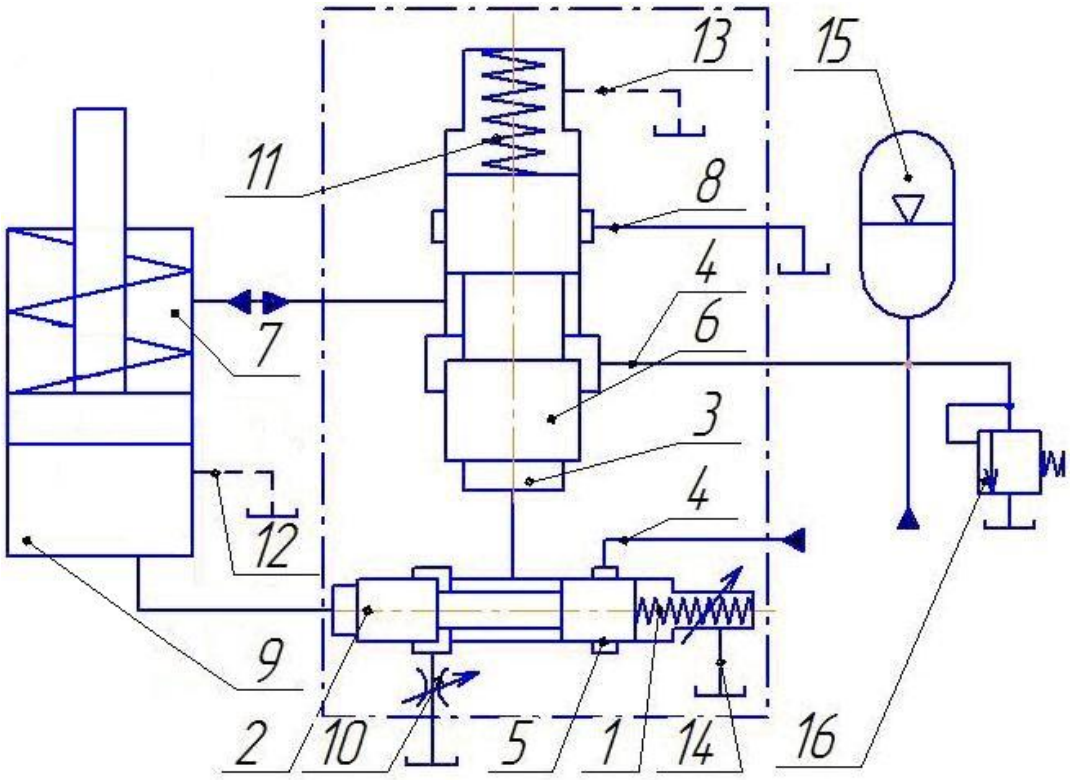


Рисунок 2.12 – Принципова схема гідроімпульсного привода зі схемою підключення віброзбуджувача "на вході"

Під дією пружини 11 золотник другого каскаду 6 переміщується донизу, з'єднуючи порожнину 7 з напірною гідролінією 4, при цьому швидкість переміщення регулюється дроселем 10. Зазначене регулювання забезпечує можливість зміни тиску p_2 зворотного спрацювання клапана-пульсатора. Настроювання тиску p_1 прямого спрацювання клапана-пульсатора виконується за допомогою пружини 1 золотника першого каскаду. Регулювання тисків p_1 і p_2 можливе у процесі роботи, в тому числі і дистанційно - за допомогою автоматичних приладів. У цьому випадку переміщення регулювальних гвинтів дроселя 10 та пружини 1 здійснюється кроковими електродвигунами.

Канали 12, 13 і 14 служать для видалення робочої рідини, яка витікає з гідроциліндра і апаратури керування, в дренажну систему.

Використовуючи схему підключення "на вході" необхідно застосовувати гідроакумулятор 15, який визначає працездатність віброзбуджувача. Акумулятор створює при розрядці додатковий потік рідини, миттєва витрата якої значно перевищує витрату насоса привода. Акумулювання енергії в гідроімпульсному приводі здійснюється як в

пружинних так і в чисто гідравлічних акумуляторах. Принцип дії гідроакумулятора базується на властивості рідини стискатись. Акумулятори підрозділяють на одноциклові та багатоциклові. В багагоциклових гідроакумуляторах об'єм їхньої порожнини значно перевищує об'єм робочої порожнини. В цих типах гідроакумуляторів підтримується високе постійне значення тиску, через що в порожнині привода ударника немає етапів значного падіння тиску. В багатоциклових гідроакумуляторах максимально "згладжена" частотна характеристика, що істотно впливає на підвищення частоти коливань робочого столу (більше 35 Гц). В запропонованому гідроприводі для регулювання параметрів коливань передбачено можливість зміни в процесі роботи номінального тиску в порожнині гідроакумулятора 15. Ця зміна здійснюється настройкою запобіжно-переливного клапана 16.

Органом автоматичного керування привода служить віброзбуджувач 22. Золотникові клапани-пульсатори у порівнянні з клапанними мають вищі показники економічності та енергозбереження, а також забезпечують більш чітке спрацювання. Така схема використовується для потужних приводів, які працюють із середніми частотами (до 40 Гц).

На рисунку 2.13 наведено гідроімпульсний привод побудований за схемою «на виході» [58].

У цій схемі для досягнення автоматичного керування циклом руху робочого органа використовується двокаскадний клапан-пульсатор з кульковим запірним елементом, першого каскаду й конічним – другого каскаду, що відокремлює порожнину нагнітання від зливальної магістралі.

Принцип роботи полягає в тому, що від насоса робоча рідина надходить у робочу порожнину плунжерного циліндра 9 і по каналах, виконаних у тілі другого каскаду 2, через дросельний отвір 4 у штовхачі 3 у надклапанну порожнину 5. При закритому положенні клапанів першого й другого каскадів тиск у системі підвищується до величини, обумовленої настроюванням пружини 7. Як тільки сила тиску робочої рідини переважає зусилля пружини 7, клапан першого каскаду (кулька 6) відкривається й масло через щілину, що утворилася, надходить на злив, завдяки чому тиск падає (система розвантажується). Клапан другого каскаду повертається у вихідне положення.

На дроселі 4 створюється зворотний перепад тиску, під дією якого й пружини 8 клапан другого каскаду закривається. Далі цикл роботи повторюється.

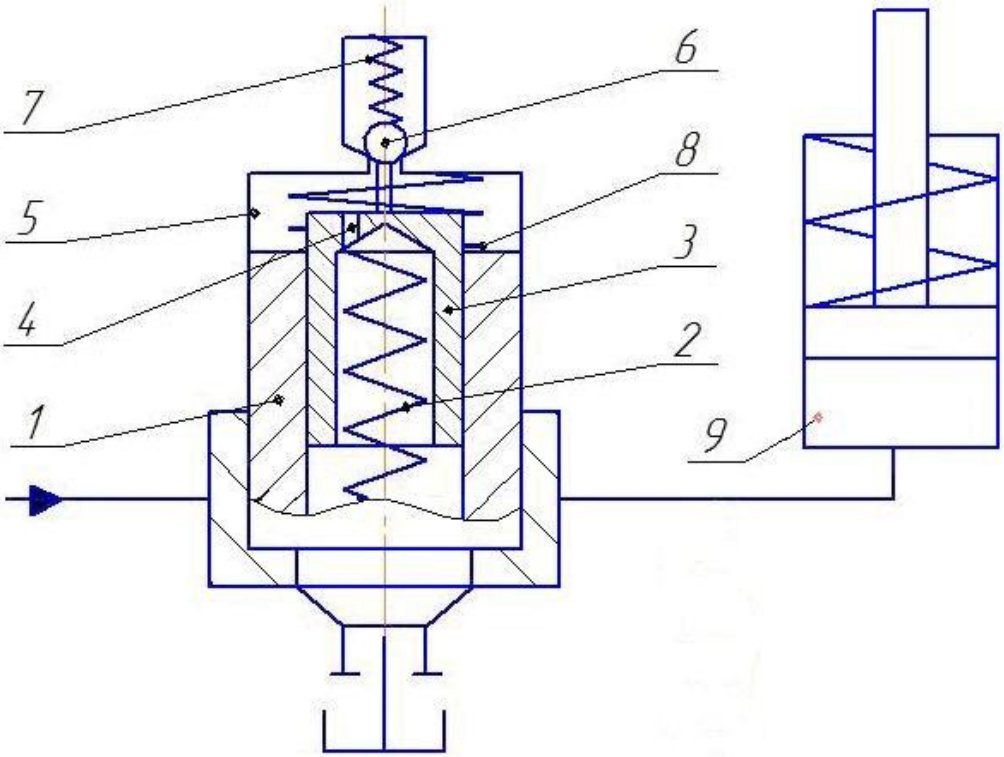


Рисунок 2.13 – Схема гідроімпульсного привода зі схемою підключення віброзбуджувача «на виході»

Простота конструкції, широкий діапазон регулювання вібраційних параметрів, відсутність ущільнень у поступальних парах забезпечують такому типу приводу застосування в різних технологічних вібромашинах.

Гідроімпульсний привод, що побудований за «комбінованою» схемою [14, 59, 60] (рисунок 2.14) складається чотирилінійного одно-каскадного віброзбуджувача, який складається із запірного елемента 1 клапанно-золотникової форми, навантаженого пружиною 3, попередня деформація якої може змінюватись за допомогою гвинта 4. Пружина 3 і гвинт 4 є основними ланками регулятора тиску "відкриття" віброзбуджувача. Поперечні перерізи запірного елемента 1 через клапанну і золотникову частини утворюють дві площі герметизації f_1 та f_2 ($f_2 > f1$), які визначають тиски "відкриття (p_1)" та "закриття (p_2)" вібро-

збуджувача. Віброзбуджувач порожнинами A_2 та A_3 приєднується до виконавчого гідроциліндра 6, а порожниною A_1 до напірної лінії. Регульований дросель 2, встановлений між проміжною B_2 і зливною C_1 порожнинами стабілізує режими закриття запірного елемента 1 в кінці його зворотного ходу.

До другої керівної порожнини A_3 сервопривода віброзбуджувача, яка безпосередньо з'єднана з поршневою порожниною виконавчого гідроциліндра 6 (також під єднання можна здійснювати через проміжні елементи такі як, наприклад, регулятор потоку). Перша керівна порожнина A_2 сполучаються без проміжних елементів з штоковою порожниною гідроциліндра.

У вихідному положенні, коли тиск енергоносія в гідросистемі привода $p_r > p_1$, запірний елемент 1 віброзбуджувача закритий. Подача гідронасоса в цей момент витрачається на зарядку циклового гідроакумулятора 5 до тиску p_1. В момент зростання тиску в гідросистемі до рівня p_1 запірний елемент 1, перемагаючи опір пружини 3, відривається від сідла, порожнини A_1 і B_2 з'єднуються і тиск енергоносія діє на повну площу f_2 поперечного перерізу запірного елемента 1, що обумовлює різке зростання зусилля, яке діє на цей елемент, і швидкості його руху.

Запірний елемент 1 переміщується на величину робочого ходу h_c, правими (за рисунком) кромками своєї золотникової частини перекриває від'ємне перекриття $h_{св}$ і відкриває такі ж щілини з боку лівих кромок, внаслідок чого штокова порожнина гідроциліндра 6 з'єднується зі зливною порожниною C_1, поршнева порожнина безпосередньо сполучається з напірною порожниною A_1, внаслідок чого поршень гідроциліндра 6 переміщується вправо, тиск у гідросистемі падає, пружина 3 повертає запірний елемент 1 в початкове положення.

В момент завершення зворотного ходу запірного елемента 1 і посадки його на сідло, гідравлічний опір перетіканню енергоносія з порожнини A_1 в штокову порожнину виконавчого гідроциліндра 6 обумовлюється лінійними та місцевими втратами на отворах «*a*», «*b*», від'ємному перекритті $h_{св}$ і гідроканалі, що з'єднує порожнини A_2 та штокову порожнину гідроциліндра 6. Запірний елемент 1 перекриває напірну порожнину, гідроакумулятор 5 заряджається до тиску спрацювання p_1 і цикл повторюється.

Робоче зусилля *R* (див. рисунок 2.16, в) розглядається як результат сумарної дії тисків на поршень площею S, а його максимальне та мінімальне значення відповідно дорівнює:

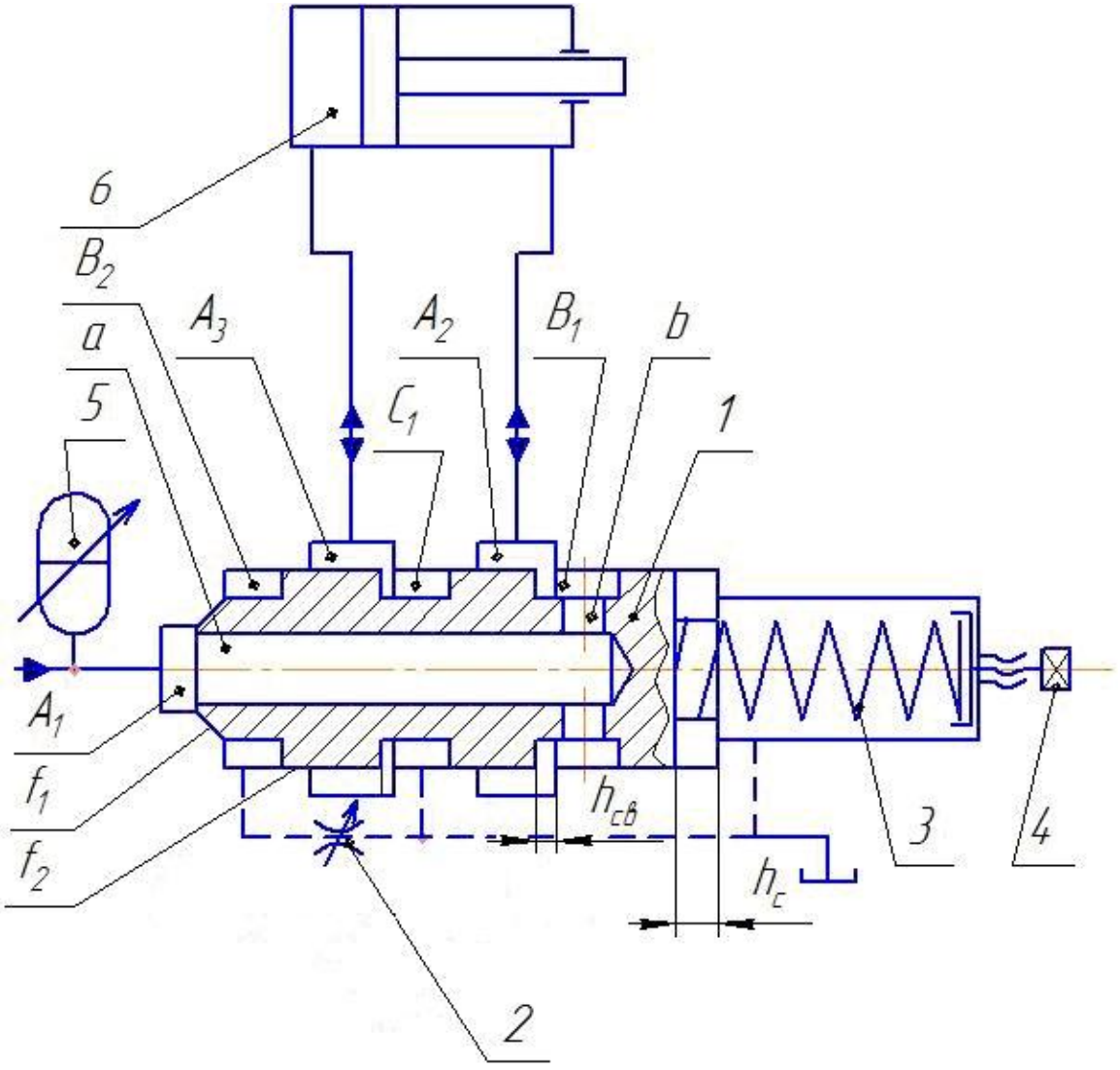


Рисунок 2.14 – Гідроімпульсний привод з під'єднанням віброзбуджувача за схемою «комбінована»

Циклограми зміни тиску в поршневій порожнині для вище вказаних схем гідроімпульсного привода при постійній подачі та тиску насоса ($p_н$) є в загальному випадку подібними і наведені на рисунку 2.15.

Поршнева порожнина робочого гідроциліндра живиться від напірної лінії, максимальний тиск в якій не перевищує значення тиску p_1 відкриття віброзбуджувача. В поршневій порожнині віброзбуджувач

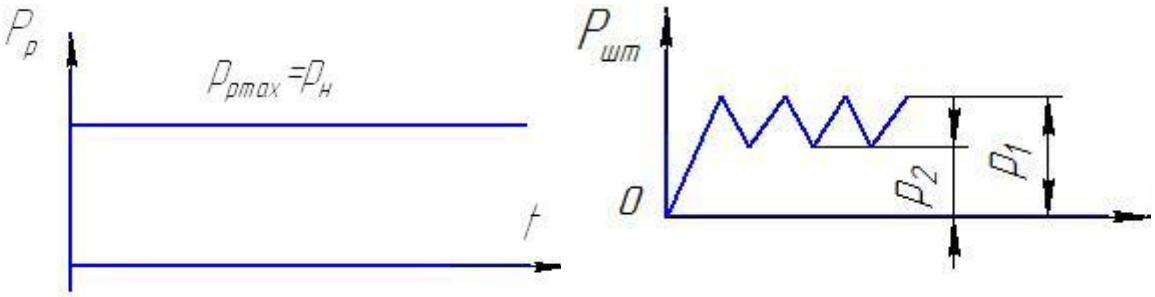
періодично створює імпульси тиску у вигляді піків навантаження, що обмежені тиском викриття віброзбуджувача (див. рисунок 2.15, б).

$$R_{\max} = \left(p_H - p_2 \right) \cdot s,$$
$$R_{\min} = \left(p_H - p_1 \right) \cdot s.$$

Також дані види гідроімпульсного приводу мають і відмінності. Так, у схемі з підключенням віброзбуджувача «на вході» пульсації тиску, в поршневій порожнині робочого гідроциліндра створюються у напірній лінії, що накладає певні обмеження на експлуатацію гідроприводу та ускладнює конструкцію віброзбуджувача.

Такий недолік відсутній у схемі приводу з підключенням віброзбуджувача «на виході». Спільним недоліком для обох схем є те, що у них вузький діапазон регулювання відношення максимального значення робочого зусилля до мінімального, що визначається конструктивними параметрами віброзбуджувача.

У приводі з підключенням віброзбуджувача за схемою «комбінована» регулювання відношення максимального значення робочого зусилля до мінімального може виконуватись у широких межах, але такий привод є значно складнішим та дорожчим у виготовленні.



а) б)

Рисунок 2.15 – Характер навантаження гідроімпульсного приводу

Оскільки для створення необхідних умов віброабразивної обробки деталей не потрібно змінювати у широкому діапазоні співвідношення максимального та мінімального зусиль, то для запропонованої нами установки використаємо привод з підключенням віброзбуджувача за схемою «на виході».

Дана схема є найпростішою у реалізації та відповідає вимогам створення вібраційного навантаження для обробки деталі, але розробка віброзбуджувача, що підключений до напірної лінії, вимагає ускладнення його конструкції за рахунок переходу до двокаскадної схеми, що складається з основного та допоміжного клапанів [13], але, загалом, така схема гідроімпульсного приводу є простою і забезпечує досить широкий спектр регулювання робочих частот.

Проведений вище аналіз можливих рішень принципових схем (див. рисунки 2.12 – 2.14) дозволяє стверджувати, що на даному етапі розвитку проблеми для розробки принципової схеми спеціального гідроімпульсного приводу УВО доцільно рекомендувати в якості вихідної схему на рисунку 2.13. Вона дозволяє забезпечити достатньо широкий діапазон регулювання частотних параметрів гідроімпульсного приводу робочої камери УВО та віброзбуджувача, що використовується в цій схемі, має порівняно просту конструкцію, яка, водночас, дає можливість широкого регулювання параметрів віброзбуджувача.

Закон переміщення штока виконавчого гідроциліндра близький по своїй формі до гармонічних законів, що є необхідною умовою технологічного процесу віброабразивної обробки. Завдяки цьому, на розроблюваній УВО може бути обраний оптимальний робочий режим обробки деталей незалежно від їх розміру та конфігурації.

Використовуючи обрану нами як найбільш оптимальну схему гідроімпульсного приводу ми запропонували структурну схему УВО, що подана на рисунку 2.16.

Установка працює наступним чином: рідина з напірної гідролінії подається до зливної порожнини виконавчого гідроциліндра (поз. 2). У момент коли тиск у гідролінії l_1 стає рівним налаштованому згідно технологічних вимог тиску спрацювання гідророзподільника 7 зливна порожнина гідроциліндра 2 з’єднуються з баком, тиск у лінії падає і поршень гідроциліндра 2 повертаються у початкове положення під дією стисненої пружини. Коли тиск у зливній лінії падає до необхідного значення, гідророзподільник перекриває лінію зливу і цикл повторюється Два інші гідро циліндри працюють аналогічно, окрім гідроциліндра 4, поршень якого повертається у початкове положення під дією маси бункера.

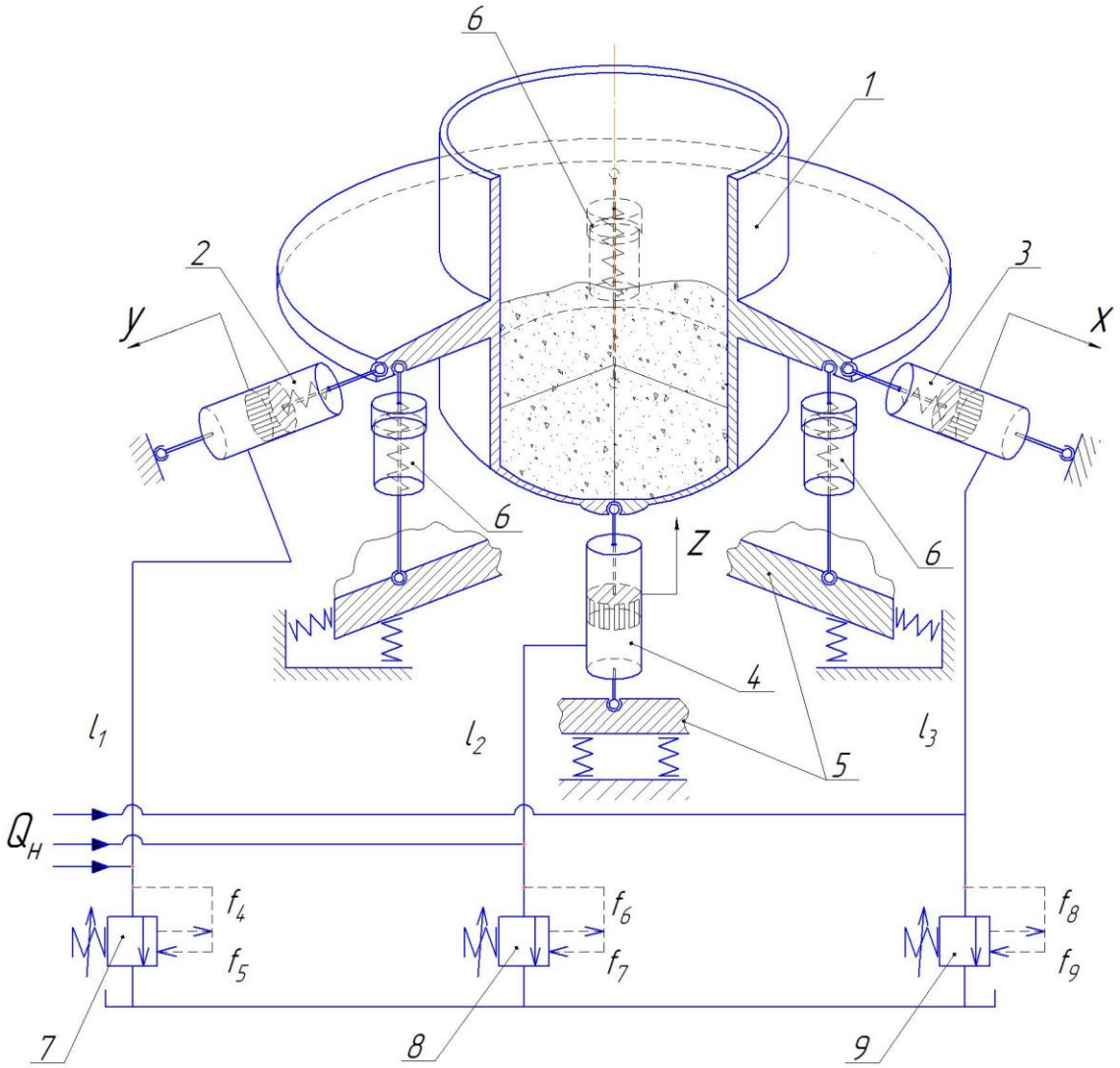


Рисунок 2.16 – Структурна схема: 1– вібробункер U- подібної форми; 2, 3, 4 – виконавчі гідроциліндри; 5 – віброізольована станина; 6 – демпфувальні елементи; 7,8,9 – віброзбуджувачі

2.3.2 Вибір схеми віброзбуджувача та обґрунтування вибору виконавчих гідроциліндрів

Структура керування функціями УВО залежить від конструкції гідравлічного віброзбуджувача (клапана-пульсатора). Вибір конструктивної схеми віброзбуджувача для різних варіантів керування гідроімпульсним приводом залежить в основному від параметрів клапана-пульсатора: витрата, тиск, частота подачі енергії імпульсів тиску, ККД тощо [14, 61].

Також конструкція віброзбуджувача повинна забезпечувати:

- отримання необхідного режиму навантаження оброблюваної заготовки;

- можливість зміни форми імпульсів тиску;

- плавне регулювання амплітуди і частоти в необхідному діапазоні;

- стійкість роботи в потрібному режимі.

Всі гідравлічні віброзбуджувачі діляться на однокаскадні і двокаскадні і виконуються двоходовими і триходовими. Для керування гідроімпульсним приводом малої та середньої потужності з розрахунковою енергією одного робочого ходу до 1 кДж рекомендовано використовувати однокаскадні віброзбуджувачі з тиском налаштування спрацювання до 12 МПа [14]. Останні відрізняються простотою конструкції, надійністю в експлуатації, низькою вартістю, а також можливістю легкої та швидкої заміни частин, які швидко зношуються.

Однак при роботі вібраційних машин на тисках більше 12 МПа і значних миттєвих витратах (більше 10^{-2} м^3/с) доцільно використовувати двокаскадні віброзбуджувачі, що дає можливість створювати вібраційні машини з миттєвою потужністю 60-100 кВт і з енергією одного робочого ходу більше 4 кДж, підвищити надійність спрацювання і покращити динамічні характеристики елементів керування.

Для керування гідроімпульсним приводом УВО нами було запропоновано однокаскадний двоходовий гідравлічний віброзбуджувач з золотниковим запірним елементом, адже як згадувалось вище золотникові віброзбуджувачі у порівнянні з клапанними мають вищі показники економічності та енергозбереження, а також забезпечують більш чітке спрацювання при роботі вказаного приводу на тисках не більше 12 МПа, адже саме таке значення тиску є робочим у запропонованій нами установці (див. таблиця 2.1) [61].

Конструктивна схема цього пристрою показана на рисунку 2.17 [14, 62].

Згідно схеми віброзбуджувач працює наступним чином. У початковому положенні золотник 1 притискується пружиною 2 до кульки 3, яка перекриває канал золотника. При збільшені тиску у порожнині А до тиску спрацювання p_1 відбувається миттєве збільшення зусилля на його нерухомому запірному елементі 3, що виконаний у вигляді кульки.

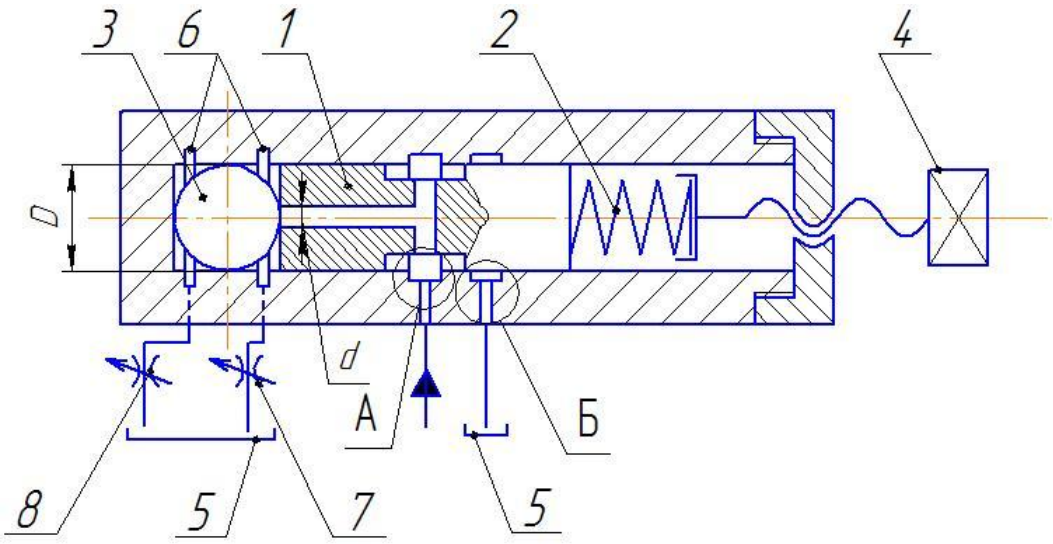


Рисунок 2.17 – Однокаскадний золотниковий гідравлічний віброзбуджувач

Вказане збільшення відбувається за рахунок ступінчастої зміни площі підйому від $S_{п1}=\pi d^2/4$ до $S_{п2}=\pi D^2/4$ ($S_{п2} > S_{п1}$) в момент порушення герметизації посадки запірного елемента 3 на сідло в золотнику 1. В результаті зусилля підйому зростає від $P_{н1}=p_1S_{п1}$ до $P_{н2} = p_1S_{п2}$. Зусилля $P_{н2}$ звичайно значно перевищує зусилля настройки пружини $P_{пр} = P_{н1}$, що притискає запірний елемент 3 до сідла у вихідному положенні. Під дією зусилля $P_{н2}$ золотник переміщується вправо з'єднуючи порожнину А з порожниною зливу Б, відбувається миттєве падіння тиску у гідросистемі до величини p_2. При цьому зусилля на запірному елементі 3 зменшується до налаштованого значення $P_{н1} = p_2 S_{п2}$ і пружина зможе повернути золотник 1 у вихідне положення, притиснувши його до кульки 3. Далі цикл повторюється.

Зусилля настройки пружини регулюється гвинтом 4, що дозволяє змінювати частоту спрацювання віброзбуджувача.

Залишки рідини з камери в якій знаходиться кулька 3 будуть витіснятись в бак 5 через кільцеві проточки 6, які з'єднані каналом з лінією зливу. Об'єм рідини, що витискатиметься з порожнини, в якій знаходиться кулька 3, регулюється дроселями 7 та 8, що є додатковим механізмом регулювання частоти.

На рисунку 2.18 подана схема віброзбуджувача з запірним елементом у вигляді самоцентруючогося конуса [14]. Даний віброзбуджувач працює таким чином, як і золотниковий гідравлічний віброзбуджувач (див. рисунок 2.17). Використання конусного запірного еле-

мента дозволяє збільшити довговічність сідла, за рахунок більшої площі контакту з даним запірним елементом в порівнянні з кулькою.

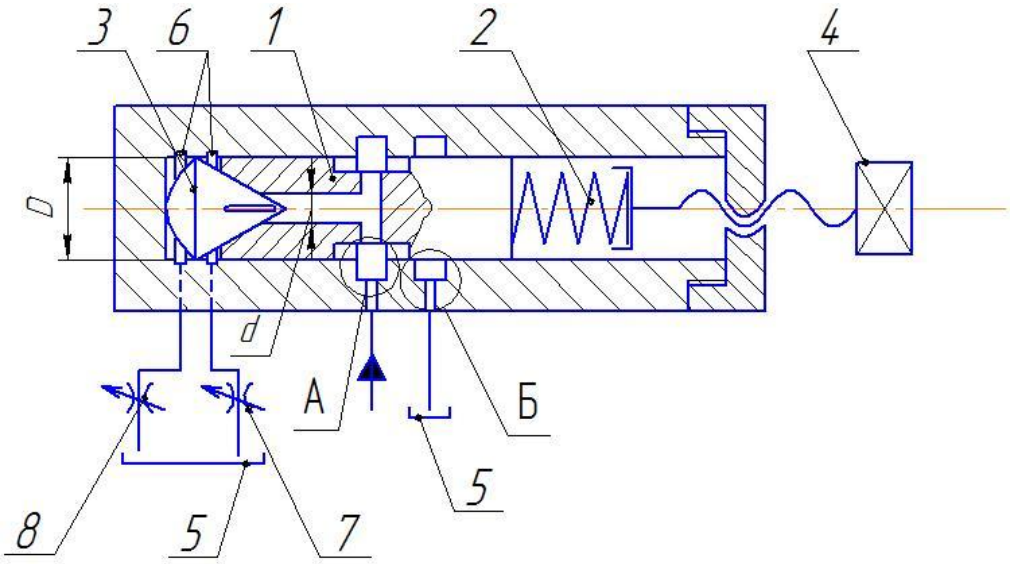


Рисунок 2.18 – Однокаскадний гідравлічний віброзбуджувач з запірним елементом у вигляді самоцентруючогося конуса

Для спеціального вібраційного обладнання типу ІВПМ порівняно невеликої потужності і такого, що не вимагає багаторазової переналагодження параметрів робочих режимів навантаження доцільним є застосування віброзбуджувача з плаваючим сідлом (рисунок 2.19), що містить одну рухому деталь – плунжер 4 із акумулюючою порожниною *B* [14]. У нижній частині плунжера 4 виконаний конус з пояском притирання на нижній основі і золотниковим перекриттям висотою *Δ* – на верхній. Плунжер 4 сідає на плаваюче сідло 2, що переміщається в гальмівній камері *A*.

Напірна магістраль з'єднана з порожниною *F*, що виконана у кришці 5, а отвором *D* – з акумулюючою порожниною *B*, плунжер 4 піджимається до плаваючого сідла 2 регульованою пружиною 3. При підвищенні тиску в напірній магістралі плаваюче сідло 2 переміститься разом з плунжером 4 вгору, до упору сідла в росточку корпуса 1.

Тиск у порожнині *F*, діючи на нижній торець плунжера 4 по площі, обмеженої діаметром притирочним пояском, при досягненні розрахункової величини долає зусилля затяжки пружин 3. Підхоплююча площа торця плунжера 4 в момент порушення герметизації його поса-

дки в сідло 2 по притирочному пояску миттєво зростає, і відбувається різкий підйом плунжера 4 вгору, прискорений розрядкою акумулюючої порожнини В. Порожнина з'єднується з зливною порожниною *С*, тиск у системі падає, плунжер 4 повертається у вихідне положення під дією пружин 3. Гальмування плунжера 4 в кінці зворотного ходу при його посадці в плаваюче сідло 2 відбувається при витисненні рідини з гальмівної порожнини *А* через зазори *Е* в порожнину *F* і значно знижує рівень шуму при роботі вібраційного преса. З підвищенням тиску в напірній магістралі починається новий цикл.

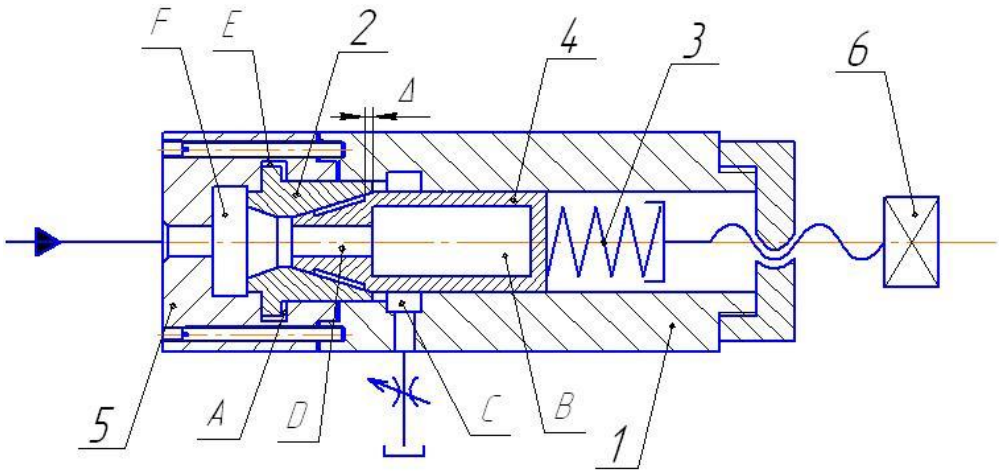


Рисунок 2.19 – Гідравлічний віброзбуджувач із плаваючим сідлом

Частота спрацювання віброзбуджувача регулюється гвинтом 6 шляхом зміни зусилля настройки пружини.

Для більшої компактності УВО нами було запропоновано об’єднати в одній конструкції гідравлічні віброзбуджувачі з виконавчими гідроциліндрами.

На рисунку 2.20 подана схема гідроциліндра з вбудованим двокаскадним двоходовим золотниковим гідравлічним віброзбуджувачем [63]. Працює він наступним чином. У початковому положенні золотник 4, що знаходиться в отворі плунжера 2 гідроциліндра 1 притискується пружиною 7 до кульки 3, яка перекриває канал золотника. При збільшені тиску робочої рідини, що надходить через канал 5 у порожнині А до тиску спрацювання відбувається миттєве збільшення зусилля на його нерухомому запірному елементі 3, що виконаний у вигляді

кульки, при цьому золотник 4 переміщується з'єднуючи порожнину *А* із зливним каналом 6.

Рідина із каналу 6 витискається у порожнину циліндра 1, в якій збільшується тиск, який діючи на площу поршня 5 приводить його в рух. Рідина з порожнини гідроциліндра 1 витікає через дросель 9 в бак і поршень 5 повертається в початкове положення пружиною 10. Цикл повторюється.

Зусилля настройки пружини 7 регулюється пробкою 8, що дозволяє змінювати частоту спрацювання віброзбуджувача.

Залишки рідини з камери в якій знаходиться кулька 3 будуть витіснятись в бак через кільцеві проточки 11, які з'єднані дренажем з каналом 6.

Для збільшення довговічності віброзбуджувача нами запропоновано виконати запірний елемент у вигляді самоцентруючогося конуса 3 з канавками на його поверхні, що дозволяє збільшити площу підхоплення. Комбінований гідроциліндр на основі віброзбуджувача такого типу показаний на рисунок 2.21 [64]. Працює він аналогічно, як і гідроциліндр поданий на рисунку 2.20.

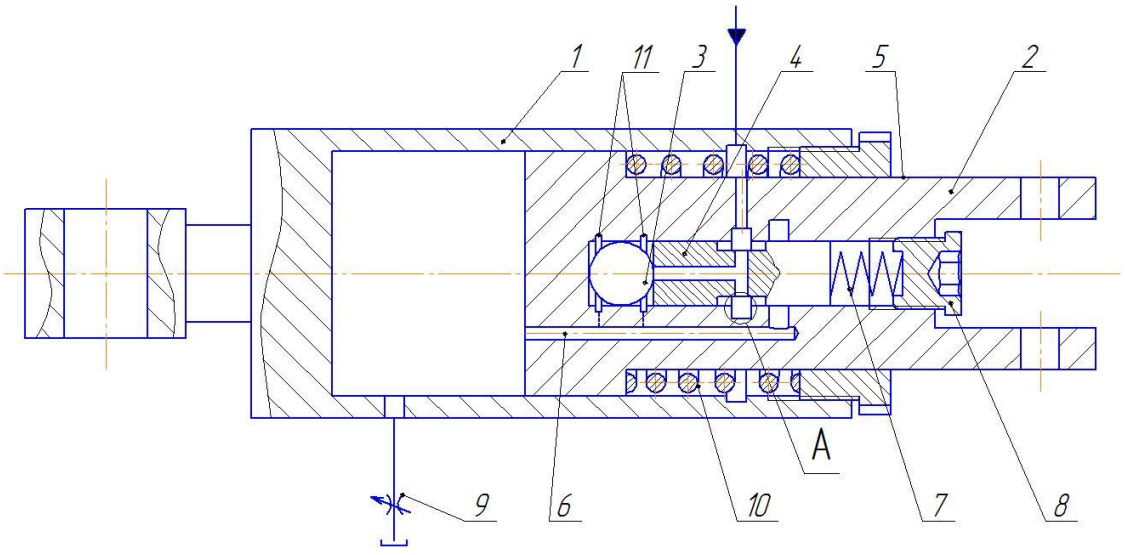


Рисунок 2.20 – Вібраційний гідроциліндр з вбудованим однокаскадним золотниковим гідравлічним віброзбуджувачем

Для спеціального вібраційного обладнання що не вимагає багаторазової переналагодження параметрів робочих режимів навантаження

нами запропоновано конструкцію комбінованого гідроциліндра з віброзбуджувачем з плаваючим сідлом (рисунок 2.22).

Вмонтований віброзбуджувач містить одну рухому деталь – клапан 5 із акумулюючою порожниною В. У нижній частині плунжера 5 виконаний конус з пояском притирання на нижній основі і золотниковим перекриттям висотою *Δ* – на верхній. Плунжер 5 сідає на плаваюче сідло 6, що переміщається в гальмівній камері *А*.

Порожнина F кришки 3 з'єднана з напірною магістраллю за допомогою каналу 4, а отвором *D* – з акумулюючою порожниною *B*, плунжер 5 піджимається до плаваючого сідла 6 регульованою пружиною 7. При підвищенні тиску в напірній магістралі плаваюче сідло 6 переміститься разом з плунжером 5 вгору, до упору сідла в росточку поршня 2.

Тиск у порожнині *F*, діючи на нижній торець плунжера 5 по площі, обмеженої діаметром притирочним пояском, при досягненні розрахункової величини долає зусилля затяжки пружин 7. Підхоплююча площа торця клапана 5 в момент порушення герметизації його посадки в сідло 6 по притирочному пояску миттєво зростає, і відбувається різкий підйом плунжера 5 вгору, прискорений розрядкою акумулюючої порожнини *B*.

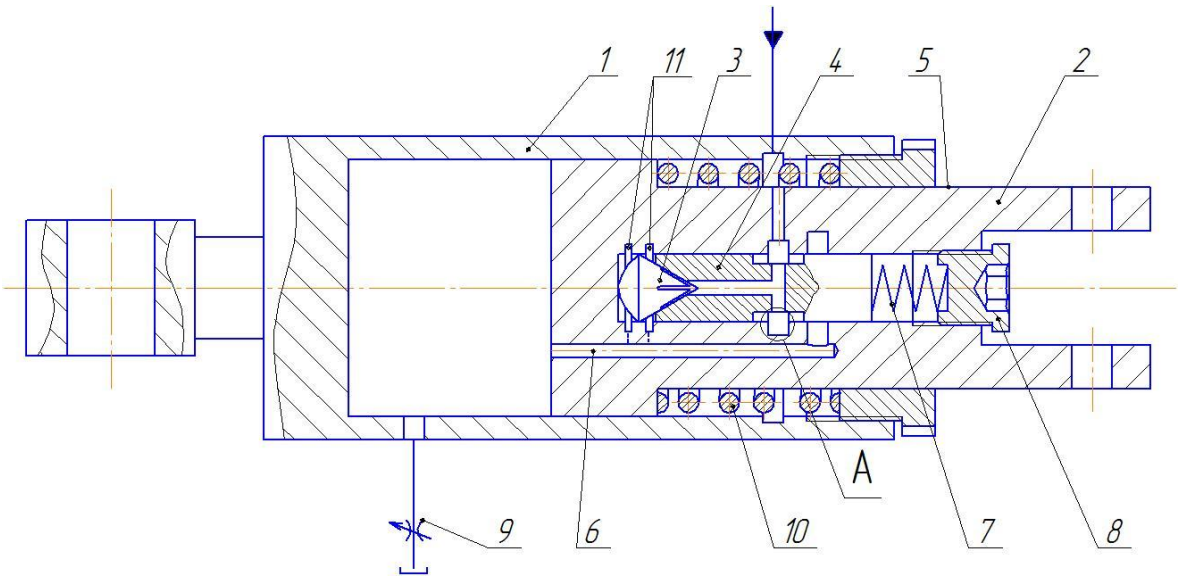


Рисунок 2.21 – Вібраційний гідроциліндр з вбудованим однокаскадним золотниковим гідравлічним віброзбуджувачем з запірним елементом у вигляді самоцентруючогося конуса

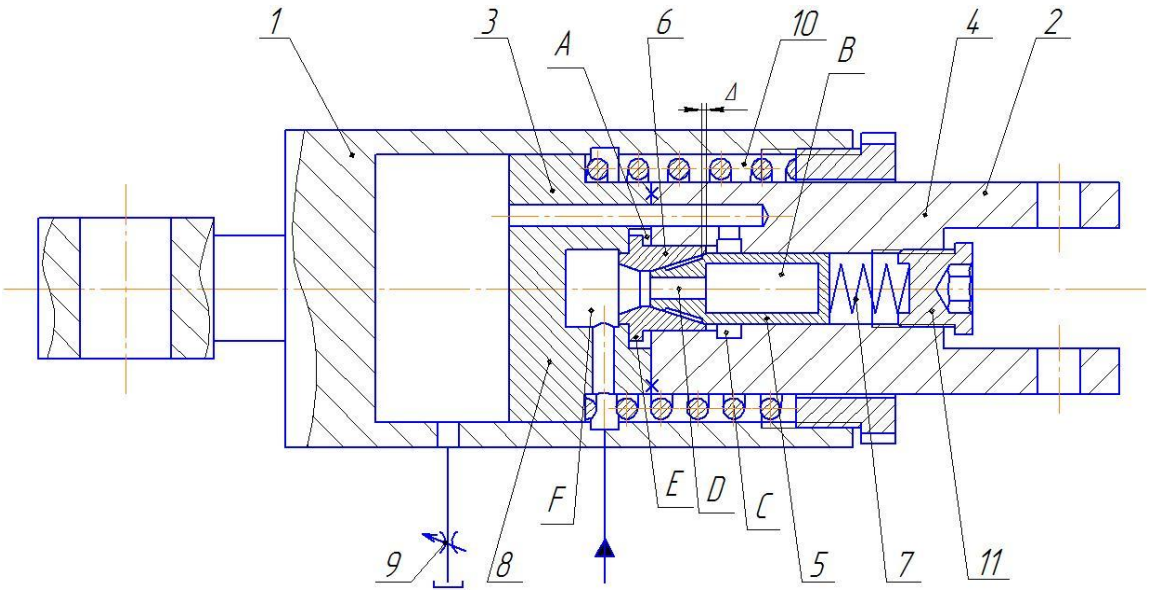


Рисунок 2.22 – Вібраційний гідроциліндр з вмонтованим однокаскадним гідравлічним віброзбуджувачем із плаваючим сідлом

Порожнина з'єднується з зливною порожниною *C*, яка каналом 8 витісняються у порожнину циліндра 1, а далі через дросель 9 в бак. Тиск у системі падає, клапан 5 повертається у вихідне положення під дією пружин 7, а поршень 2 повертається у початкове положення пружиною 10. Гальмування клапана 5 в кінці зворотного ходу при його посадці в плаваюче сідло 6 відбувається при витисненні рідини з гальмівної порожнини А через зазори *E* в порожнину *F* і значно знижує рівень шуму при роботі вібраційного преса. З підвищенням тиску в напірній магістралі починається новий цикл.

Частота спрацювання віброзбуджувача регулюється пробкою 11 шляхом зміни зусилля настройки пружини 7.

На основі вище згаданих віброзбуджувачів нами також були запропоновані простіші конструкції виконавчих гідроциліндрів з вмонтованими гідравлічними віброзбуджувачами.

На рисунку 2.23 зображено конструкцію комбінованого гідроциліндра з кульковим запірним елементом [65].

Роль поршня виконує золотник 1. Принцип його роботи ідентичний принципу роботи однокаскадного двоходового золотникового гідравлічного віброзбуджувача (рисунок 2.17). Регулювання частоти

спрацювання віброзбуджувача відбувається за рахунок зміни жорсткості пружини 2 за допомогою гайки 4.

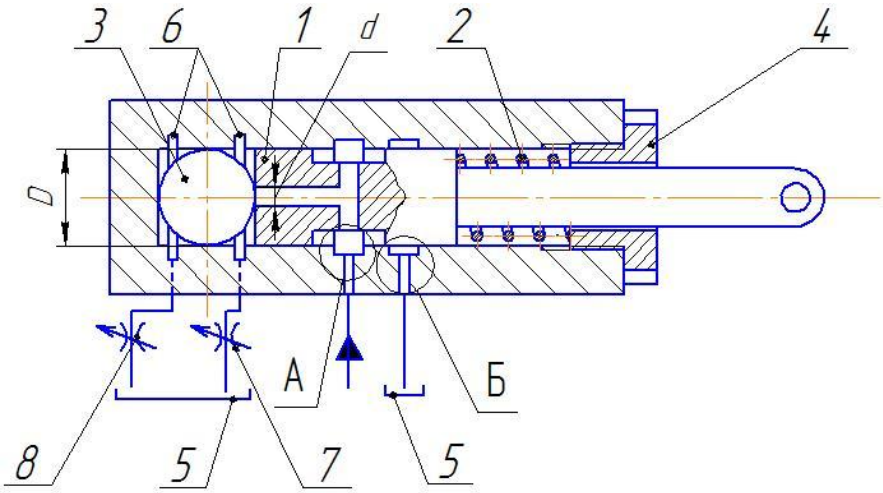


Рисунок 2.23 – Плунжерний вібраційний гідроциліндр із кульковим запірним елементом: 1– поршень-золотник; 2 – пружина; 3 – кулька; 4 – гайка; 5 – бак; 6 – кільцеві проточки; 7, 8 – дроселі

Перевагами даного пристрою є технологічність, простота конструкції, легкість керування параметрами віброзбуджувача.

На рисунку 2.24 подана конструктивна схема гідроциліндра із поршнем-золотником та запірним елементом у вигляді самоцентруючогося конуса.

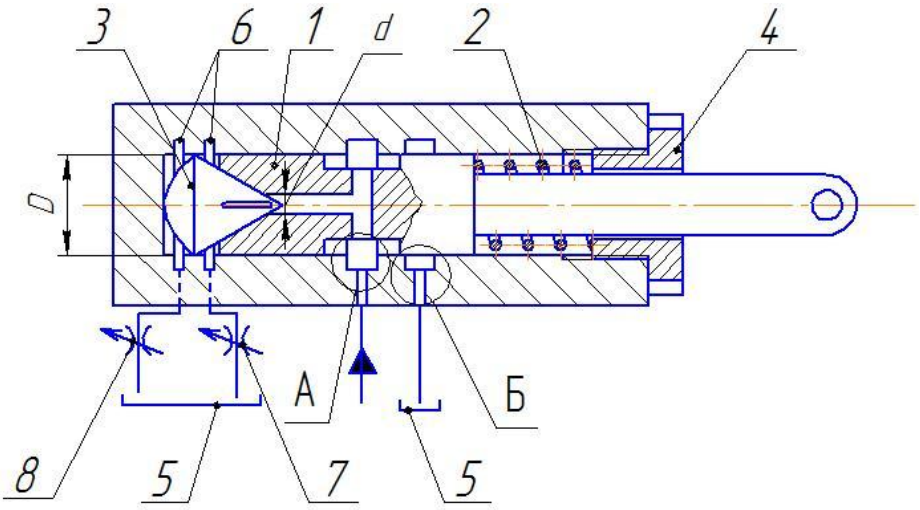


Рисунок 2.24 – Плунжерний вібраційний гідроциліндр із запірним елементом у вигляді самоцентруючогося конуса: 1– поршень-золотник; 2 – пружина; 3 – самоцентруючийся конус; 4 – гайка; 5 – бак; 6 – кільцеві проточки; 7, 8 – дроселі

Працює він аналогічно гідроциліндру зображеного на рисунку 2.20. Перевагою даного пристрою, порівняно з попереднім, є більша площа контакту запірного елемента з золотником і як наслідок більша їх довговічність, а недоліком є технологічна складність виготовлення самоцентруючогося конуса.

Також нами запропоновано гідроциліндр (рисунок 2.25) поршень 4 якого виконано у вигляді плунжера з акумулюючою порожниною В. Принцип дії даного пристрою аналогічний гідравлічному віброзбуджувачу безклапанного типу із плаваючим сідлом (рисунку 2.19). Регулювання частоти спрацювання виконується за рахунок зміни жорсткості пружини 3 за допомогою гайки 6.

Недоліки: корпус гідроциліндра має бути розбірним, поршень з внутрішньою порожниною, необхідне притирання запірних поверхонь.

В результаті проведеного огляду було виявлено, що для керування гідроімпульсним приводом доцільно використати віброзбуджувач з запірним елементом у вигляді кульки (рисунок 2.23) як найбільш простий, технологічний, надійний та дешевий.

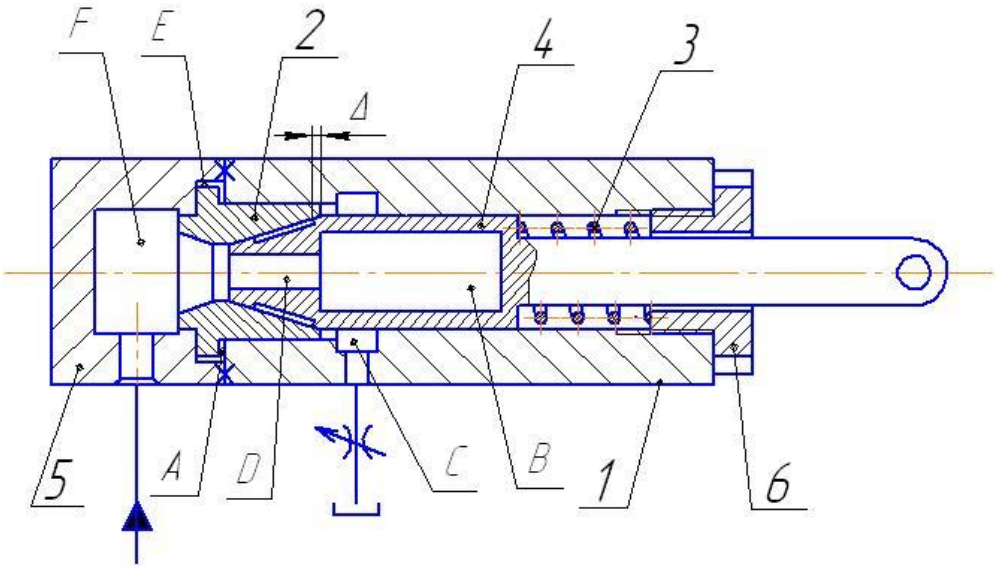


Рисунок 2.25 – Плунжерний вібраційний гідроциліндр із плаваючим сідлом: 1– корпус гідроциліндра; 2 – плаваюче сідло; 3 – пружина; 4 – поршень-плунжер; 5 – кришка гідроциліндра; 6 – гайка

А для побудови компактного обладнання для віброабразивної обробки складнопросторових деталей, використати плунжерний вібраційний гідроциліндр із кульковим запірним елементом (рисунок 2.23),

адже конструкція цього пристрою є найпростіша з поміж інших та забезпечить чітке спрацювання та дозволить надавати робочому органу УВО переміщення близькі за формою до синусоїдальних, що є необхідною умовою утворення віброкиплячого шару абразиву у бункері установки та амплітудою до 20 мм.

2.3.3 Привод примусового руху оброблюваної деталі

Підвищення ефективності механічного обладнання потребує пошуку шляхів і методів вдосконалення механізмів. Одним із перспективних напрямків розвитку машинобудування є розробка механізмів нетрадиційної компоновки із паралельними кінематичними зв’язками [66,67].

Розглянуті механізмів паралельної кінематики застосовуються вже досить давно. Одними з перших механізмів даного класу є механізм побудований Гауфом (рисунок 2.26), платформа Стюарта (рисунок 2.27), маніпулятор Данилевського (рисунок 2.28) і деякі інші [67, 68]. Ці механізми мають шість ступенів свободи та шість кінематичних ланцюгів, крім платформи Стюарта, що містить три кінематичні ланцюги із двома приводами в кожному. Кінематичні ланцюги з'єднують вихідну ланку й основу. У кожному ланцюзі є два типи шарнірних пар, із двома й трьома ступенями свободи, і поступальним, яка оснащена приводом.

Розглянуті структури являють собою просторові механізми з вихідною ланкою у вигляді платформи яка орієнтується в просторі по шести ступенях свободи.

У механізмі Гауфа та у маніпуляторі Данилевського число ступенів вільності вихідної ланки збігається із числом з’єднувальних ланцюгів. Однак, число з’єднувальних ланцюгів і число ступенів свободи може не бути рівним шести. Число, вид, порядок розташування кінематичних пар може бути різним, що ми і спостерігаємо в платформі Стюарта.

В авіації на основі цих механізмів створюються тренажери імітації польотів. Модель кабіни встановлюється на вихідній платформі (вихідній ланці) механізму, що може бути орієнтована по шести ступенях свободи (механізм аналогічний платформі Стюарта) (див. рисунок 2.27) що дозволяє імітувати умови польоту [68].

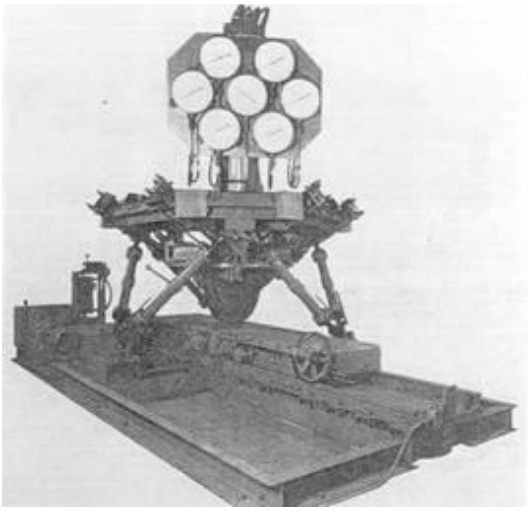


Рисунок 2.26 – Механізм Гауфа

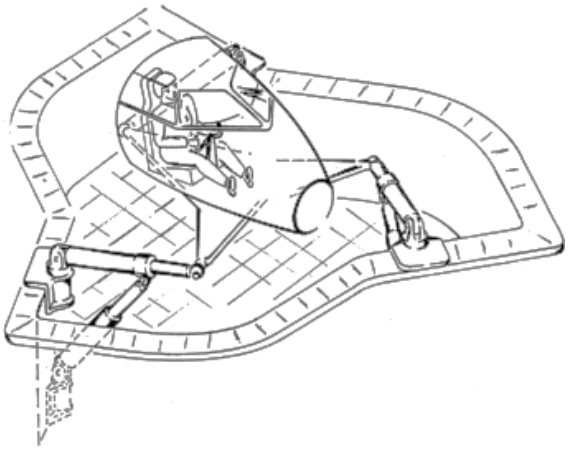


Рисунок 2.27 – Платформа Стюарта

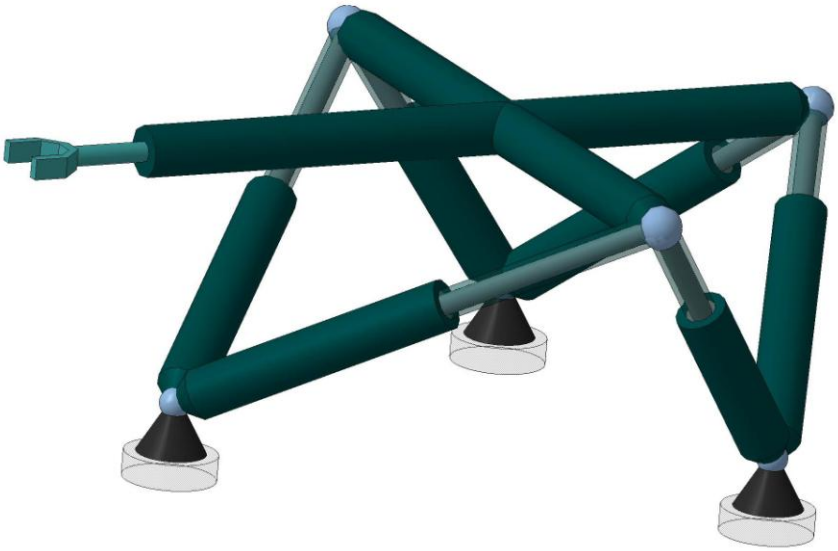


Рисунок 2.28 – Маніпулятор Данилевського: 1 — основа; 2 — кінематичні ланцюги в вигляді штанг змінної довжини; 3 — вихідна ланка, яка являє собою хрестоподібну деталь оснащену захватом

Дослідження у цьому напрямку інтенсивно ведуться на протязі останніх 20 років. Розроблено багато різноманітних схем машин які базуються на застосуванні механізмів паралельної структури. Розроблено і виготовлено значну кількість ефективних механізмів з паралельною кінематикою, наприклад, «триглайди», «гексаподи» (рисунок 2.29) [68].

Детальний аналіз сучасного стану досліджень в галузі розробки технологічного обладнання з паралельною кінематикою виконано в роботах [66, 65, 68]. В цих роботах сформульовані основні напрямки розробки обладнання, досягнуті результати, перспективи розвитку.

«Трипод» – це механізми паралельної кінематики із трьома ступенями свободи, що дозволяє у повній мірі задовольнити технологічні і конструктивні вимоги. Так, наприклад, відпадає необхідність в обов'язковому використанні елементів верстатів традиційного виконання. Всі необхідні рухи (у цьому випадку не більше трьох) реалізуються самим механізмом паралельної кінематики [69, 70].

Розглянемо два найбільш типові та загальновживані механізми з паралельною кінематикою «трипод» та «гексапод».

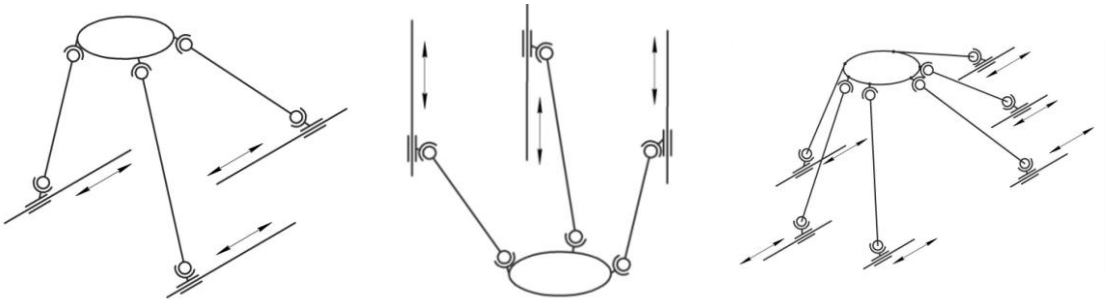


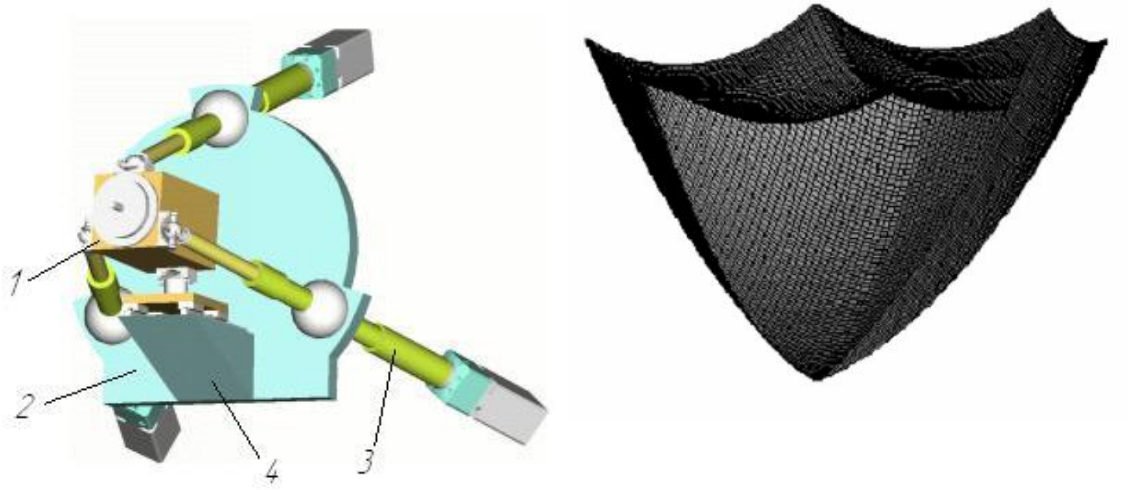
Рисунок 2.29 – Класифікація механізмів з паралельною кінематикою

Прикладом технологічного обладнання на основі такої структури є багатоцільовий верстат Ulyses від Fatronic (Іспанія) [71].Структура верстата показана на (рисунку 2.30, а). Вихідна ланка (1), на якій встановлено шпиндель, який зв’язаний зі станиною (2) чотирьма кінематичними ланцюгами. Три з них активні, які містять приводи (3). Вони виконані по схемі телескопічних штанг, тобто це штанги змінної довжини на основі кулькової гвинтової пари. Інший кінематичний ланцюг (4) пасивний. Він не містить приводу. Вихідна ланка має три ступені свободи (у цьому випадку переміщення вздовж осей *X*, *Y* і *Z*). Технологічні можливості даного обладнання можуть бути розширені установкою додаткового приводу стола верстата.

Робоча зона «трипода» подана на рисунку 2.30, б.

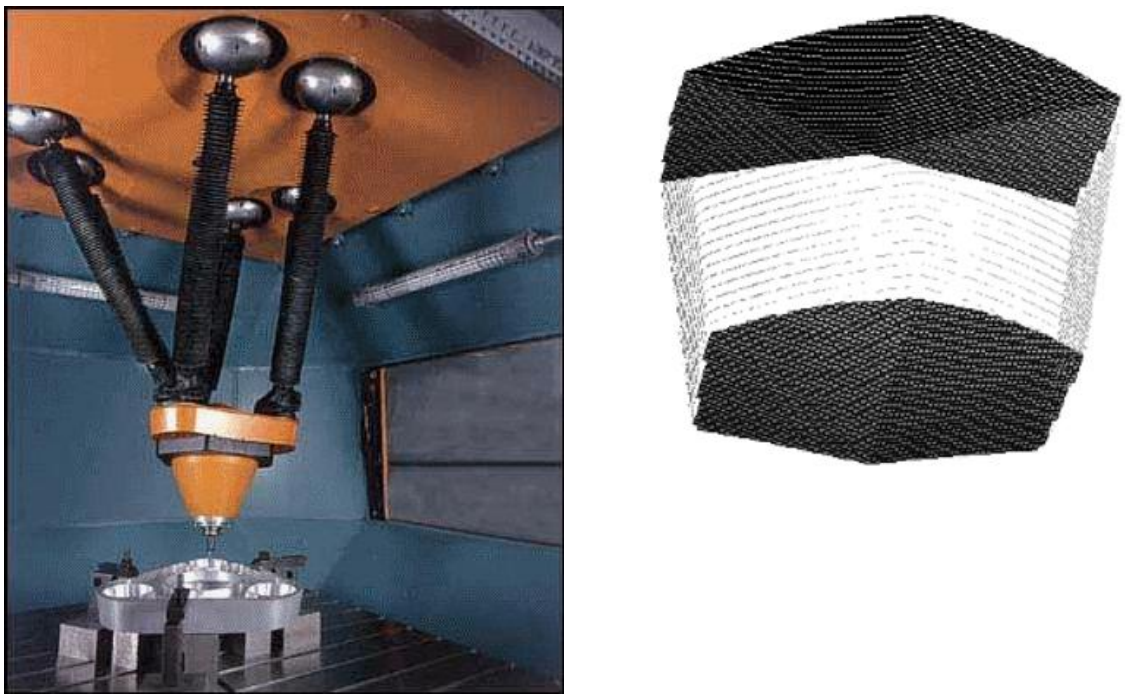
З усіх механізмів паралельної кінематики "гексаподи" реалізують у собі всі переваги механізмів паралельної кінематики, адже він має

дещо вищу жорсткість конструкції, ніж «тринод», дозволяє орієнтувати вихідну ланку по шести ступенях свободи.



а) б)

Рисунок 2.30 – Структурна схема верстата Ulyses від Fatronic (Іспанія) (а) та робоча зона механізму з паралельною кінематикою типу «тринод» (б)



а) б)

Рисунок 2.31 – Верстат HEXEL (США) (а) та робоча зона механізму з паралельною кінематикою типу «гексапод»

Одночасно "гексапод" є конструктивно складнішим, і саме головне забезпечити керування подібним механізмом є досить важким завданням.

Існує значна кількість верстатних комплексів побудованих на основі структур зі змінними довжинами штанг. Так, на приклад, розглянемо верстат HEXEL (США) (рисунок 2.31, а) виконаний на основі «гексапода» [72-78]. Дана модель має об’єм робочого простору 600х600х600 мм^3, вихідна ланка встановлена на кінцях шести штанг із корпусами з вуглецевого пластика. У цьому випадку ці штанги не телескопічні. За допомогою сферичних шарнірів вони з'єднані з корпусом верстата. Корпус виконаний у вигляді збірної рами. Кінці штанг виступають із верхньої частини шарнірів. Від шести серводвигунів, розташованих у верхній платформі, здійснюється привід кулькової гвинтової передачі. У результаті цього штанги входять у робочу зону або виходять із неї. На вихідній ланці встановлена додаткова насадка для збільшення величини граничного нахилу шпинделя. Шпиндель може нахилятися на кут до 90°. На вихідній ланці встановлено кілька змінних шпинделів.

Робоча зона верстата HEXEL побудованого на основі механізму типу «гексапод» подана на рисунку 2.31, б.

У запропонованій нами УВО немає потреби орієнтувати вихідну ланку по шести ступенях свободи, тому нами запропоновано використовувати у якості приводу примусового руху оброблюваної деталі використати «трипод» – механізм паралельної структури з трьома штангами змінної довжини, розміри робочої зони якого що конструктивно простіший за «гексапод» і реалізувати керування яким значно легше.

Для розширення технологічних можливостей встановимо мотор-шпиндель на рухомій платформі «трипода», що дозволить надавати обертальний рух оброблюваної деталі навколо її осі.

Створення на основі паралельно-кінематичних механізмів нових верстатів механічної обробки, зокрема віброабразивної, значно розширить можливості технологічних процесів фінішної обробки складно-просторових внутрішніх та зовнішніх поверхонь деталей, які іншими способами обробити неможливо або вкрай важко.

2.4 Конструктивна схема та принцип дії УВО

Використовуючи схему вібронавантаження (див. розд. 2.1) нами була запропонована конструктивна схема установки (рисунок 2.32) для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації та великих за розмірами [78, 79].

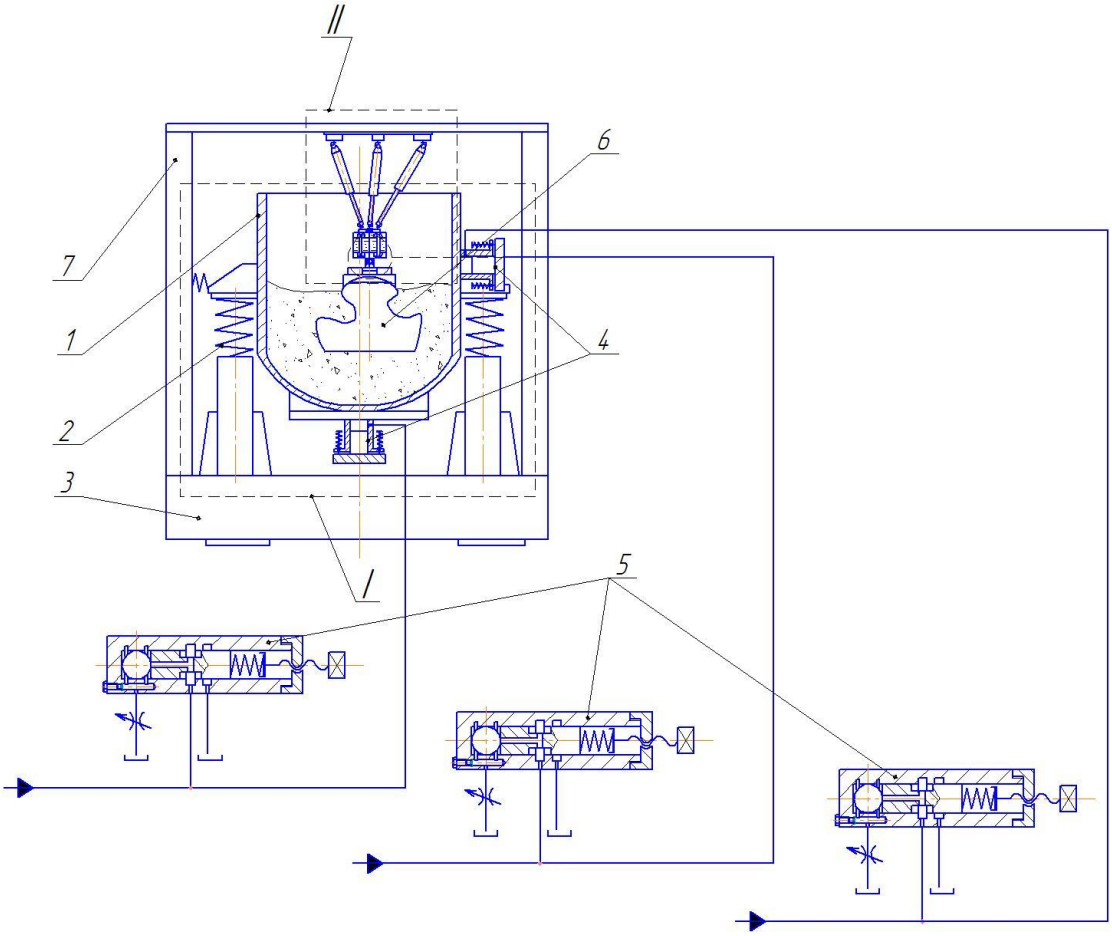


Рисунок 2.32 – Конструктивна схема віброустановки

Установка побудована на основі класичної УВО (I) з U-подібним бункером, що установлений на демпфувальних елементах 2 на віброізольованій станині 3 та приводу (II) примусового переміщення оброблюваної заготовки 6, що складається із "трипода" та мотор-шпинделя. Привод (II) змонтовано на двох стійках 7.

Просторове вібронавантаження створюється 3-ма виконавчими гідроциліндрами 4, які розташовані у 3-х ортогональних площинах. Пульсації тиску створюються віброзбуджувачами 5, робота яких дета-

льно описана у розділі 2.3.2. Створене вібронавантаження призводить до переміщення у просторі абразивної маси у U-подібниму бункері по траєкторії, що є результуючою складання переміщень виконавчих гідроциліндрів 4.

Привод (II) забезпечує розміщення оброблюваних поверхонь деталі під необхідним кутом (кутом атаки) до траєкторії руху абразивної маси.

Для побудови компактної установки для віброабразивної обробки було запропоновано використати у якості приводу вібраційні гідроциліндри, робота даних пристроїв докладно описана у розділі 2.3.2.

Конструкція вібраційного гідроциліндра наведена рисунку 2.33. Складається даний пристрій з корпусу 1, плунжера-золотника 2, запірного елемента 3 виконаного у вигляді кульки, пружини 4, кришки 5, що кріпиться болтами 6, регулювальної пробки 7. Напірна порожнина А та зливна Б з'єднуються з гідросистемою за допомогою стандартних прохідників 8. Частота спрацювання вібраційного гідроциліндрів регулюється дроселем, що приєднується до порожнини В. Порожнина Г є резервною і у робочому режимі не використовується.

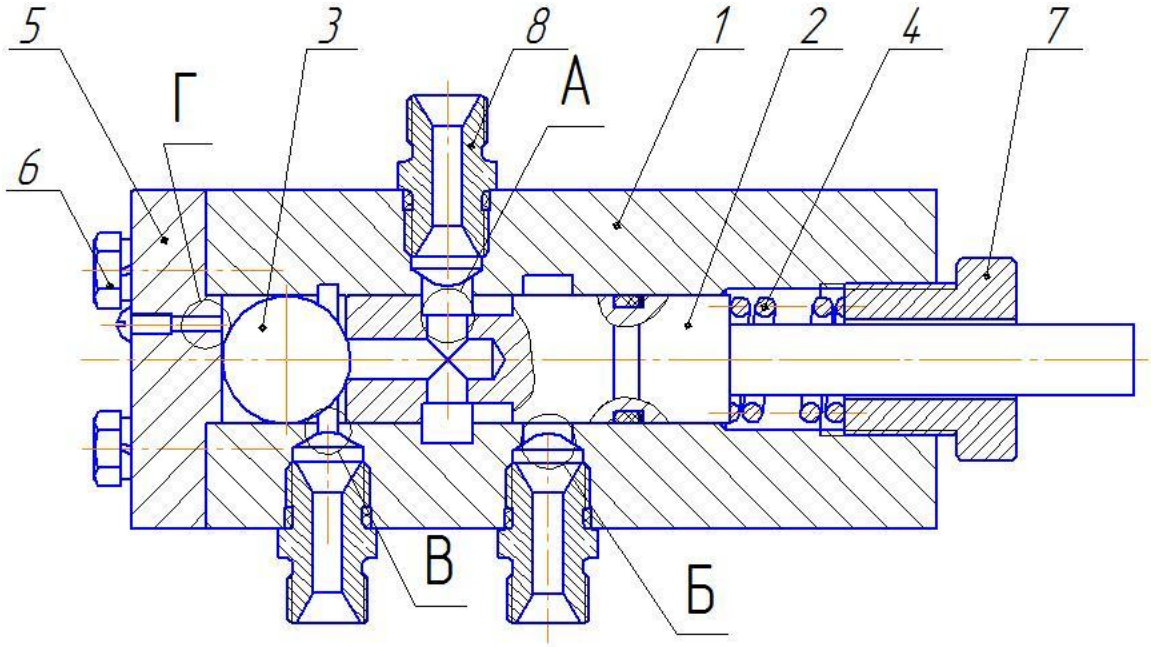


Рисунок 2.33 – Конструкція вібраційного гідроциліндра

Конструктивна схема установки побудованої на основі гідроциліндрів із вбудованим віброзбуджувачем подана рисунку 2.34 [37].

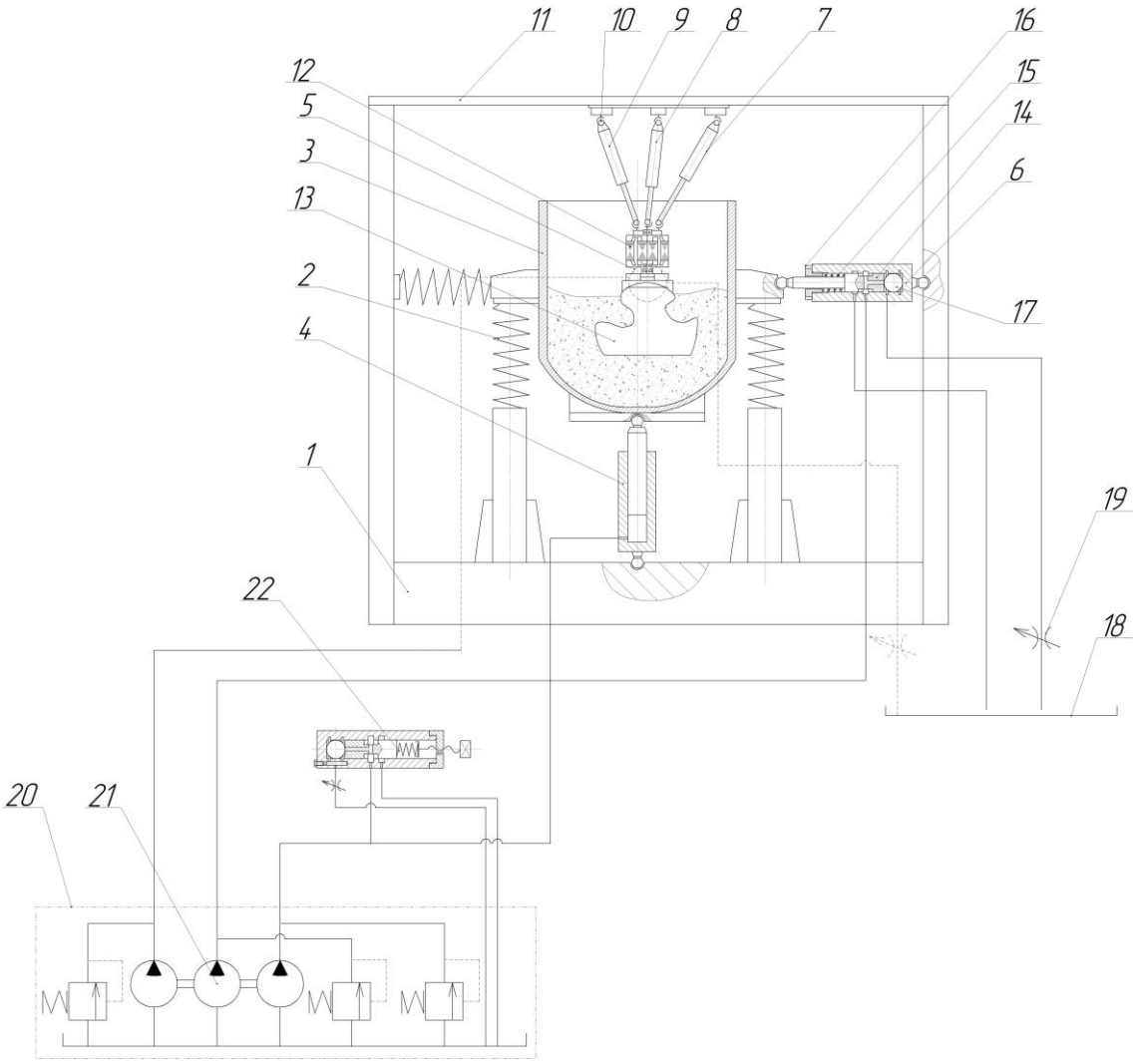


Рисунок 2.34 – Конструктивна схема установки побудованої на основі гідроциліндрів із вбудованими віброзбуджувачами

Дана установка складається з віброізольованої станини 1, на якій встановлено вібробункер U-подібної форми 3 на 3-х демпфувальних елементах 2. Просторове вібронавантаження створюється 3-ма гідро циліндрами 5 та 6 із поршнем-золотником та кульковим запірним елементом 17, що виконаний у вигляді кульки та плунжерним гідроциліндром 4. Вказані гідроциліндри розташовані під незначним кутом до 3-х головних ортогональних площин, що розширює технологічні можливості. Гідроциліндри монтуються на сферичних шарнірах.

Також віброустановка містить виконавчий орган примусового переміщення деталі у вигляді "трипода", який складається з приводних

ланок (гідроциліндрів) 7, 8 та 9, які закріплені за допомогою шарнірів 10 на перекладині 11, штоки яких утримують мотор-шпиндель 12 з пристроєм для закріплення оброблюваної деталі 13.

Насосна станція 20 побудована на основі насосу 21 схеми тридем болгарської фірми "Caproni" – 221С.

Установка працює наступним чином: в положенні завантаження оброблювана деталь 13 закріплюється у мотор-шпинделі 12. Абразивна маса подається в приймальний бункер 3.

Перший канал строєного гідравлічного насосу приєднано до віброзбуджувача 22 золотникового типу, який аналогічний розглянутому у розділі 2.3.2 та створює імпульси тиску у виконавчому плунжерному гідроциліндрі 4. Така схема під'єднання гідроциліндра 4 обрана тому що він повинен створювати найбільше навантаження з поміж трьох гідроциліндрів (забезпечує переміщення бункера, абразиву та оброблюваних деталей).

Роботу двох інших гідроциліндрів з вбудованим віброзбуджувачем розглянемо на основі гідроциліндра 6, так як інші два працюють аналогічно. Рідина з напірної гідролінії подається до порожнини у золотника 14 гідроциліндра 6.

У момент коли тиск у гідролінії, що живить гідроциліндр, створює зусилля більше зусилля налаштування пружини 15, золотник 14 переміщується і з’єднує своєю проточкою напірну лінію із зливною, тиск у лінії падає і поршень-золотник гідроциліндра 6 повертаються у початкове положення під дією пружини 15 та перекриває лінію зливу. Цикл повторюється.

Регулювання частоти спрацювання гідроциліндра відбувається за рахунок зміни жорсткості пружини 15 за допомогою гайки 16. Для зміни жорсткості пружини під час роботи необхідно встановити керований привод обертання гайки.

Залишки рідини з камери в якій знаходиться кулька 17 будуть витіснятись в бак 18 через кільцеві проточки, які з’єднані каналом з лінією зливу. Об’єм рідини, що витискатиметься з порожнини, в якій знаходиться кулька 17, регулюється дроселем 19, що є додатковим механізмом регулювання частоти.

Живиться уся гідросистема від насосної станції 20.

Гідроциліндри 4, 5 та 6 своєю узгодженою роботою створюють просторове вібронавантаження навантаження, під дією якого переміщується абразивна маса.

До бункера вводиться деталь 13 за допомогою приводних ланок 7, 8 та 9, які під час процесу обробки змінюють положення деталі згідно робочої програми. Після закінчення процесу обробки деталь виводиться із робочої зони.

Розглянувши готові зразки обладнання для віброабразивної обробки з просторовою схемою навантаження [11-14, 35, 57, 87] нами було попередньо прийняті конструктивні параметри УВО, які наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Основні конструктивні параметри УВО

Найменування параметра і його позначення	Одиниця виміру	Чисельна величина параметра
Площі поршнів гідроциліндрів гідроімпульсних приводів:	–	–
- вертикального гідроциліндр $S_{вер}$	$м^2$	$1{,}65 \cdot 10^{-2}$
- горизонтальних гідроциліндрів $S_{гор}$	$м^2$	$4{,}42 \cdot 10^{-3}$
Жорсткість пружин пружного повернення:	–	–
- вібростола (сумарна) $C_{у1}$	Н / м	$2{,}4 \cdot 10^{6}$
- штоків горизонтальних гідроциліндрів $C_{у2}$	Н / м	$0{,}6 \cdot 10^{6}$
Об’єми гідросистем гідроімпульсних приводів:	–	–
- вертикального гідроциліндра Vв	$м^3$	$0{,}7 \cdot 10^{-3}$
- горизонтальних гідроциліндрів Vг	$м^3$	$0{,}3 \cdot 10^{-3}$
Маса станини $m_{ст}$	кг	2100
Діапазон регулювання максимального ходу поршнів гідроциліндрів	м	$0 \ldots 3{,}4 \cdot 10^{-3}$
Максимальні робочі тиски в гідросистемі	МПа	12

Запропонована установка для віброабразивної обробки відповідає загальним вимогам, які висуваються до вібраційних машин, що забезпечують оптимальні умови вібраційної обробки середовища. А саме:

– в конструкції вібраційної машини передбачено можливість зміни параметрів коливання робочої камери в робочому режимі;

– конструкція машини забезпечує однакову ефективність віброобробки по усьому об’єму середовища;

– конструкція вібраційної машини забезпечує можливість як найбільш складного руху робочої камери (в 3-х координатах), адже чим складніша траєкторія тим більше величина кінетичної енергії, яка передається обробному середовищу;

– конструкція вібраційної машини забезпечує можливість безпосередню передачу руху робочої камери обробному середовищу;

– в конструкції вібраційної машини враховано основні особливості процесу віброабразивної обробки.

РОЗДІЛ 3
ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ВИКОНАВЧИХ ЛАНОК УВО

Метою теоретичного дослідження являється розробка, на основі структурної схеми, динамічної та математичної моделей віброустановки, отримання аналітичних виразів для визначення параметрів руху робочих органів у вигляді функцій *x(t), y(t), z(t).*

3.1 Розробка структурно-розрахункової схеми УВО

Розробку динамічної моделі віброустановки доцільно почати з розгляду її структурної схеми (рисунок 3.1), яку у взаємозв'язку з віброзбуджувачем, підключеним до виконавчих гідроциліндрів по схемі на «виході», можна представити багатомасовою системою, елементи якої взаємодіють між собою через дисипативні та пружні ланки. Робочий цикл у відповідності із структурною схемою (на основі гідроциліндра 2, адже два інших працюють аналогічно): при увімкненому гідророзподільнику ГР1 енергоносій від потрійного насоса (типу тридем $Q_{Н1} = Q_{Н2} = Q_{Н2}$) $Q_{Н1}$ по гідролінії l_1 надходить в робочу порожнину виконавчого гідроциліндра і призводить до збільшення тиску в ній до величини $p_{Ц}(t) = p_{НТ}$, що є необхідною для подолання сил стаціонарного опору руху плунжера.

З моменту початку руху плунжера сила опору збільшується по мірі деформації пружини пружного повернення і , відповідно, збільшується тиск в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра до тиску $p_{Ц}(t) = p_{НТ}$, при якому спрацьовує віброзбуджувач «на виході» і відкриває доступ енергоносію з порожнини гідроциліндра до гідролінії l_1 і на злив. Під дією пружних сил пружини повернення плунжер повертається в початкове положення, віброзбуджувач закривається і подача енергоносія з робочої порожнини гідроциліндра на злив через віброзбуджувач припиняється.

Тиск в середовищі при цьому падає і стає меншим тиску p_2 закриття віброзбуджувача (втрати тиску в каналах віброзбуджувача «на виході» і гідролінії l_1 при протіканні через них енергоносія з подачею $Q_Н$ повинні бути меншими тиску p_2 закриття віброзбуджувача для за-

безпечення його роботи [80]). Після закриття віброзбуджувача процес збільшення тиску до p_1 і падіння до p_2 в гідросистемі повторюється з відповідним відкриттям і закриттям віброзбуджувача, функцію якого можна було представити у вигляді $F_B \sin(\omega t)$.

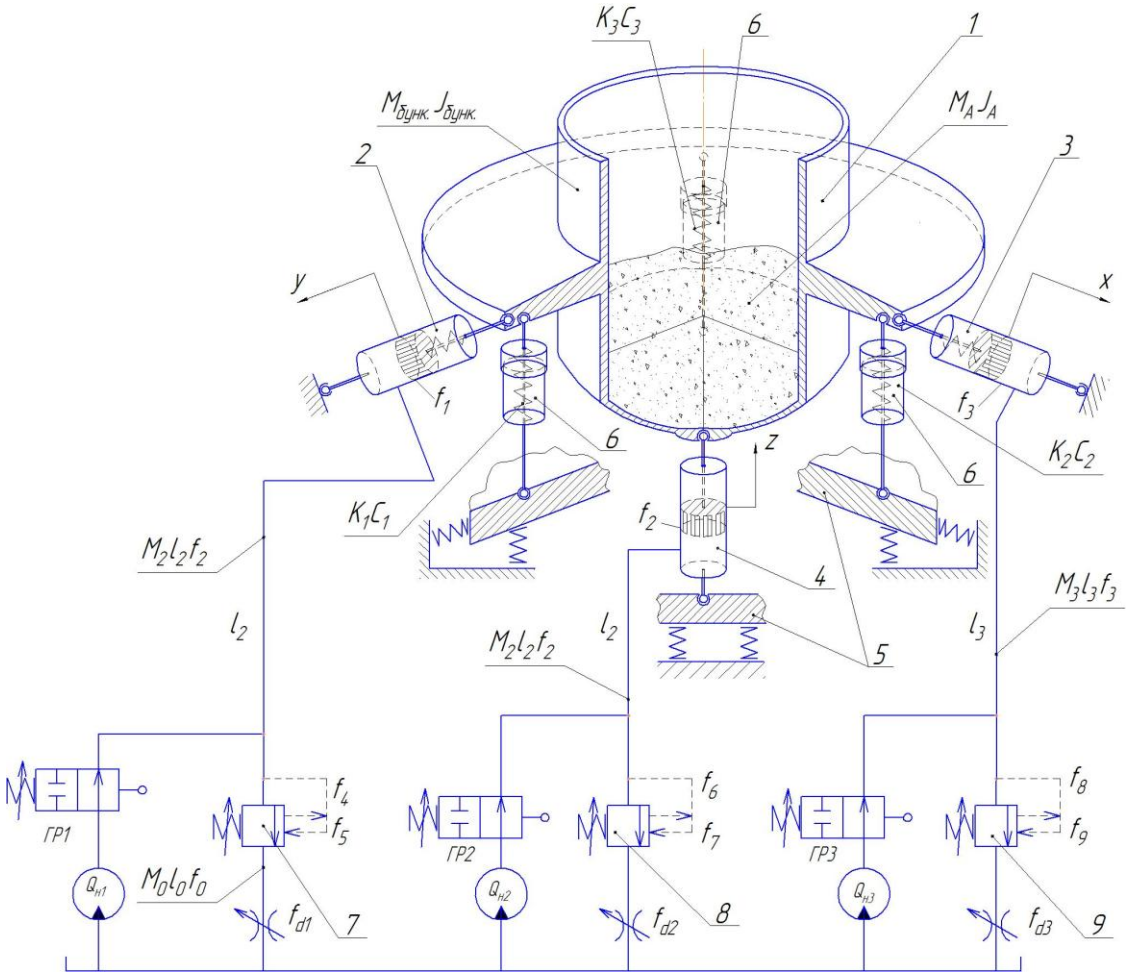


Рисунок 3.1 – Структурно-розрахункова схема установки

Аналіз узагальненої структурної схеми віброустановки показує, що віброустановка представляє собою гідромеханічну систему, яка складається із твердих елементів в поєднані з рідинними елементами.

Користуючись методикою [81], на основі загальної структурної схеми віброустановки можна скласти повну багатомасову динамічну модель віброустановки [82] (рисунок 3.2).

При складанні динамічної моделі віброустановки використовувались наступні позначення:

M_1 – маса станини установки, що включає також і частини установки які переміщуються разом з нею;

M_2 – маса виконавчого елемента (робочої камери) з елементами установки які переміщуються разом з нею;

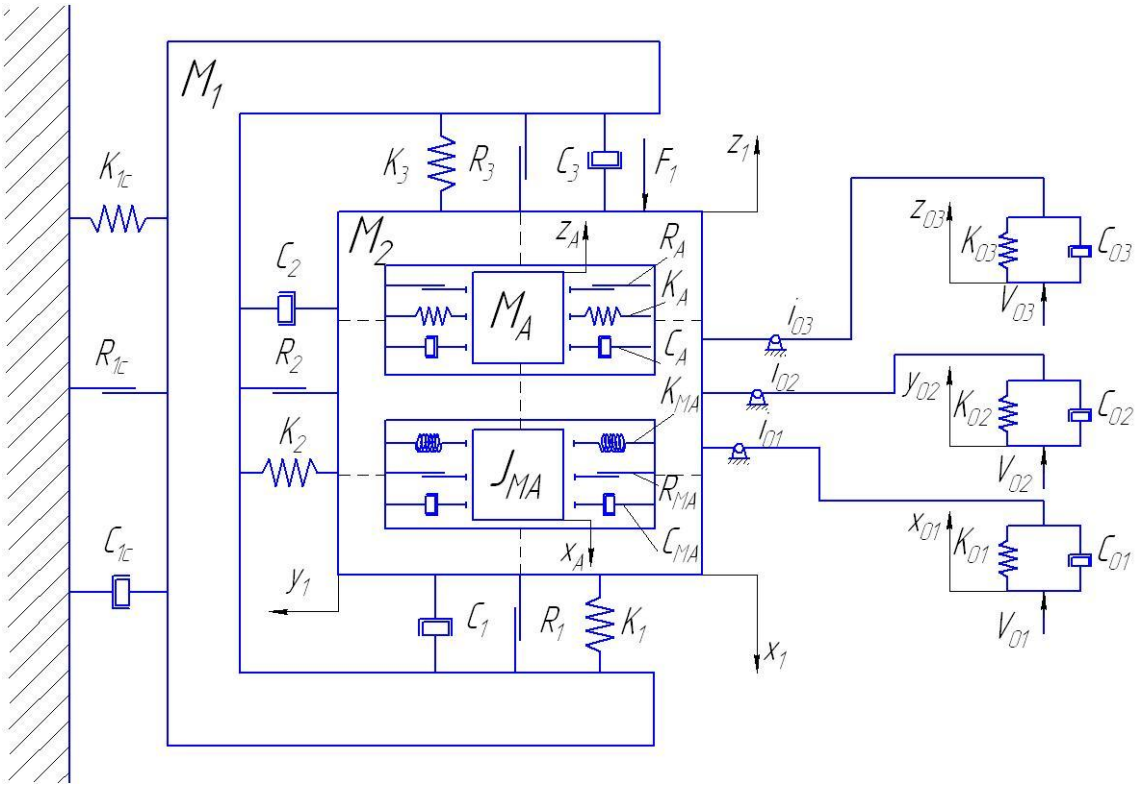


Рисунок 3.2 – Повна багатомасова динамічна модель віброустановки

M_A – маса абразиву;

J_1, J_2, J_A – моменти інерції мас станини, робочої камери та абразиву;

K_{1c} – лінійна жорсткість амортизатора станини;

K_1, K_2, K_3 – лінійна жорсткість пружних елементів повернення виконавчих гідроциліндрів;

K_A – лінійна жорсткість абразивної маси;

K_{MA} – кутова жорсткість абразивної маси;

$Q_{\text{Н}}$ – подача насосу;

f_1, f_2 та f_3 – площі поперечного перерізів виконавчих гідроциліндрів;

l_1, l_2, l_3 – довжини гідроліній;

p_1 – тиск налаштування спрацьовування віброзбуджувача;

p_2 – тиск закриття віброзбуджувача;

$p_к$ – тиск налаштування запобіжного клапана.

При побудові повної динамічної моделі прийняті такі припущення:

– з урахуванням особливостей конструювання гідросистеми з максимально можливою жорсткістю, що досягається при мінімальних об'ємах гідроліній, робоча рідина представлена «пружною зосередженою моделлю» [81];

– маси пружних елементів повернення ланок віброустановки і віброзбуджувачів малі в порівнянні з масами, що переміщуються;

– стінки каналів і трубопроводів абсолютно жорсткі;

– хвильові процеси в гідролініях, через не значну їх довжину, на динаміку системи не впливають;

– ударні взаємодії мас ланок у вихідних рівняннях руху не враховуються;

– витоки робочої рідини через зазори між спряженими елементами незначні в порівнянні з подачею гідронасоса і вихідних рівняннях руху не враховуються;

– гідродинамічні сили, що діють на запірні елементи віброзбуджувача, малі в порівнянні з силами переміщення, пружного повернення і опору [83];

– приведений об'ємний модуль пружності гідросистеми прийнято постійним на всьому робочому циклу віброустановки;

– гідравлічний опір зливної магістралі малий і тому вихідних залежностях не враховуються.

Поведінку абразивної маси опишемо ґрунтуючись на припущенні, що нижня частина шару, що безпосередньо контактує з поверхнею заготовки, веде себе як тіло з постійним центром ваги, яке знаходиться на поверхні, а частини шару, що лежать вище, діють на це тіло за допомогою статичного тиску, що рівняється їх вазі.

3.2 Обґрунтування вибору динамічної моделі приводів вібрацій та примусового руху деталі

Загальну динамічну модель віброустановки (рисунок 3.2), що є досить складною для математичного аналізу, можна спростити на основі порівняння відносних величин приведених мас та їх переміщень.

Дослідженнями багатьох авторів [11-13, 84] встановлено, що маса станини M_1 з метою зменшення передачі вібраційної дії на будівельні конструкції, повинна бути в 8...10 разів більше максимальної інерційної маси (M_2), що дозволяє переміщенням маси станини знехтувати.

Для отримання максимальної жорсткості гідросистеми установки об'єм напірних гідроліній і порожнин зводиться до мінімуму, що дозволяє масою рідини в напірних гідролініях знехтувати замінивши її безмасовими пружинами із жорсткостями K_{01}, K_{02}, K_{03} і демпферами в'язкістю C_{01}, C_{02}, C_{03}.

З урахуванням вимог високої жорсткості гідросистеми привода, стінки каналів гідроліній можна вважати абсолютно жорсткими, а об'ємний модуль пружності гідросистеми прийняти постійним на всіх етапах робочого циклу вібромашини. Витоки робочої рідини через зазори між спряженими елементами незначні в порівнянні з подачею насоса, а опір зливної магістралі малий, тому в вихідних рівняннях ці фактори не враховуються [85, 86].

Беручи до уваги зроблені зауваження, спрощену динамічну модель робочого ходу вібраційної машини можна представити у вигляді багатомасової системи [81, 86], наведеної на рисунку 3.3.

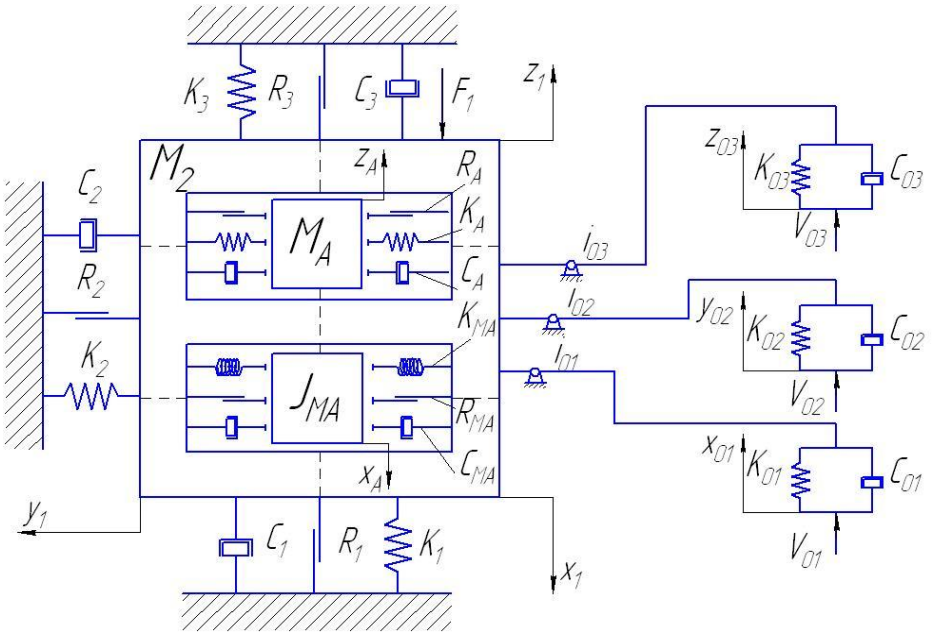


Рисунок 3.3 – Спрощена динамічна модель віброустановки

Гідравлічна ланка у вигляді безмасових пружин K_{0i} та демпферів в'язкістю C_{0i}, що деформуються с постійною швидкістю $V_0=Q_H/f_0$, де

$Q_H = const$ – подача гідронасоса; $f_0 = \sum_1^n (l_i \cdot f_i) \Big/ \sum_1^n l_i$ – усереднена площа напірної гідролінії; l_i и f_i відповідно довжина та площа поперечного перерізу окремих каналів напірної порожнини гідросистеми вібромашини ($i=1...n$) взаємодіє з масою M_2 через передаточні відношення i_{01}, i_{02} і i_{03}. Пружний та в'язкий опір переміщенню маси M_2 визначається коефіцієнтами жорсткості K_1, K_2, K_3 та в'язкості C_1 ,C_2 та C_3, а від сухого тертя – силами R_1, R_2 та R_3, крім того на робочу ланку також діє сила F технологічного опору.

Жорсткість гідросистеми на підставі закону Гука для рідини визначається відомою залежністю [14] для кожної ділянки гідросистеми у вигляді:

$$K_{01} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_o + f_1 \cdot x};\ K_{02} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_o + f_2 \cdot y};\ K_{03} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_o + f_3 \cdot z}, \qquad (3.1)$$

де χ – зведений об'ємний модуль пружності гідросистеми;

W_o – початковий об'єм напірної порожнини гідросистеми;

f_1, f_2 і f_3 – площі поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів;

x, y і z – координати переміщення робочої ланки вібромашини в трьох осьових напрямках.

Як правило $W_o \geq f_1 \cdot x$, $W_o \geq f_2 \cdot y$, $W_o \geq f_3 \cdot z$, тоді $K_0 \approx f_0^2 \cdot \chi \Big/ W_o = const$.

Передаточні відношення i_{01}, i_{02} і i_{03} можна розрахувати за умови рівності миттєвого тиску енергоносія, що діє на гідравлічну ланку і площу поперечного перерізу відповідного приводу:

$$\begin{aligned} \frac{K_{01} \cdot x_{01}}{f_0} &= \frac{i_{01} \cdot K_{01} \cdot (x_{01} - x_1)}{f_1}, \\ \frac{K_{02} \cdot y_{02}}{f_0} &= \frac{i_{02} \cdot K_{02} \cdot (y_{02} - y_1)}{f_2}, \end{aligned} \qquad (3.2)$$

$$\frac{K_{03}\cdot z_{03}}{f_0}=\frac{i_{03}\cdot K_{03}\cdot\left(z_{03}-z_1\right)}{f_3}.$$

Звідки отримаємо (3.3).

$$i_{01}=\left(\frac{f_1}{f_0}\right)\cdot\left[\frac{x_{01}}{\left(x_{01}-x_1\right)}\right],\quad i_{02}=\left(\frac{f_2}{f_0}\right)\cdot\left[\frac{y_{02}}{\left(y_{01}-y_1\right)}\right],\quad i_{03}=\left(\frac{f_3}{f_0}\right)\cdot\left[\frac{z_{03}}{\left(z_{01}-z_1\right)}\right],\tag{3.3}$$

де x_{01}, y_{01} та z_0 – деформації гідравлічної ланки.

Добутки $i_{01}K_{01}=K_{11}$, $i_{02}K_{02}=K_{22}$ та $i_{03}K_{03}=K_{33}$ є коефіцієнтами жорсткості гідросистеми, що зведені до відповідної ланки привода вібромашини.

Робочий цикл віброустановки умовно можна розділити на два етапи – прямий та зворотний хід робочої ланки.

При зведені гідравлічної ланки до площ поперечного перерізу виконавчих гідроциліндрів f_1, f_2 та f_3 її потенціальна енергія перерозподіляється у відповідності з рівнянням

$$\tfrac{1}{3}\cdot K_{01}\cdot i_{01}\left(x_{01}-x_1\right)^2=\tfrac{1}{3}\cdot K_{02}\cdot i_{02}\left(y_{02}-y_1\right)^2=\tfrac{1}{3}\cdot K_{03}\cdot i_{03}\left(z_{03}-z_1\right)^2.\tag{3.4}$$

З метою рівноцінності вібраційної дії на об’єкт обробки в 3-х напрямках запишемо систему рівнянь:

$$\begin{cases}\dfrac{1}{3}\cdot K_{01}z_{01}^2=\dfrac{1}{3}\cdot K_{01}\cdot\left[i_{01}\left(x_{01}-x_1\right)^2\right];\\ \dfrac{1}{3}\cdot K_{02}z_{02}^2=\dfrac{1}{3}\cdot K_{02}\cdot\left[i_{02}\left(y_{02}-y_1\right)^2\right];\\ \dfrac{1}{3}\cdot K_{03}z_{03}^2=\dfrac{1}{3}\cdot K_{03}\cdot\left[i_{03}\left(z_{03}-z_1\right)^2\right].\end{cases}\tag{3.5}$$

Звідки з урахуванням (3.2) отримаємо систему

$$\begin{cases} i_{01} = \dfrac{1}{3} x_{01}^2 \big/ \left(x_{01} - x_1\right)^2 = 3\left(f_1 / f_0\right)^2; \\ i_{02} = \dfrac{1}{3} y_{02}^2 \big/ \left(y_{02} - y_1\right)^2 = 3\left(f_2 / f_0\right)^2; \\ i_{03} = \dfrac{1}{3} z_{03}^2 \big/ \left(z_{03} - z_1\right)^2 = 3\left(f_2 / f_5\right)^2. \end{cases} \quad (3.6)$$

Використовуючи принцип Д'Аламбера [86, 87], на основі динамічної моделі робочого ходу (див. рисунок 3.3) складемо систему диференціальних рівнянь руху маси M_2 при прямому ході робочої ланки 1:

$$\begin{cases} M_2 \ddot{x}_1 = i_{01} \cdot K_{01} \cdot \left(x_{01} - x_1\right) - i_{01} \cdot C_{01} \times \left(\dot{x}_{01} - \dot{x}_1\right) - K_1 \cdot \left(x_{01} - x_1\right) - C_1 \cdot \dot{x}_1 - R_1; \\ 0 \le x_1 \le X_1; \\ M_2 \ddot{y}_1 = i_{02} \cdot K_{02} \cdot \left(y_{02} - y_1\right) - i_{02} \cdot C_{02} \times \left(\dot{x}_{01} - \dot{x}_1\right) - K_2 \cdot \left(y_{02} - y_1\right) - C_2 \cdot \dot{y}_1 - R_2; \\ 0 \le y_1 \le Y_1; \\ M_2 \ddot{z}_1 = i_{03} \cdot K_{01} \cdot \left(z_{03} - z_1\right) - i_{03} \cdot C_{03} \times \left(\dot{z}_{03} - \dot{z}_1\right) - K_3 \cdot \left(z_{03} - z_1\right) - C_3 \cdot \dot{z}_1 - R_3 - F; \\ 0 \le z_1 \le Z_1, \end{cases} \quad (3.7)$$

де X_1, Y_1, Z_1 – відповідно, максимальні переміщення виконавчої ланки у горизонтальному та вертикальному напрямках.

Щоб отримати однозначний розв'язок системи (3.7), до неї необхідно додати рівняння нерозривності потоку (3.8) та рівняння руху абразивної маси (3.9).

$$Q_H + \dot{p}\left[W_0 + f_1 \cdot x_1 + f_2 \cdot y_1 + f_3 \cdot z_1\right] \cdot \chi^{-1} = f_1 \cdot \dot{x}_1 + f_2 \cdot \dot{y}_1 + f_3 \cdot \dot{z}_1 + Q_B, \quad (3.8)$$

де $\dot{p} = \dfrac{d\left(K_0 z_0 / f_0\right)}{dt} = f_0 \cdot \chi \cdot \left[\dfrac{W \cdot \dot{z}_0 - z_0 \cdot \left(f_1 \dot{x} + f_1 \dot{y} + f_3 \dot{z}\right)}{W^2}\right]$ – швидкість зміни тиску в напірній порожнині при прямому ході виконавчого гідроциліндра;

$W = W_0 + f_1 \cdot x_1 + f_2 \cdot y_1 + f_3 \cdot z_1$ – поточний об'єм;

$Q_в$ – витрати рідини, що проходить через відкритий віброзбуджувач.

Рівняння руху абразивної маси

$$\begin{cases} M_A \ddot{z}_A = M_2 z_A + C_A \dot{z}_A + K_A \dot{z}_A + R_A sign\dot{z}_A; \\ J_A \ddot{\varphi} = J_2 \ddot{\varphi}_3 + C_A \dot{\varphi}_3 + K_{MA} \dot{\varphi}_3 + R_A sign\dot{\varphi}_3, \end{cases} \quad (3.9)$$

де C_A – в'язкість абразиву.

3.3 Математична модель плунжерного вібраційного гідроциліндра

Для забезпечення роботи УВО використовується плунжерний вібраційний гідроциліндр, структурно-розрахункова схема якого показана на рисунку 3.4 [36].

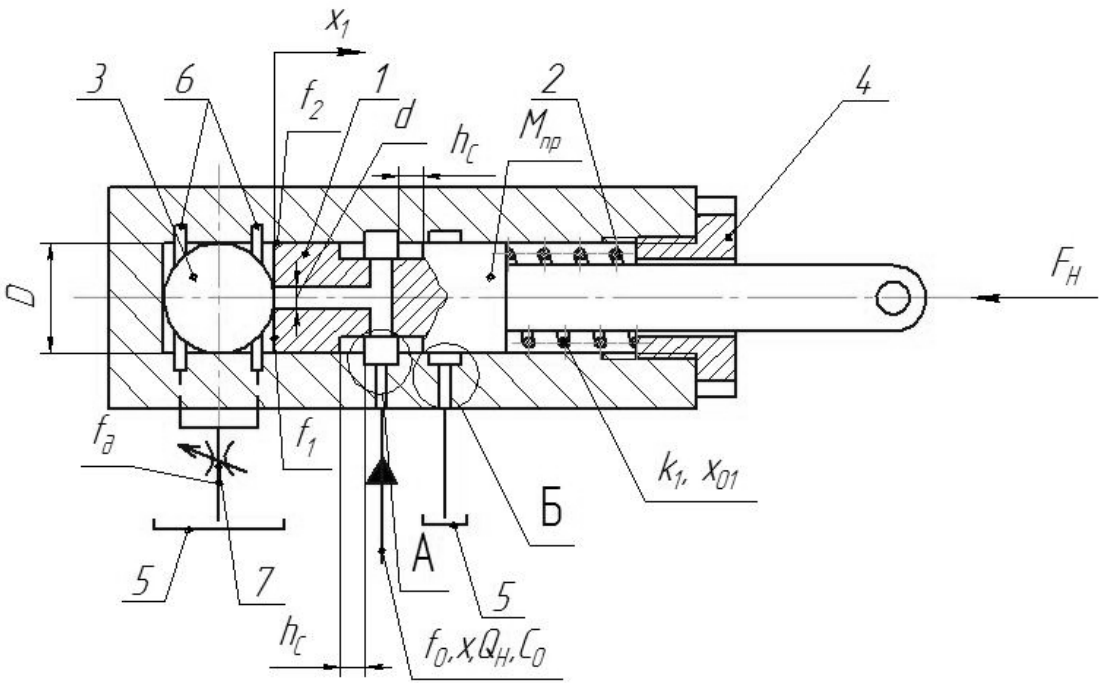


Рисунок 3.4 – Плунжерний вібраційний гідроциліндр (структурно-розрахункова схема): 1– поршень-золотник; 2 – пружина; 3 – кулька; 4 – гайка; 5 – бак; 6 – кільцеві проточки; 7, 8 – дроселі.

Плунжерний вібраційний гідроциліндр має ряд переваг: технологічність, простота конструкції, легкість керування параметрами створюваного вібраційного навантаження.

Детальний опис роботи плунжерного вібраційного гідроциліндра наведено у розділі 2.3.

Етап подачі енергоносія від насоса $Q_{\text{Н}}$ в порожнину робочого гідроциліндра складається з двох стадій. Перша відповідає перехідному процесу в гідросистемі при нерухомих ланках віброустановки, коли тиск в гідросистемі не досяг величини тиску p_0 достатнього для подолання сил стаціонарного опору. Друга стадія відповідає відносному переміщенню виконавчої ланки (плунжера) в результаті збільшення тиску в гідросистеми до величини $p_1(p_1>p_0)$ при якій спрацьовує запірний елемент віброзбуджувача.

На другому етапі відбувається з'єднання порожнини гідроциліндра із зливним баком і падіння тиску в гідросистемі p_2 при відкритому запірному елементі віброзбуджувача.

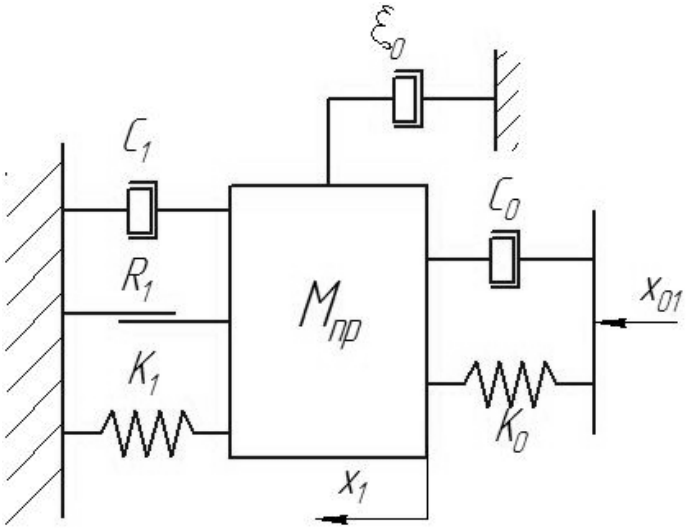


Рисунок 3.5 – Динамічна модель плунжерного вібраційного гідроциліндра

Ґрунтуючись на результатах динамічного аналізу подібного приводу при відносному переміщенні рухомих ланок до жорсткого упору, виконаного в роботі [88], досліджувану систему можна представити у вигляді одномасової динамічної моделі (рисунок 3.5) [36].

При складанні структурно-розрахункової схеми та динамічної моделі віброустановки використовувались наступні позначення:

$M_{\text{пр}}$ – маса плунжера;

K_1, K_0 – лінійна жорсткість пружини 2 (див. рисунок 3.5) та гідравлічної лінії відповідно;

C_1, C_0 – в'язке тертя у гідроциліндрі;

R_1 – сухе тертя елементів гідроциліндра;

$Q_Н$ – подача насосу;

$F_Н$ – сила зовнішнього навантаження;

f_1, f_2 та $f_{др}$ – площі поперечного перерізів контактних поверхонь плунжера та дроселя відповідно;

x_1 – переміщення маси m_1 вздовж осі абсцис;

l_1, l_2, l_3 – довжини гідроліній.

При побудові повної динамічної моделі прийняті наступні припущення:

– з урахуванням особливостей конструювання гідросистеми з максимально можливою жорсткістю, що досягається при мінімальних об'ємах гідроліній, робоча рідина представлена «пружною зосередженою моделлю»;

– стінки каналів і трубопроводів абсолютно жорсткі;

– хвильові процеси в гідролініях, через не значну їх довжину, на динаміку системи не впливають;

– ударні взаємодії мас ланок у вихідних рівняннях руху не враховуються;

– витоки робочої рідини через зазори між спряженими елементами незначні в порівнянні з подачею гідронасоса і вихідних рівняннях руху не враховуються;

– гідродинамічні сили, що діють на запірний елемент віброзбуджувача, малі в порівнянні з силами переміщення, пружного повернення і опору;

– приведений об'ємний модуль пружності гідросистеми прийнято постійним на всьому робочому циклу віброустановки;

– гідравлічний опір зливної магістралі малий і тому вихідних залежностях не враховується.

Для отримання максимальної жорсткості гідросистеми установки об'єм напірних гідроліній і порожнин зводиться до мінімуму, що дозволяє масою рідини в напірних гідролініях знехтувати замінивши її безмасовими пружинами із жорсткостями K_0, K_1 і демпферами в'язкістю C_1, C_0.

У цій моделі об'єднані маси рідини $M_{пр}$ в підсистемі гідроімпульсного приводу приведені до перерізу плунжера $f_{пл}$. Жорсткості K_0 K_1, і коефіцієнти демпфування C_0, C_1, в досліджуваній системі також при-

ведені до перерізу $f_{пл}$. Переміщення об'єднаної маси $M_{пр}$ вздовж наведеної координати x_1 відповідає відносному переміщенню виконавчої ланки (плунжера).

Використовуючи відому методику [89], закономірність зміни тиску в порожнині гідроциліндра $p(t)$ на першому етапі спрацьовування гідросистеми можна записати у вигляді

$$p(t) = K_0 \frac{x_0 - x_1}{f_{пл}}. \qquad (3.10)$$

Для розглянутої динамічної моделі (див. рисунок 3.4) переміщення плунжера

$$x_0 = \frac{Q_H}{f_{пл}}\left(\tau_{зат} + t\right). \qquad (3.11)$$

У момент часу затримання $\tau_{зат}$, що відповідає початку переміщення маси $M_{пр}(x_1=0)$, деформує пружну ланку K_0 зусиллям $R_{mпр} = K_0 x_0(\tau_{зат})$. Це зусилля визначається зусиллям попереднього натягу $P_0 = K_0 x_{деф} = K_0 x_{01}$ пружин пружного повернення.

З урахуванням припущення $K_0 x_0(\tau_{зат}) = K_0 x_{деф}$ рівняння руху маси $M_{пр}$ записується у вигляді

$$M_{пр}\frac{d^2x_1}{dt^2} + \xi_0\frac{d^2x_1}{dt^2} + (C_0 + C_1)\frac{dx_1}{dt} + (K_0 + K_1)x_1 = K_0 x_0. \qquad (3.12)$$

Використовуючи спосіб лінеаризації наведений у роботах [81, 88] прийнявши, що $\xi_0 x_1^2 + (C_0+C_1)\, x_1 = a x_1$ отримаємо розв'язок рівняння (3.12)

$$x_1 = \frac{K_0 \cdot Q_H}{\left(K_0 + K_1\right)\cdot f_{пл}}\cdot t - \frac{K_0 \cdot Q_H}{\left(K_0 + K_1\right)\cdot f_{пл}}\sqrt{\frac{M_{пр}}{K_0 + K_1}}\cdot\frac{e^{\sqrt{\frac{K_0+K_1}{M_{пр}}}\cdot t}}{\left(\sqrt{1-\beta^2}\right)^3}\cdot\sin G\cdot t, \qquad (3.13)$$

де $\beta = \frac{a}{2}\sqrt{(K_0 + K_1)\cdot M_{пр}}$, $G = \left(\sqrt{\frac{K_0 + K_1}{M_{пр}}}\right)\cdot\sqrt{1-\beta^2}$.

Підставивши рівняння (3.13) в (3.10) отримаємо вираз зміни тиску в порожнині гідроциліндра

$$p(t) = \frac{K_0 \cdot x_{деф}}{f_{пл}} + \frac{K_0 \cdot K_1}{K_0 + K_1}\cdot\frac{Q_H}{f_{пл}}\cdot t - \frac{K_0^2 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1)\cdot f_{пл}^2}\times \\ \times\sqrt{\frac{M_{пр}}{K_0 + K_1}}\cdot\sin\sqrt{\frac{K_0 + K_1}{M_{пр}}}\cdot t \qquad (3.14)$$

Для гідроімпульсних приводів з віброзбуджувачем "на виході" максимальний тиск в порожнині гідроциліндра відповідає тиску p_1 налаштування спрацювання запірного елемента віброзбуджувача.

Період пульсацій тиску в порожнині робочого гідроциліндра

$$T = t + t_{ск} + t_1 ,$$

де $t_{ск}$ – час скидання тиску віброзбуджувача;

t_1 – час заповнення об'єму $V_с$ гідросистеми при $p = p_2 \approx 0$ – час затухання коливань виконавчої ланки після гальмування в кінці зворотного ходу.

Час скидання тиску $t_{ск}$ визначається параметрами віброзбуджувача та об'ємом $V_с$ гідросистеми. В аналогічних віброзбуджувачів скидання тиску виконується зі значною швидкістю $(dp/dt)_{ср}$ (приблизно 10^9 - 10^{10} Па/с). Час скидання тиску $t_{ск}$ визначається залежністю

$$t_{ск} = \frac{p_{\max}}{(dp/dt)_{ср}} .$$

Авторами [14, 88, 90] встановлено, що при переміщеннях $x_{прmax}$ = = $(1\ldots10)\cdot10^{-3}$ м і максимальних тисках в порожнині гідроциліндра (10 ... 32) МПа тиск p_1 необхідно вибирати в межах

$$\frac{K_0 \cdot x_{деф}}{f_{пл}} < p_1 < 1{,}1\frac{K_0 \cdot x_{деф}}{f_{пл}}. \qquad (3.15)$$

При виконанні умови (3.15) з рівняння (3.14) видно, що збільшення тиску на $\Delta p = p_1 - (K_1 x_0)/f_{пл}$ відбувається за час значно менше періоду коливань тиску

$$T_{p(t)} = 2\pi\sqrt{\frac{M_{пр}}{K_0 + K_1}}. \qquad (3.16)$$

Збільшення тиску Δp досягається, головним чином, за рахунок коливання тиску рідини в першій четверті першого коливального циклу з амплітудним значенням

$$A_p = \frac{K_0^2 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1)\cdot f_{пл}^2} \cdot \sqrt{\frac{M_{пр}}{K_0 + K_1}}. \qquad (3.17)$$

Приймемо, що

$$\frac{K_0 \cdot K_1}{(K_0 + K_1)\cdot f_{пл}^2} \cdot t(0) = 0.$$

Тоді час τ_0 досягнення тиску p_1 знаходиться за виразом (3.14). Розв'язком даного рівняння є

$$\tau_0 = \sqrt{\frac{M_{пр}}{K_0 + K_1}} \cdot \arcsin\frac{\Delta p}{A_p}. \qquad (3.18)$$

З урахуванням особливостей характеру зміни тиску в гідросистемі (3.14) умова (3.15) уточнюється

$$\frac{K_0 \cdot x_{деф}}{f_{пл}} < p_1 \le \frac{K_0 \cdot x_{деф}}{f_{пл}} + \frac{K_0^2 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1)\cdot f_{пл}^2} \cdot \sqrt{\frac{M_{пр}}{K_0 + K_1}}. \qquad (3.19)$$

3.4 Визначення жорсткості підвіски та моделювання просторових коливань

Користуючись методикою викладеною у [91-93], визначимо налагодження зовнішніх сил і параметрів підвіски для створення деяких видів лінійних просторових коливань. Рішення задачі шукається для таких коливань, при яких тіло рухається поступально. Прийняті наступні допущення: $F(t)$ – зовнішня вимушуючи сила, безперервна, періодична без постійної складової, проходить через центр мас тіла, складає з віссю координат Ox і площиною Oxy відповідно кути α і β; центр мас тіла співпадає з головним центром жорсткості підвіски; коливання тіла біля положення рівноваги малі; жорсткість і опір підвіски регулюються; опір пропорційний швидкості h_x, h_y, h_z; головні осі жорсткості можуть і не співпадати з головними осями інерції тіла; маса тіла $P = mg$ зі всіма приєднаними масами.

Для прийнятих допущень побудована розрахункова схема УВО, що подана на рисунку 3.6. Рішення шукається для двох видів центрально прикладеної сили, тобто коли напрям сили 5 в просторі не змінюється і коли змінюється.

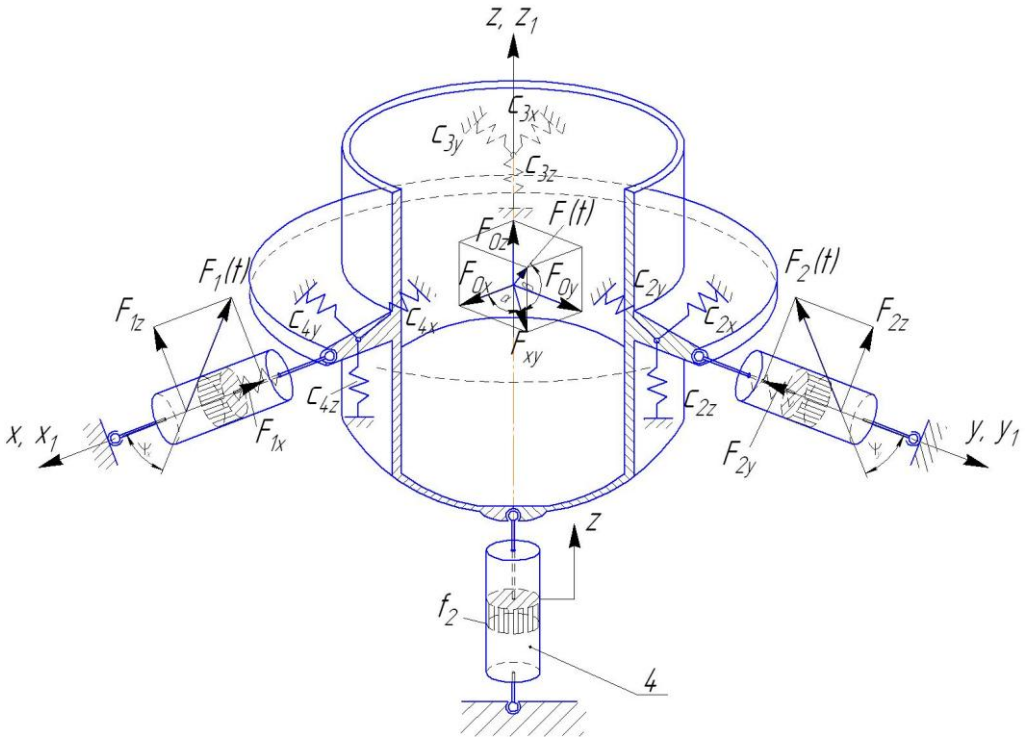


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема УВО

У системі рівнянь, що описують вимушені лінійні коливання тіла, поступальні і кутові коливання розділені [94-97]. Більш того, поступальні коливання між собою теж розділені. Сила *F(t)*, забезпечує поступальні переміщення тіла по координатах *x, y, z.*

Якщо напрям сили *F*(*t*) в просторі не змінюється (*α = const, β=const*), то вирішення задачі виконується для двох випадків задання початкових даних.

1. Задано $x(t) = A_x \cdot \sin(\omega t + \varphi_x)$; $y(t) = A_y \cdot \sin(\omega t + \varphi_y)$; $z(t) = A_z \cdot \sin \times \times (\omega t + \varphi_z)$; h_x, h_y, h_z; m. Знайдемо налагодження сил і підвіски, тобто визначимо жорсткості c_x, c_y, c_z і $F(t)$, α, β.

Характеристикою віброзбуджувачів є частота *f*, а аргументом заданих функцій переміщення центра стола *x(t), y(t), z(t)* є ω. Тому для переходу від кутової швидкості ω до частоти f використаємо формулу $\omega = 2\pi f$.

Для сталих коливань величина фазового зміщення для координати *x* має вигляд $tg\varphi_x = -4\pi\xi_x f / 4\pi^2(f^2_x - f^2)$, де $2\xi_x = hx/m$. Ця рівність використовується для визначення величини коефіцієнта жорсткості c_x:

$$c_x = 4\pi m f_x^2 = 2m\left(\pi f^2 - 2\xi_x \pi f / tg\varphi_x\right). \qquad (3.20)$$

Аналогічно визначаємо решту коефіцієнтів жорсткості:

$$c_y = 4\pi m f_y^2 = 2m\left(\pi f^2 - 2\pi\xi_y f / tg\varphi_y\right), \qquad (3.21)$$

$$c_z = 4\pi m f_z^2 = 2m\left(\pi f^2 - 2\pi\xi_z f / tg\varphi_z\right). \qquad (3.22)$$

Вирази (3.20) – (3.22) відповідають налагодженню підвіски. Налаштування віброзбуджувачів здійснюється за формулами:

$$F(t) = F_0 \sin 2\pi f t = F_0 \sin \omega t,$$

$$F_{0x} = mA_x\left(\left((2\pi f_x)^2 - (2\pi f)^2\right)^2 + 16\xi_x^2\pi^2 f^2\right)^{\frac{1}{2}}, \qquad (3.23)$$

$$F_{0y} = mA_y\left(\left((2\pi f_y)^2 - (2\pi f)^2\right)^2 + 16\xi_y^2\pi^2 f^2\right)^{\frac{1}{2}}, \qquad (3.24)$$

$$F_{0z} = mA_z\left(\left((2\pi f_z)^2 - (2\pi f)^2\right)^2 + 16\xi_z^2\pi^2 f^2\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (3.25)$$

$$F_0 = \left(F_{0x}^2 + F_{0y}^2 + F_{0z}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (3.26)$$

$$\alpha = arctg\left(F_{0y} / F_{0x}\right), \quad (3.27)$$

$$\beta = arctg\left(F_{0z} / F_{xy}\right) = arctg\left(F_{0x} / F_{0x}^2 + F_{0y}^2\right)^{\frac{1}{2}}. \quad (3.28)$$

2. Задано A_x, A_y, A_z; h_x, h_y, h_z; $\varphi_{xy}=(\varphi_x-\varphi_y)$, $\varphi_{xz}=(\varphi_x-\varphi_z)$, m, f. Знайдемо налаштування сил і підвіски, тобто визначимо c_x, c_y, c_z, $F(t)$, α, β.

В області даних робочих режимів вважаємо, що рухома система вібростенда – тверде тіло. Прикладом є вібростенд, представлений схемою на рисунок 3.6. Три гідроімпульсних віброзбуджувачі встановлені по серединах столу так, що штоки виконавчих гідроциліндрів лежать (рисунок 3.6) перпендикулярно до площин p_1, p_2, p_3, p_4 прямої призми, перпендикулярної столу вібростенда [82, 98, 99]. Вектори сил F_1, F_2, F_3 віброзбуджувачів можуть при регулюванні повертатися у відповідних площинах p_1, p_2, p_3, p_4 навколо осей, що перетинаються в точці 0.

В такій постановці завдання не визначене. Можна знайти варіантів налагодження, коли виконуються вимоги на зсув фаз φ_{xy} і φ_{xz}. Виходячи з однозначності і фізичної реалізації як налаштування, так і створюваних коливань, одну з координат слід вибрати за базову, від якої слід вести відлік зсуву фаз і задатися величиною жорсткості пружного елемента, що направлена вздовж нього. За ведучу вибираємо ту з координат, відносно якої зсув фаз коливань по інших координатах будуть позитивні. Це означає, що фазочастотна характеристика базової координати повинна лежати лівіше за решти всіх характеристик і забезпечувати необхідні зсуви фаз від 0 до 180° у всьому діапазоні заданих частот або на частоті f.

Припустимо, що в даному випадку базовою координатою є координата x. Задамося величиною c_x. В цьому випадку величину c_y визначимо за формулою:

$$f_x^2 = c_m / 4\pi^2 m,$$

$$tg\varphi_x = -\frac{4\xi_x \pi f}{4\pi^2 (f_x^2 - f^2)},$$

$$\varphi_y = \varphi_x + \varphi_{xy},$$

$$tg\varphi_y = \left(tg\varphi_x + tg\varphi_{xy}\right)/\left(1 + tg\varphi_x tg\varphi_{xy}\right) =$$

$$= \left[\left(4\pi^2 \cdot \left(f_x^2 + f^2\right) tg\varphi_{xy} - 4\xi_x \pi f\right)/\left(4\pi^2 \cdot \left(f_x^2 - f^2\right) - 4\xi_x \pi f \cdot tg\varphi_{xy}\right)\right],$$

$$f_y^2 = f^2 - 2\xi_y f / 2\pi tg\varphi_y;\ c_y = 2\pi m f_y^2.$$

Провівши перетворення, отримуємо вираз для обчислення c_y і c_z:

$$c_y = m\left[\omega^2 - \left(2\xi_y \omega\left(\left(\omega_x^2 - \omega^2\right) - 2\xi_x \omega tg\varphi_{xy}\right)/\left(tg\varphi_{xy}\left(\omega_x^2 - \omega^2\right) - 2\xi_x \omega\right)\right)\right], \quad (3.29)$$

$$c_y = m\left[\omega^2 - \left(2\xi_y \omega\left(\left(\omega_x^2 - \omega^2\right) - 2\xi_x \omega tg\varphi_{xz}\right)/\left(tg\varphi_{xz}\left(\omega_x^2 - \omega^2\right) - 2\xi_x \omega\right)\right)\right]. \quad (3.30)$$

Вирази (3.29) і (3.30) визначають налаштування підвіски, величина c_x при цьому задається. Настройка сил проводиться аналогічно попередньому випадку, тобто згідно формулам (3.23) – (3.28).

Якщо напрям сили *F(t)* у просторі змінюється (кути α та β – змінюються у часі), то вважаємо $\alpha(t) = \omega_1 t$, $\beta(t) = \omega_2 t$. Тут $\omega_1 = 2\pi f_1$ – кутова швидкість обертання площини, що утвореної крутним вектором сили *F*; $\omega_2 = 2\pi f_2$ – кутова швидкість обертання вектора сили *F*. Сила *F* виникає при обертанні неврівноваженої маси m_0, прикладеної на відстані *r* від осі обертання. Маса m_0, що обертається, здійснює складний рух: відносний рух з кутовою швидкістю ω_2 і переносний рух з кутовою швидкістю ω_1 навколо осі *Oz*. У зв'язку з цим кутова швидкість маси m_0 відповідно $\omega_3 = \left(\omega_1^2 + \omega_2^2\right)^{0,5}$, оскільки осі складових обертів перетинаються в одній точці О (центрі мас). Величина сили $F = m_0 \omega_3^2 r$. Практично $\omega_2 > \omega_1$, або навіть $\omega_2 >> \omega_1$. Лінійні рівняння коливань в даному випадку мають вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2\xi_x \dot{x} + \omega_x^2 x = F \cdot \cos\alpha \cos\beta / m; \\ \ddot{y} + 2\xi_y \dot{y} + \omega_y^2 y = F \cdot \cos\beta \cos\alpha / m; \\ \ddot{z} + 2\xi_z \dot{z} + \omega_z^2 z = F \cdot \sin\beta / m. \end{cases} \quad (3.31)$$

Підставляючи в (3.31) вирази $\alpha(t)$, $\beta(t)$, F, отримуємо:

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2\xi_x \dot{x} + \omega_x^2 x = m_0 \omega_3^2 r \cos\omega_1 t \cos\omega_2 t / m; \\ \ddot{y} + 2\xi_y \dot{y} + \omega_y^2 y = m_0 \omega_3^2 r \cos\omega_2 t \sin\omega_1 t / m; \\ \ddot{z} + 2\xi_z \dot{z} + \omega_z^2 z = m_0 \omega_3^2 r \sin\omega_2 t / m. \end{cases} \qquad (3.32)$$

Перетворимо праві частини системи (3.32):

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2\xi_x \dot{x} + \omega_x^2 x = B_1(\cos\omega_4 t + \cos\omega_5 t); \\ \ddot{y} + 2\xi_y \dot{y} + \omega_y^2 y = B_1(\sin\omega_4 t - \sin\omega_5 t); \\ \ddot{z} + 2\xi_z \dot{z} + \omega_z^2 z = 2B_1 \sin\omega_2 t, \end{cases} \qquad (3.33)$$

де $B_1 = m_0 \omega_3^2 z / 2m$, $\omega_4 = \omega_1 + \omega_2$, $\omega_5 = \omega_2 - \omega_1$.

Вирішення системи (3.33) запишемо у вигляді:

$$\begin{cases} x(t) = A_{1x} \cos(\omega_4 t + \varphi_{1x}) + A_{2x} \cos(\omega_5 t + \varphi_{2x}); \\ y(t) = A_{1y} \sin(\omega_4 t + \varphi_{1y}) - A_{2y} \sin(\omega_5 t + \varphi_{2y}); \\ z(t) = A_{1z} \sin(\omega_2 t + \varphi_z), \end{cases}$$

де

$$A_{1x} = A_{2x} = \left(rm_0\left(\omega_1^2 + \omega_2^2\right)\right) / \left(2m\left(\left(\omega_x^2 - \omega^2\right)^2 + 4\xi_x \omega^2\right)^{\frac{1}{2}}\right),$$

$$\varphi_{1x} = \varphi_{2x} = arctg\left(-2\xi_x \omega / \left(\omega_x^2 - \omega^2\right)\right),$$

$$A_{1y} = A_{2y} = \left(rm_0\left(\omega_1^2 + \omega_2^2\right)\right) / \left(2m\left(\left(\omega_y^2 - \omega^2\right)^2 + 4\xi_y \omega^2\right)^{\frac{1}{2}}\right),$$

$$\varphi_{1y} = \varphi_{2y} = arctg\left(-2\xi_y \omega / \left(\omega_y^2 - \omega^2\right)\right),$$

$$A_{1z} = \left(rm_0\left(\omega_1^2 + \omega_2^2\right)\right) / \left(m\left(\left(\omega_z^2 - \omega^2\right)^2 + 4\xi_z \omega^2\right)^{\frac{1}{2}}\right),$$

$$\varphi_z = arctg\left(-2\xi_z\omega/\left(\omega_z^2 - \omega^2\right)\right).$$

Детально розглянувши систему (3.33) видно, що коливання по координатах *Ox* і *Oy* – це суперпозиція двох коливань з частотами $\omega_4 = \omega_1 + \omega_2$ і $\omega_5 = \omega_2 - \omega_1$.

Аналізуючи приведені схеми, можна говорити про те**,** що віброзбуджувачі в залежності від частоти їх спрацювання в рухомій системі вібраційної установки збуджують просторові коливання різних форм.

3.5 Математична модель приводу руху деталі

У якості приводу примусового руху деталі нами запропоновано використовувати механізм паралельної кінематики типу «трипод».

Існує дві задачі кінематики механізмів паралельної кінематики – пряма та обернена. Вирішуються вони за допомогою математичного моделювання.

Математичні моделі вище згаданих механізмів можна розділити на кінематичні і геометричні. Кінематичні моделі описують механічну систему повністю, тоді як геометричні визначають основні розмірні співвідношення без прямого урахування ряду чинників, які закладаються при побудові моделі. Моделі механічних систем можна розділити на моделі миттєвої кінематики і глобальні моделі. Перші дозволяють визначати малі прирости узагальнених координат механізму по малих приростах координат вихідної ланки і навпаки, тоді як моделі другого типу дозволяють розраховувати узагальнені координати і координати вихідної ланки при заданих чисельних значеннях однієї з них. Для побудови кінематичних моделей механізмів паралельної кінематики можна користуватися векторним методом математичного моделювання, методом на основі теорії гвинта і методом на основі векторів рухомості [100, 101].

Пряма задача передбачає визначення координат положення шарнірів A_1, A_2, A_3 рухомої платформи (рисунок 3.7) через відомі видовження штанг A_1B_1, A_2B_2 та A_3B_3, що визначаються відповідними функціями $q_1 = f_1(A_1B_1)$, $q_2 = f_2(A_2B_2)$ і $q_3 = f_3(A_3B_3)$ [102-104].

Обернена задача кінематики для даних механізмів передбачає визначення видовжень штанг q_1, q_2, q_3 по відомим координатам положення шарнірів A_1, A_2, A_3.

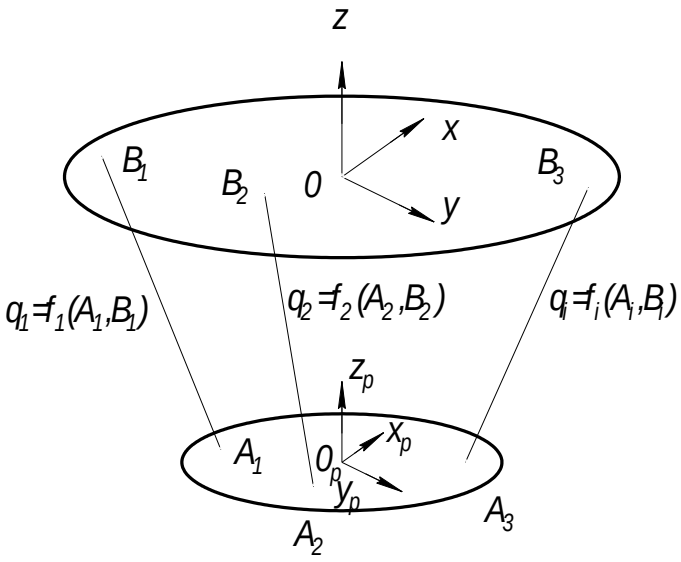


Рисунок 3.7 – Схема механізму паралельної кінематики типу «трипод»

У даному випадку нас цікавить обернена задача кінематики, так як деталь у процесі обробки має переміщуватись по певній заданій заздалегідь траєкторії, яка забезпечить контакт оброблюваних поверхонь з абразивною масою під найефективнішим для технологічного процесу кутом атаки.

У загальному випадку, якщо вважати, що в нерухомій декартовій системі координат 0XYZ координати точок B_1, B_2 та B_3 відповідно рівні $I\ (X_I\ Y_I\ Z_I)$, а для точок A_1, A_2, A_3 у рухомій системі координат $0_P X_P Y_P Z_P - i(x_i\ y_i\ z_i)$, де $I \in \{B_1, B_2, B_3\}$ та $i \in \{A_1, A_2, A_3\}$, матимемо вирішення оберненої задачі кінематики для «трипода», яке дасть наступна система рівнянь

$$\begin{cases} q_1 = \left(X_{B1} - X_{A1}\right)^2 + \left(Y_{B1} - Y_{A1}\right)^2 + \left(Z_{B1} - Z_{A1}\right)^2; \\ q_2 = \left(X_{B2} - X_{A2}\right)^2 + \left(Y_{B2} - Y_{A2}\right)^2 + \left(Z_{B2} - Z_{A2}\right)^2; \\ q_3 = \left(X_{B3} - X_{A3}\right)^2 + \left(Y_{B3} - Y_{A3}\right)^2 + \left(Z_{B3} - Z_{A3}\right)^2. \end{cases}$$

Математичні моделі «триподів» побудовані за такими принципами є загально відомими і наведені в ряді робіт [102-104]. Тому, ми не будемо зупинятися на їх детальному аналізі, а розглянемо імітаційну модель приводу примусового переміщення деталі, побудовану за допомогою програмної системи *MatLab v.6.5*.

Використовуючи один із модулів *MatLab* – *Simulink*, а саме пакет фізичного моделювання *SimMechanics*, що дозволяє проектувати та виконувати математичний аналіз механізмів різної складності у вигляді блок-схем, нами було створено Simulink-модель «трипода», що подана на рисунку 3.8 для розв'язання прямої та оберненої задачі його кінематики [105].

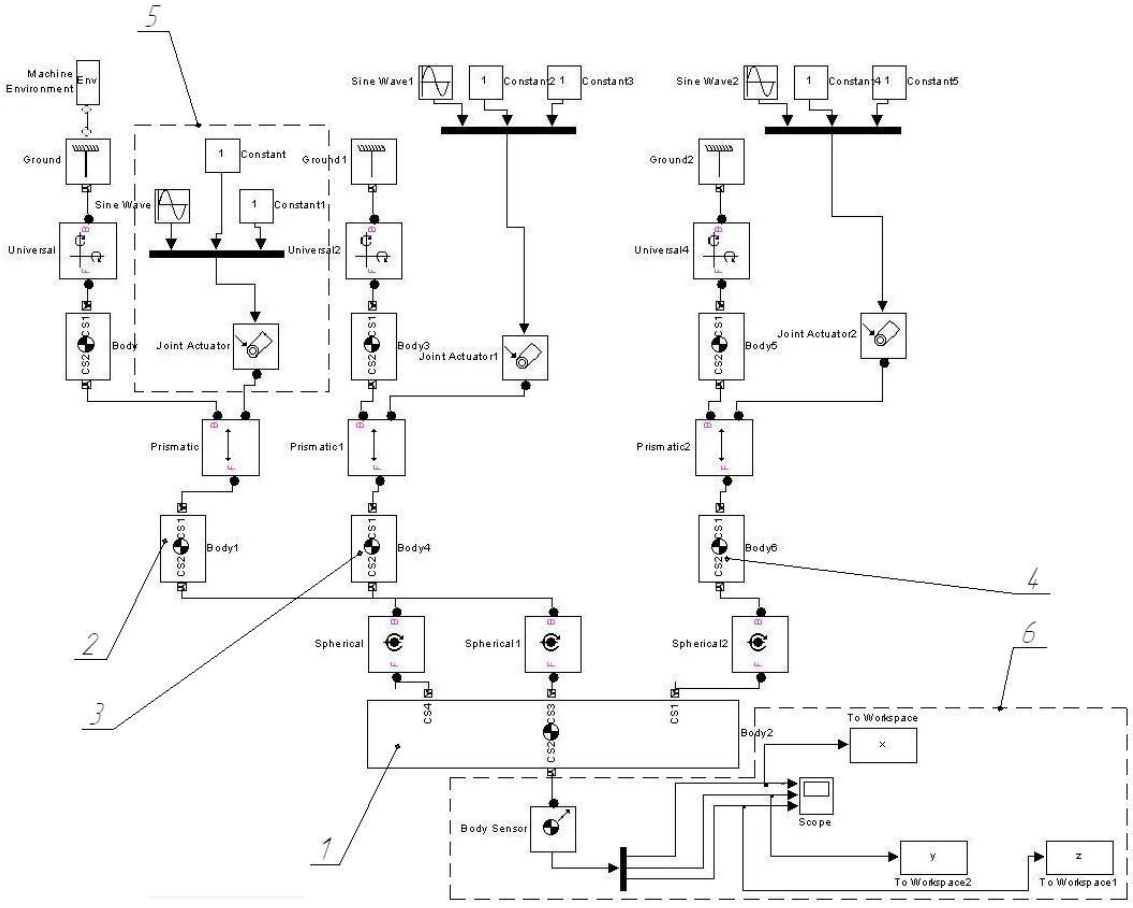


Рисунок 3.8 – *Simulink*-модель «триподу»: 1 – рухома платформа; 2, 3, 4 – рухомі штанги «трипода»; 5 – блоки задання тестових законів зміни довжини штанг «трипода»; 6 – блок реєстрації переміщень центра мас платформи.

Рухома платформа 1 шарнірно з'єднана із трьома штангами 2,3 та 4 змінної довжини і на ній кріпиться оброблювана деталь. За допомо-

гою блоків 5 задаються тестові закони зміни довжини штанг «тринода».

Для тестування *Simulink*-моделі і перевірки її адекватності нами були обрані закони переміщення штанг у вигляді синусоїд із зсувом по фазі π/2 (рисунок 3.9).

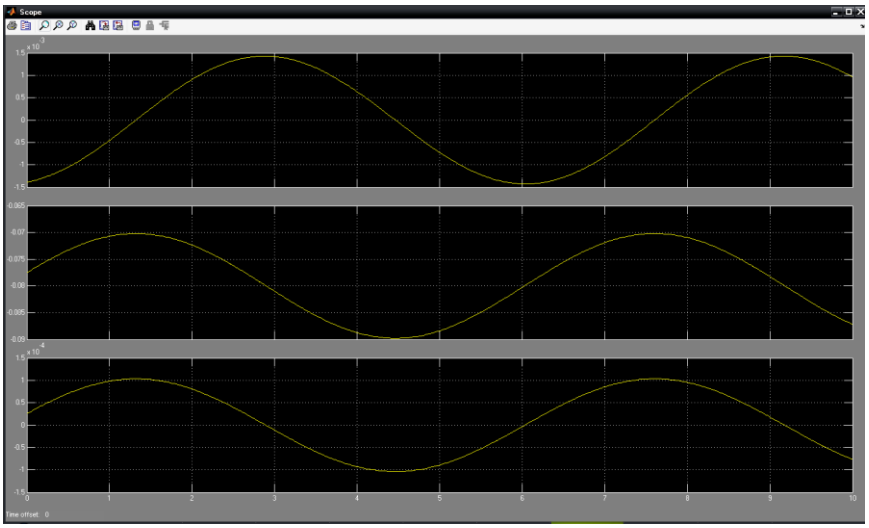


Рисунок 3.9 – Графічне подання тестових законів зміни довжини штанг «тринода»

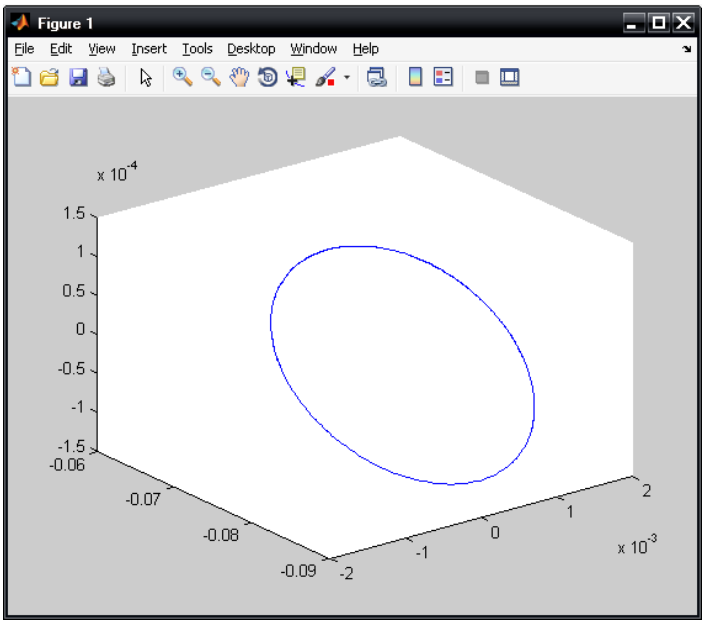


Рисунок 3.10 – Просторове відображення траєкторії руху центра мас (інструментальної точки) платформи

В результаті тестування *Simulink*-модель «триподу» нами було отримано просторове відображення траєкторії (рисунок 3.10) руху центра мас (інструментальної точки) платформи 1 у вигляді еліпса.

Отримана імітаційна модель «трипода» дозволяє отримувати розв'язки прямої та оберненої задач кінематики даного типу механізмів паралельної кінематики.

Тестові експерименти з вказаною моделлю показали її адекватність.

3.6 Дослідження та розрахунок параметрів на ПЕОМ

3.6.1 Дослідження рівнянь руху робочої камери вібраційної установки

Основне завдання власної теорії вібромашин полягає у знаходженні умов, при яких робочі органи вібромашини здійснюють оптимальні періодичні стійкі рухи. У цьому сенсі власна теорія вібромашин становить частину загальної теорії коливань. Прямий шлях до вирішення завдань власної теорії вібромашин зводиться до складання й розв'язання диференціальних рівнянь руху елементів (робочих органів, віброзбуджувачів, пружних зв'язків, джерел енергії) вібромашини з подальшою оптимізацією цих рішень.

Теорія вібраційних машин в цілому відноситься до теорії екстремальних задач і тому диференціальні рівняння, що описують рух вібромашини, мають одну особливість – заздалегідь відомо, що ці рівняння мають періодичні рішення, які в багатьох випадках можна представити лінійною комбінацією гармонійних функцій.

Системи диференціальних рівнянь (3.7) руху маси M_2 при прямому ході робочої ланки 1 (рисунок 3.1) було розв'язано на персональному комп'ютері типу *Pentium IV* з використанням програмної системи *MatLab v.6.5*.

На рисунку 3.11 подана блок-схема розв'язку системи диференціальних рівнянь.

Результатами розв'язку системи диференціальних рівнянь є графіки переміщення маси M_2 – $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$, графічне відображення яких виводиться за допомогою елемента «*Scope*».

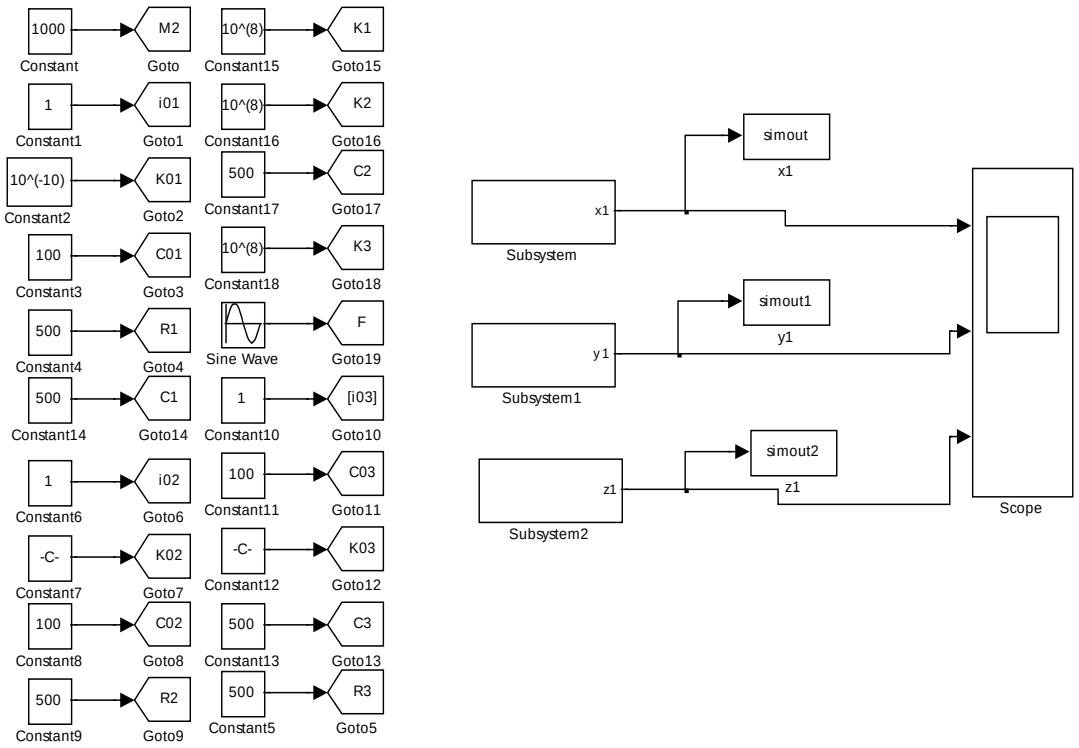


Рисунок 3.11 – Блок-схема розв’язку системи диференціальних рівнянь

На рисунку 3.12 показана підсистема розв’язку першого рівняння системи (3.7).

Результатом вирішення системи диференціальних рівнянь 3.7 є графіки переміщення центра ваги виконавчої ланки M_2 в залежності від часу t – $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$.

Під час тестування даної моделі змушуючі коливання, що створюють віброзбуджувачі, розглядались синусоїдального вигляду з амплітудою 5 мм.

При зсуві фаз φ сигналів один відносно одного на величину $\pi/2$ та співвідношенні частот 1/1 ми отримали еліпс з майже рівними осями (рисунок 3.13), при $\varphi = \pi/2$ та співвідношенні частот 1/1 ми отримали еліптичну траєкторію переміщення центра мас виконавчої ланки (рисунок 3.14), при $\varphi = \pi/2$ та співвідношенні частот 1/2/3 ми отримали траєкторію типу просторової «корони» (рисунок 3.15).

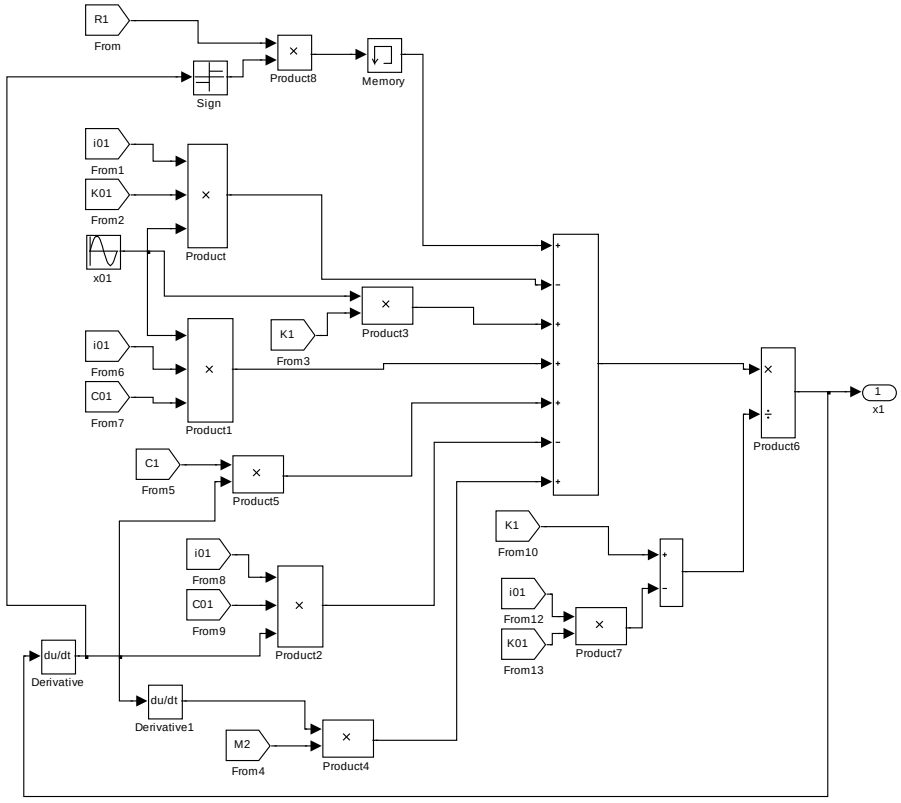


Рисунок 3.12 – Підсистема розв’язку першої рівності системи диференціальних рівнянь.

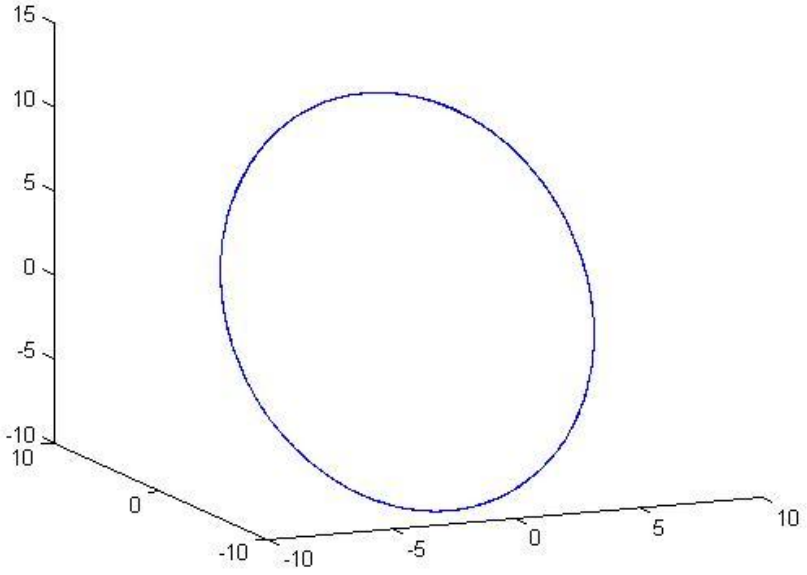


Рисунок 3.13 – Просторове відображення траєкторії переміщення центра мас при зсуві фаз π/2

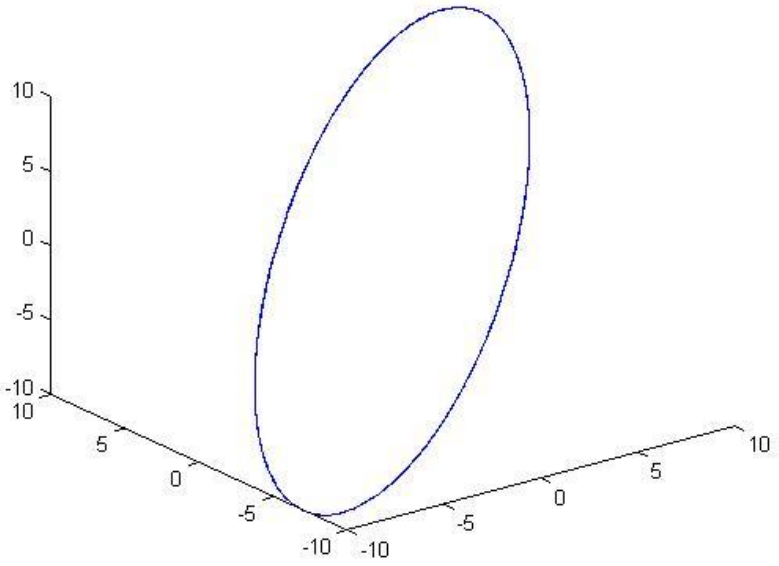


Рисунок 3.14 – Просторове відображення траєкторії переміщення центра мас при зсуві фаз *π/4*

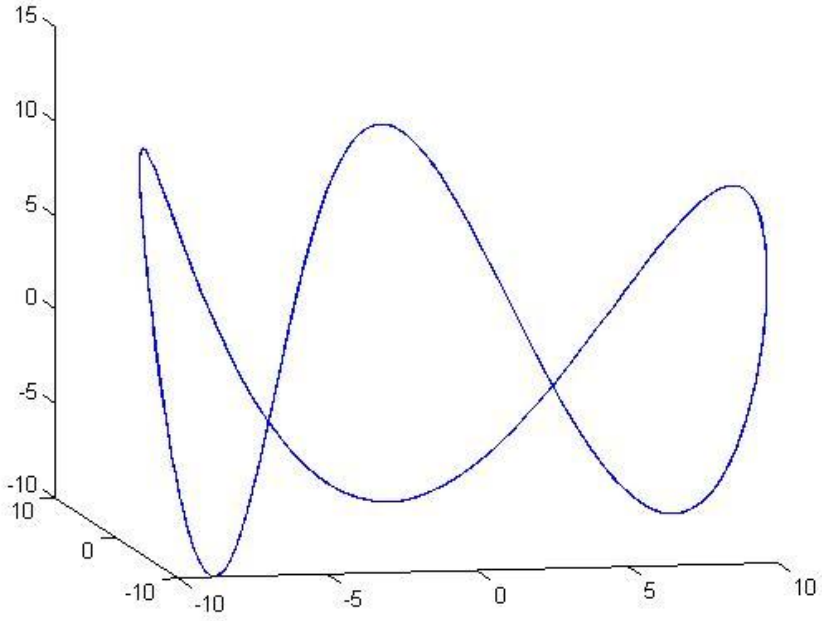


Рисунок 3.15 – Просторове відображення траєкторії переміщення центра мас при зсуві фаз *π/2* та співвідношенні частот 1/2/3

Отримані результати не суперечать теорії складання взаємно-перпендикулярних коливань.

Для перевірки адекватності математичної моделі нами запропоновано побудувати симуляційну модель спрощеної установки, виконавчий орган (вібробункер *U*-подібної форми) розглядатимемо як зосереджену масу M_2.

Структурна схема спрощеної установки показана на рисунку 3.16 [105].

Виконаємо *MatLab* моделювання стенду з гідроімпульсним приводом для моделювання просторового вібронавантаження.

Для проектування та аналізу механічних систем (наприклад, різних кінематичних ланцюгів) в рамках програмної системи *MatLab* існує пакет SimMechanics – розширення модуля *Simulink* для фізичного моделювання.

Пакет *SimMechanics* містить набір інструментів для задання параметрів кінематичних ланок механічної системи (маса, моменти інерції, геометричні параметри), кінематичних обмежень, локальних систем координат, способів завдання та вимірювання рухів.

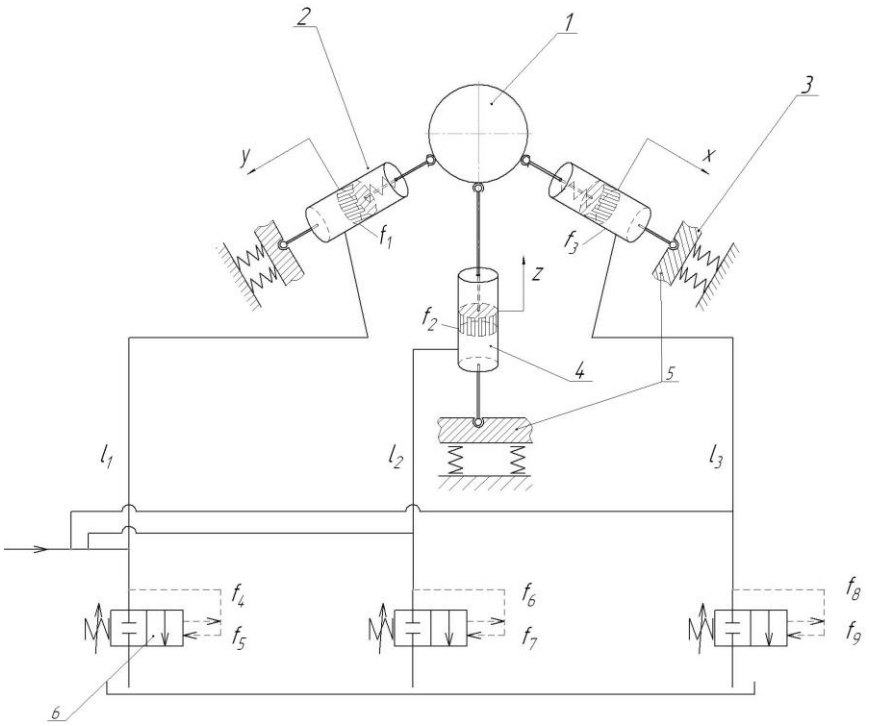


Рисунок 3.16 – Спрощена структурна схема установки: 1 – зосереджена маса M_2; 2, 3, 4 – виконавчі гідроциліндри; 5 – віброізольована станина; 6 – віброзбуджувач

SimMechanics дозволяє створювати моделі механічних систем подібно іншим Simulink-моделям у вигляді блок-схем. Вбудовані додаткові інструменти візуалізації *Simulink* дозволяють отримати спрощені зображення тривимірних механізмів, як у статиці, так і в динаміці.

Модуль *Simulink* дозволяє отримати візуалізацію руху модельованої механічної системи (рисунок 3.17).

Крім того, модуль *Simulink* дозволяє аналізувати закони руху будь-якої точки модельованого механізму. Для цього необхідно до виходу відповідного Simulink-блоку підключити датчик – *Sensor*. Датчики можуть реєструвати кутові та лінійні переміщення, а також відповідні швидкості і прискорення. Вихід датчика зазвичай з'єднують з «осцилографом» – *Scope*.

Simulink-модель зазначеного стенду наведена на рисунку 3.18, де гідроциліндри, що створюють просторове вібронавантаження подані у вигляді штанг змінної довжини.

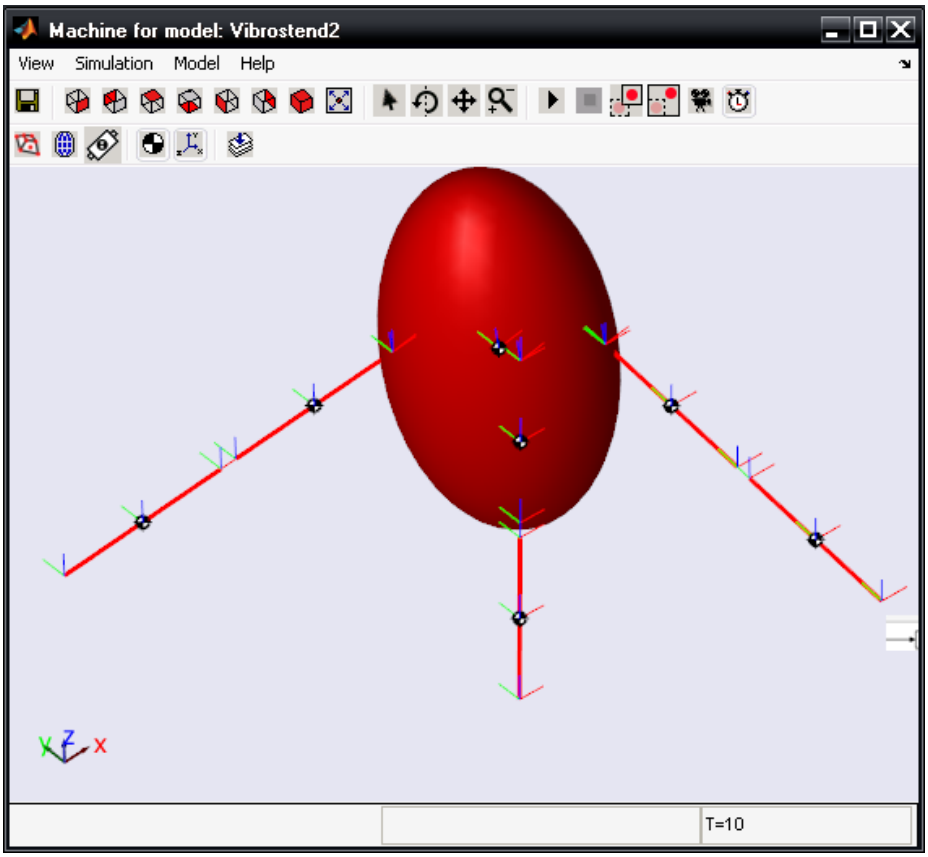


Рисунок 3.17 – Візуалізація руху модельованої механічної системи

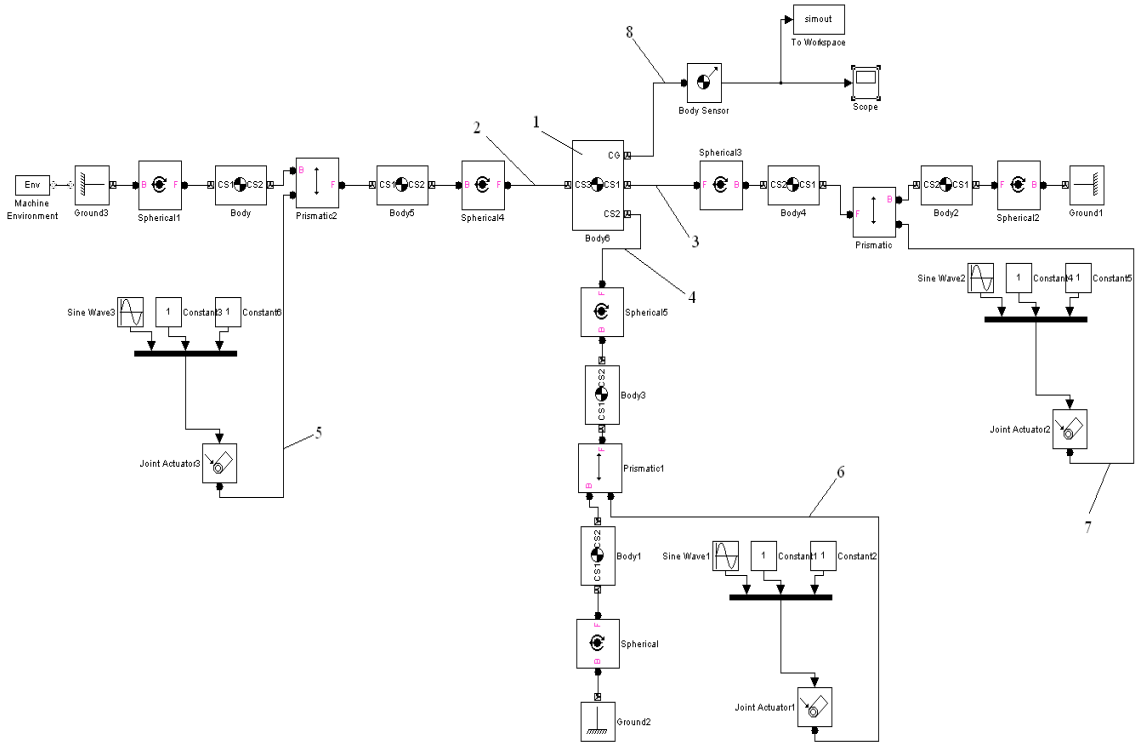


Рисунок 3.18 – *Simulink*-модель установки з гідроімпульсним приводом: 1 – платформа; 2, 3, 4 – рухомі штанги, що розташовані в 3-х ортогональних напрямках; 5, 6, 7 – блоки актуаторів штанг; 8 – блок реєстрації переміщень центра мас платформи

Розглянемо детальніше одну із штанг установки (рисунок 3.19) [105], що складається з двох тіл (*body*) 4. Зміна довжини штанги здійснюється блоком 5 (*prismatik*), який приводиться в рух актуатором 7 згідно закону (в даному випадку синусоїдальному), що задається за допомогою блоку 6.

Результатом моделювання мають бути графіки переміщень центра мас виконавчої ланки (вібробункера) – *x(t), y(t), z(t).*

Тестування моделі, для визначення її адекватності, проведемо, спочатку, розглянувши плоску задачу (зміна довжин штанг вздовж осей *y* та *z*).

Simulink-модель установки з двома працюючими штангами подана на рисунку 3.20.

Згідно теорії складання двох взаємно-перпендикулярних періодичних коливань при зсуві фаз $\varphi = \pi/2$ та співвідношенні частот 1/1 ми маємо отримати фігуру Ліссажу – коло, при зсуві фаз $\varphi = \pi/4$ та спів-

відношенні частот 1/1 – еліпс, а при зсуві фаз $\varphi = \pi/2$ та співвідношенні частот 1/2 – «вісімку».

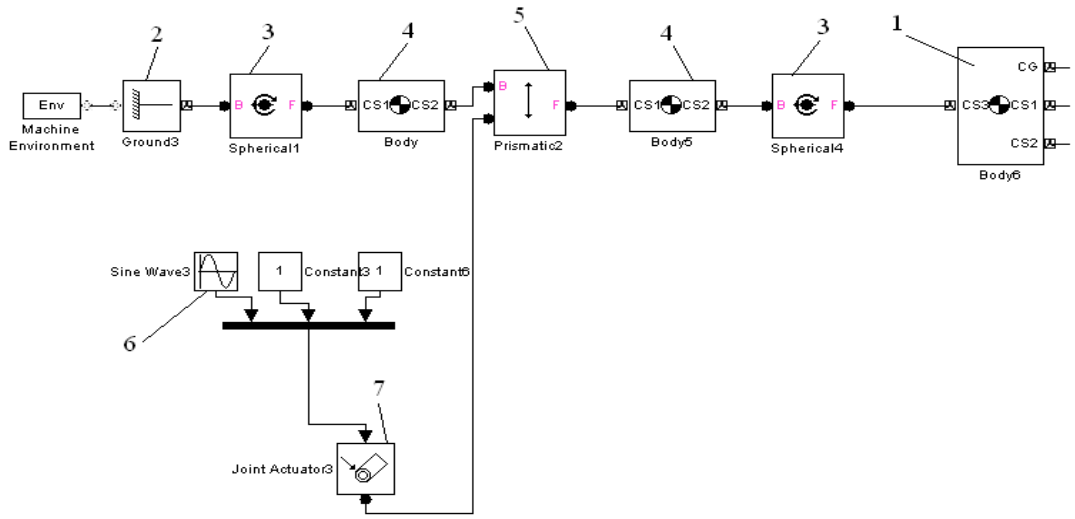


Рисунок 3.19 – Одна із штанг установки з гідроімпульсним приводом: 1 – платформа; 2 – основа (початок відліку); 3 – сферичні шарніри; 4 – штанга; 5 – блок зміни довжини штанги; 6 – блок задання закону переміщення штанги; 7 – блок актуатора штанги

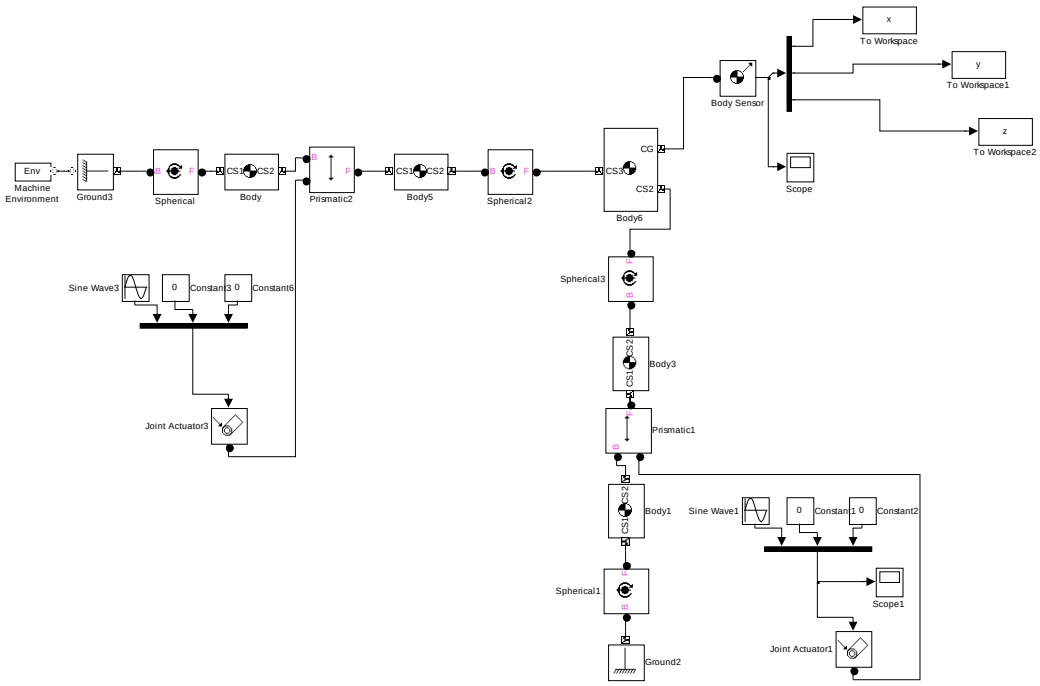


Рисунок 3.20 – *Simulink*-модель установки з двома працюючими штангами

Тестування моделі виконано при зміні довжин штанг за синусоїдальним законом: при $\varphi = \pi/2$ та співвідношенні частот 1/1, при $\varphi = \pi/4$ та співвідношенні частот 1/1 та при $\varphi = \pi/2$ та співвідношенні частот 1/2. Отримані траєкторії подані на рисунках 3.21, 3.22 та 3.23 відповідно.

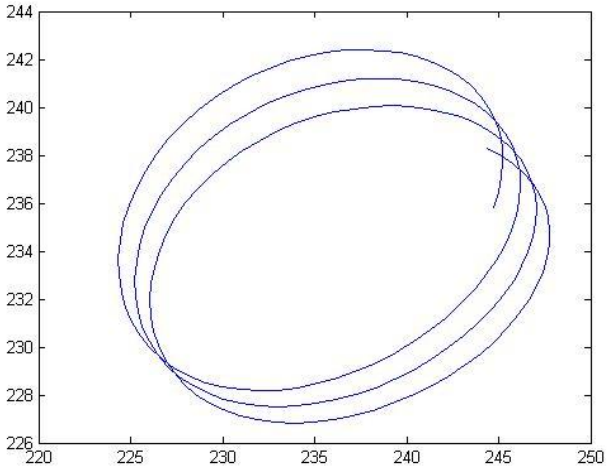


Рисунок 3.21 – Графік переміщення центра мас виконавчої ланки при зсуві фаз $\pi/2$ та співвідношенні частот 1/1

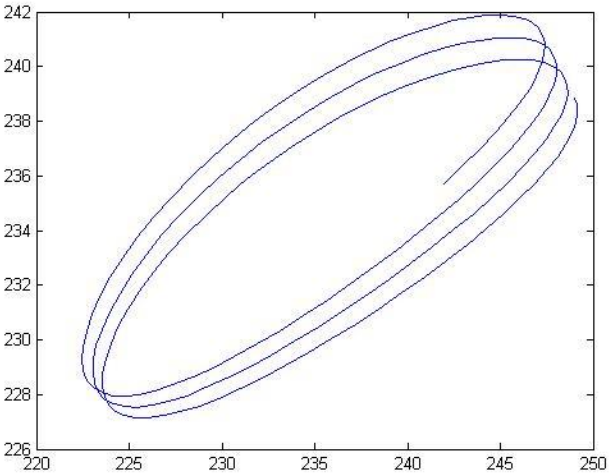


Рисунок 3.23 – Графік переміщення центра мас виконавчої ланки при зсуві фаз $\pi/4$ та співвідношенні частот 1/1

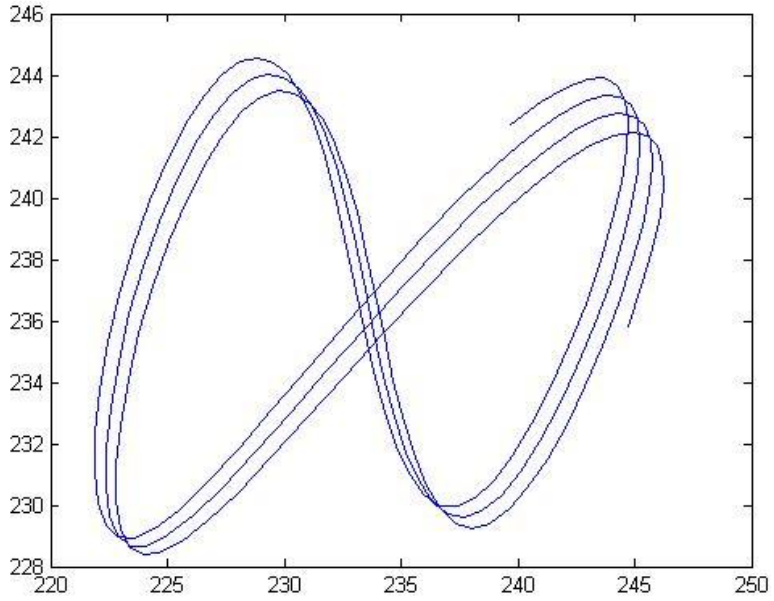


Рисунок 3.23 – Графік переміщення центра мас виконавчої ланки при зсуві фаз *π/2* та співвідношенні частот 1/2

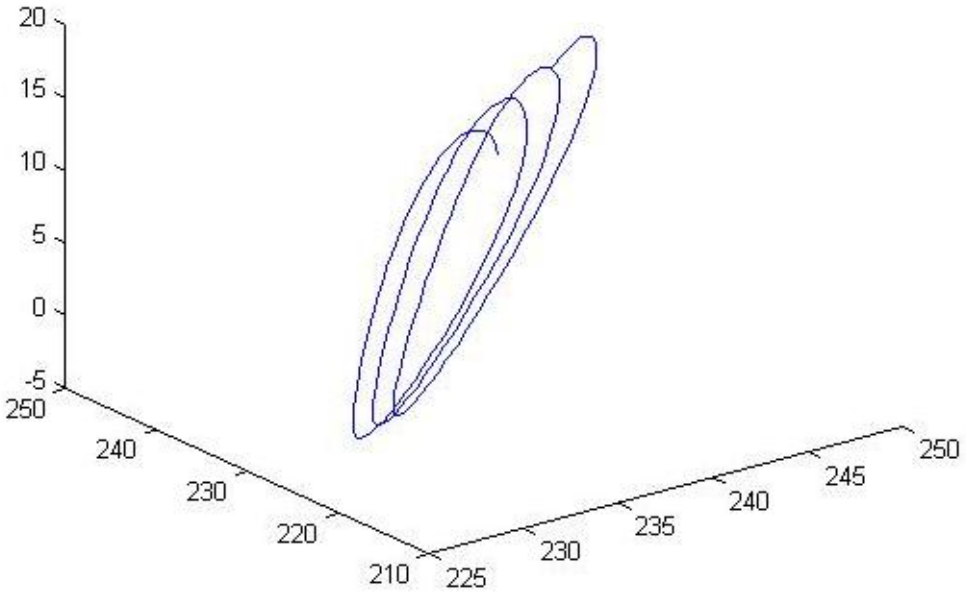


Рисунок 3.24 – Траєкторія переміщення центра мас робочої камери при зсуві фаз коливань кожної із штанг на $\varphi = \pi/2$ та співвідношенні частот 1/1

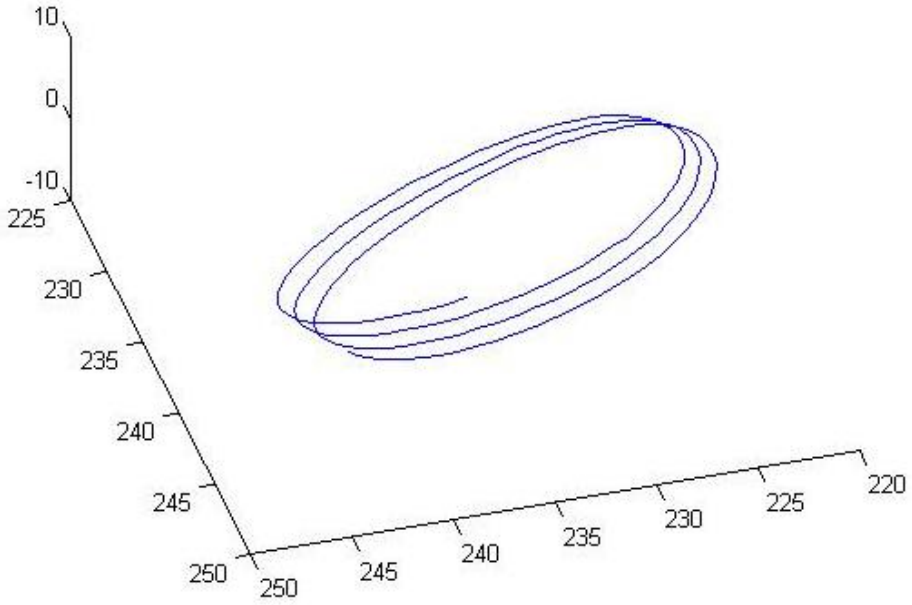


Рисунок 3.25 – Траєкторія переміщення центра мас робочої камери при зсуві фаз коливань кожної із штанг на $\varphi = \pi/4$ та співвідношенні частот 1/1

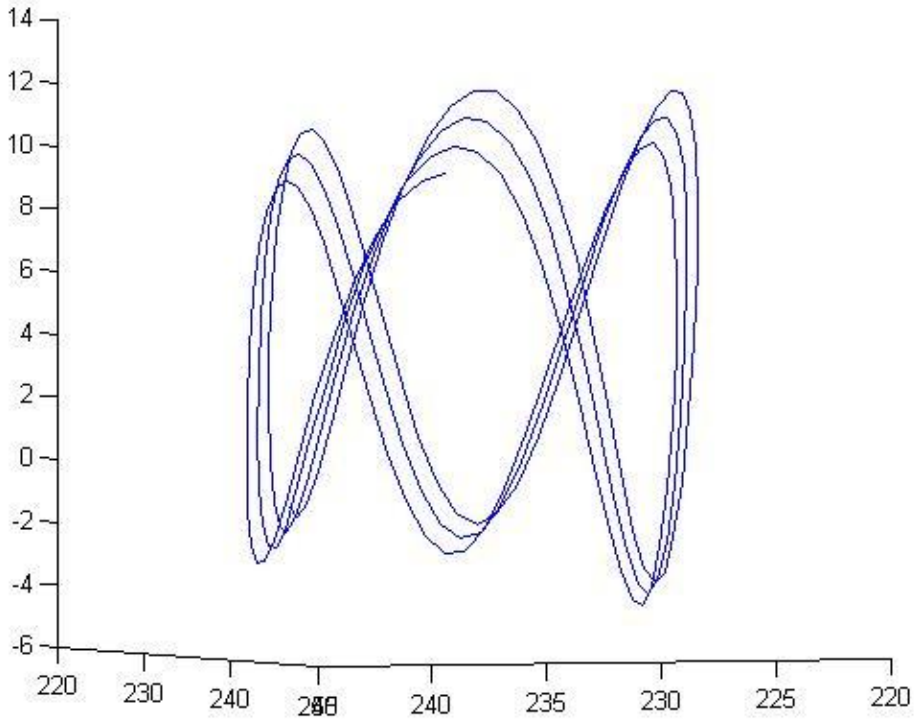


Рисунок 3.26 – Траєкторія переміщення центра мас робочої камери при зсуві фаз коливань кожної із штанг на $\varphi = \pi/2$ та співвідношенні частот 1/2/3

Отримані результати засвідчують адекватність розробленої Simulink-моделі вібраційної установки.

В результаті тестування Simulink-моделі установки з трьома працюючими штангами, нами було отримано графіки переміщень центра мас вібробункера *x(t), y(t), z(t),* характерні результати наведені на рисунках 3.24 – 3.26 відповідно.

3.6.2 Дослідження параметрів руху плунжерного вібраційного гідроциліндра

Розв'язуючи рівняння 3.13 та 3.14 для початкових даних, які подані у таблиці 3.1 ми отримали графік переміщення плунжера вібраційного гідроциліндра та графік зміни тиску у гідроприводі, що наведені на рисунку 3.27.

З рисунку 3.27 видно, що плунжер гідроциліндра переміщується з частотою 25 Гц та амплітудою 5 мм, тиск відкриття запірного елемента віброзбуджувача $p_1 = 18 \cdot 10^6$ Па, а тиск відкриття $p_1 = 4 \cdot 10^6$ Па.

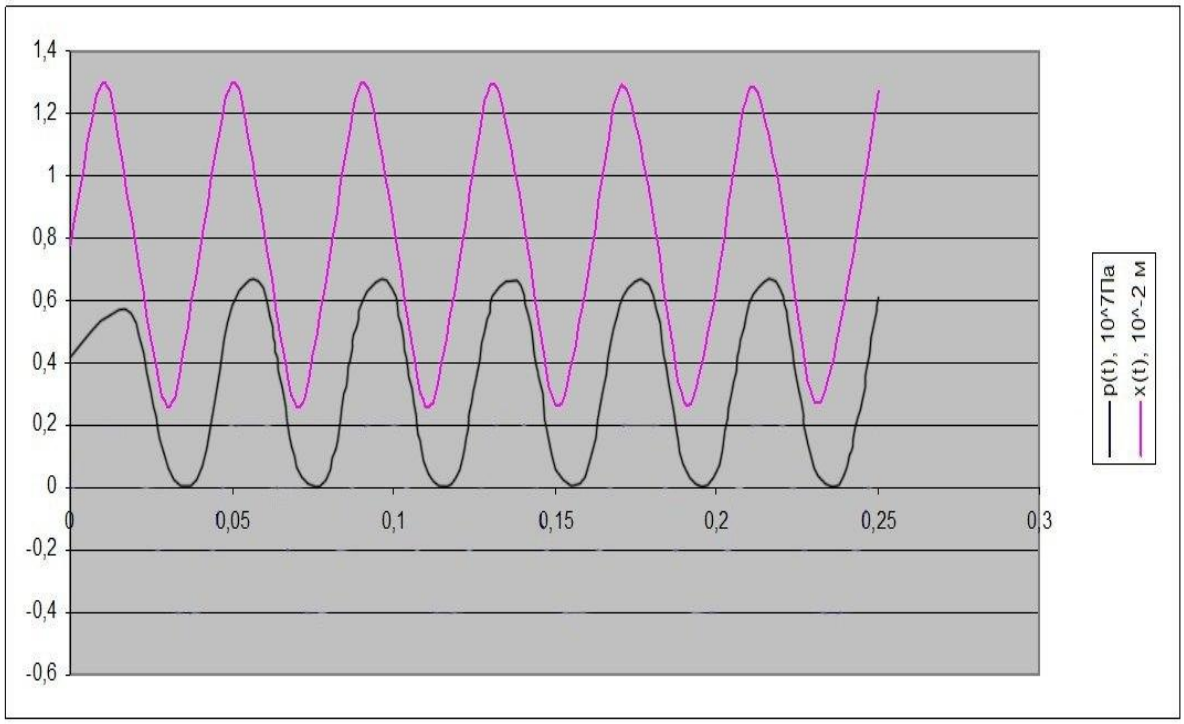


Рисунок 3.27 – Графіки переміщення плунжера *x(t)* та зміни тиску у його порожнині *p(t)*

Таблиця 3.1

Вхідні дані для аналізу на ПЕОМ математичної моделі вібраційного гідроциліндра

K_0, Н/м	Жорсткість гідравлічної пружини	$24 \cdot 10^6$
K_1, Н/м	Жорсткість пружини	$1{,}02 \cdot 10^5$
$Q_н$, м^3/с	Подача насоса	0,023
$f_{пл}$, м^2	Площа поперечного перерізу плунжера	0,0035
$M_{пр}$, кг	Маса плунжера з приєднаною до нього корисною вагою	82
X_0, м	Попередня деформація пружини	0,04

Графічним інтегруванням переміщення плунжера *x(t)* нами було отримано також графіки зміни швидкості *v(t)* (рисунок 3.28) та прискорення *a(t)* (рисунок 3.29) робочої ланки.

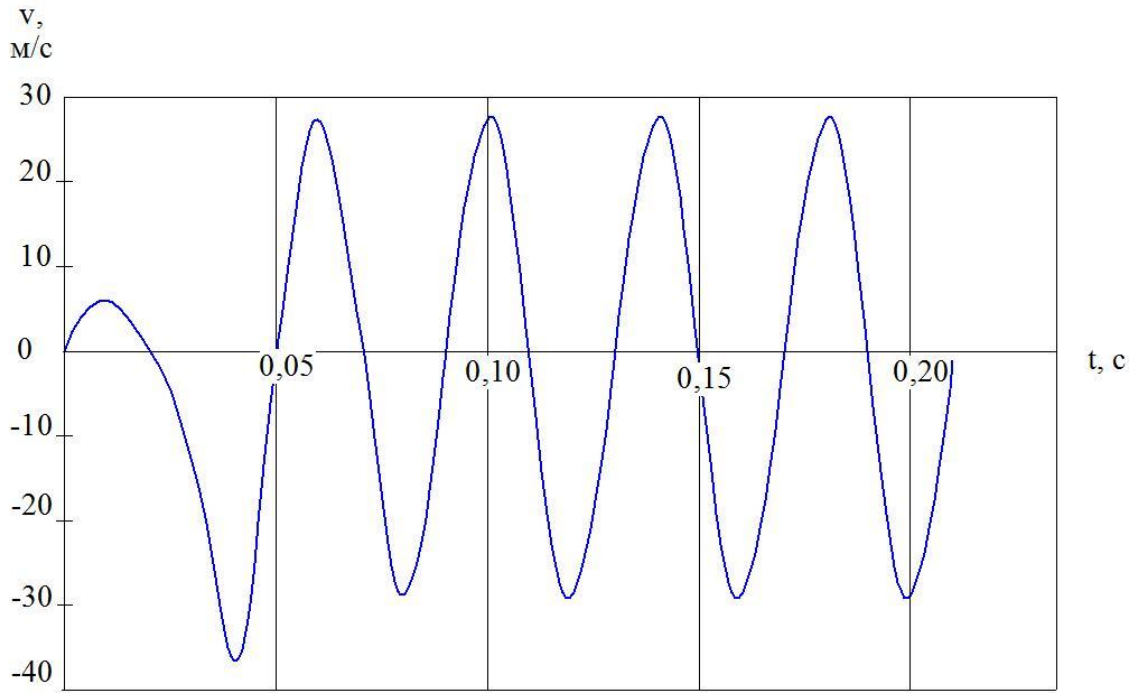


Рисунок 3.28 – Графік зміни швидкості *v(t)* виконавчої ланки гідроциліндра

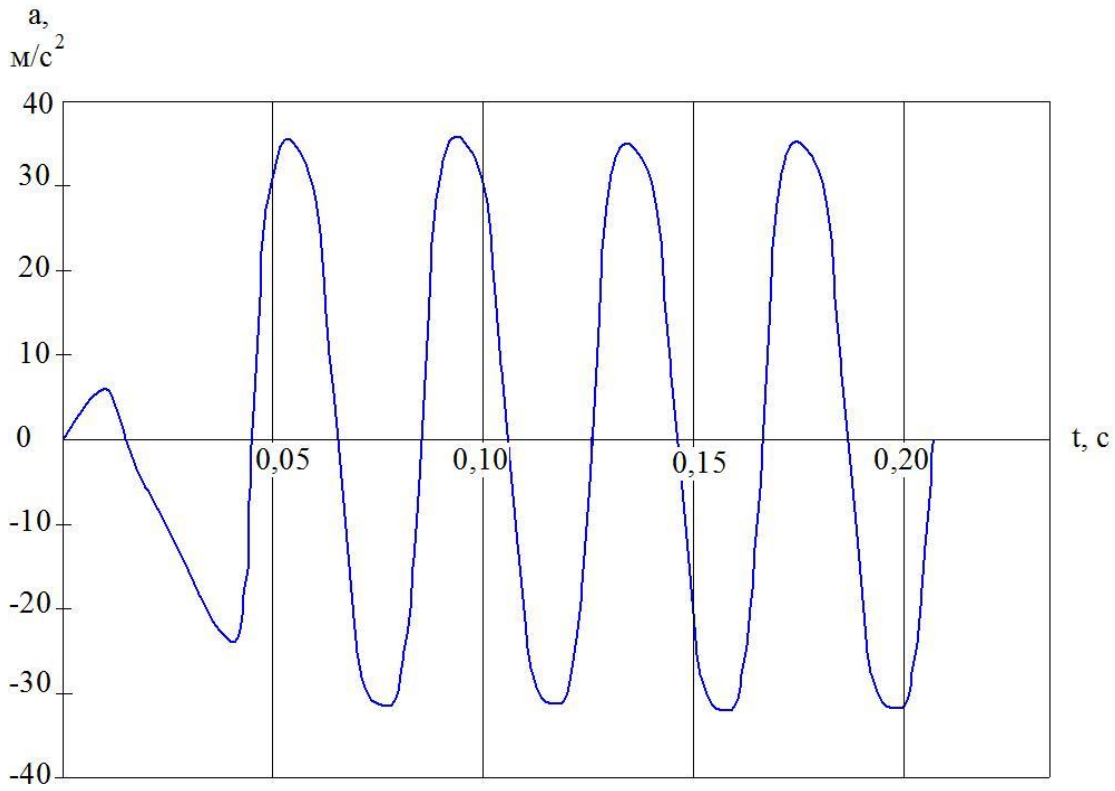


Рисунок 3.29 – Графік зміни прискорення *a(t)* виконавчої ланки гідроциліндра

З рисунків 3.28 та 3.29 видно, що максимальна швидкість переміщення плунжера гідроциліндра становить близько 30 м/с, а прискорення 40 м/с^2 ≈ 4*g*, що задовольняє вимоги нормального протікання технологічного процесу віброабразивної обробки.

РОЗДІЛ 4
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ УСТАНОВКИ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

В даному розділі наведені основні результати експериментальних досліджень УВО з гідроімпульсним приводом, створеного на базі вібропресса ІВПМ-16 [13, 14, 90] – прототипу досліджуваної в розд. 3 установки для віброабоазивної обробки.

Основними завданнями експериментальних досліджень були: отримання залежностей зміни тисків $p_{ц1}(t)$, $p_{ц2}(t)$ в робочих порожнинах гідроциліндрів гідроімпульсного приводу УВО і переміщень $x_{ц1}(t)$, $x_{ц2}(t)$ плунжера та робочого органу та перевірка на адекватність, за допомогою отриманих осцилограм, запропонованих аналітичних залежностей для визначення основних робочих параметрів гідроімпульсного приводу установки для віброабразивної обробки (див. підрозділ. 3.2, 3.4).

4.1 Обґрунтування вибору методики проведення експериментального дослідження

Метою експериментальних досліджень являється:

– експериментальне підтвердження технологічної ефективності гідроімпульсного привода для УВО;

– визначення експериментальної залежності шорсткості поверхні від амплітуди вібрацій;

– перевірка адекватності розроблених динамічних та математичних моделей реальним зразкам гідроімпульсного приводу УВО.

Структура методики проведення експериментальних досліджень [107, 108] побудована у відповідності із схемою, що подана на рисунку 4.1.

Послідовність дій при проведенні експериментальних досліджень:

1 – підготовка експериментального стенда з гідроімпульсним приводом до проведення досліджень, а саме:

– вимірювання та регулювання в обраному напрямку величини попередньої деформації пружин повернення виконавчої ланки, регулятора тиску віброзбуджувача;

– регулювання площі прохідного перерізу дроселя віброзбуджувача – регулятора частоти;

2 – вибір за відомими технічними характеристиками промислово виготовлених приладів та датчиків тиску та переміщення, їх монтаж на установці та з'єднання із ПЕОМ;

3 – перевірка на холостому ході функціонування систем віброустановки та апаратури;

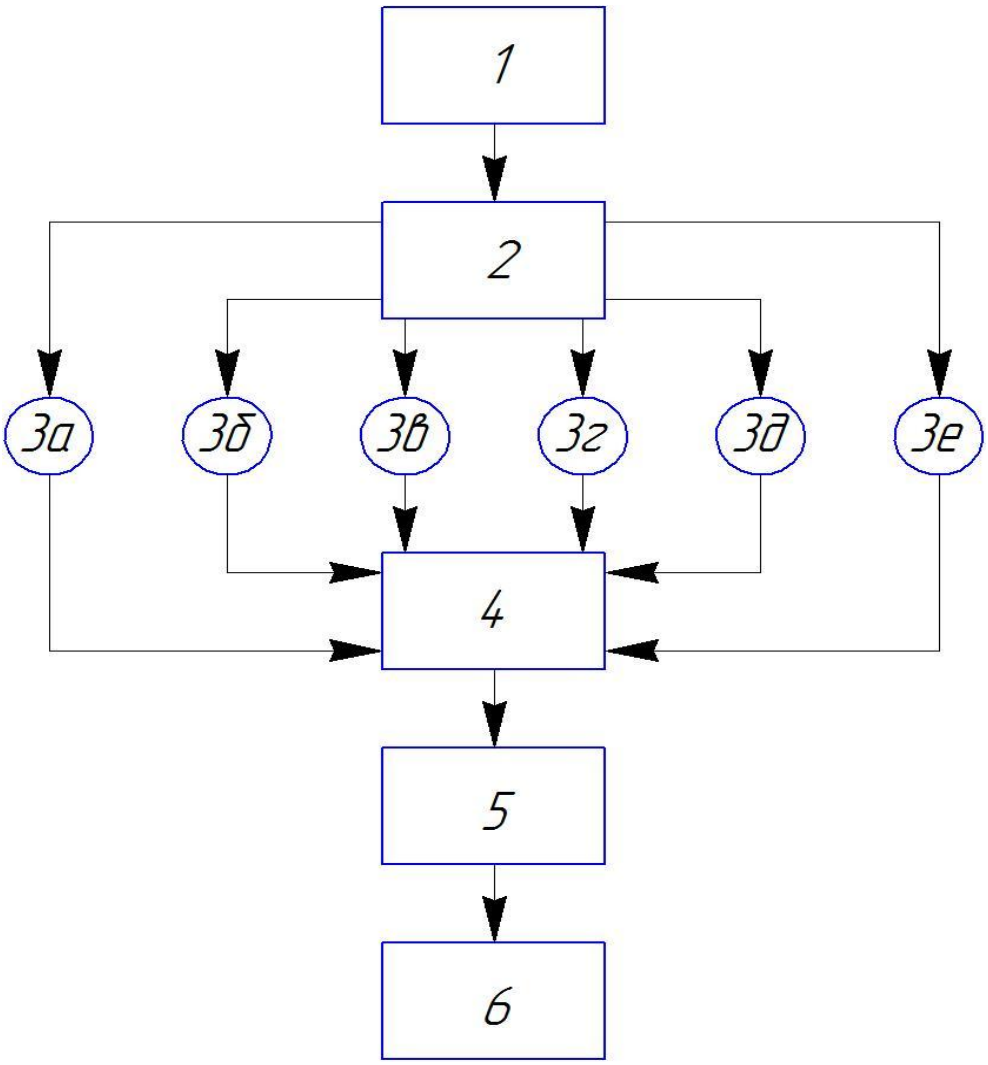


Рисунок 4.1 – Структурна схема методики проведення експериментальних досліджень: 1 – підготовка віброустановки до проведення експериментальних досліджень; 2 – проведення експерименту; 3а … 3е – визначення залежностей; 4 – обробка результатів вимірювань; 5 – оцінка точності результатів вимірювань; 6 – побудова по результатам вимірювань графічних залежностей

4 – проведення досліджень з осцилографуванням відповідних параметрів, які характеризують робочі режими гідроімпульсного привода та можливість їх регулювання за допомогою зміни параметрів віброзбуджувача;

5 – обробка результатів вимірів та оцінка їх точності;

6 – побудова по результатам вимірювань графічних залежностей.

З метою отримання достовірних експериментальних даних, кількість необхідних вимірювань n одного і того ж параметра визначається по формулі [109]

$$n \geq \frac{1 + P_Д + 2n_B}{1 - P_Д}, \tag{4.1}$$

де $P_Д$ – довірча ймовірність того, що похибка визначення параметрів знаходиться в допустимих межах;

$n_В$ – число вимірювань, що відкидаються.

По рекомендації авторів [109] довірча ймовірність при нормуванні квантильної оцінки результуючої та випадкової похибки вимірювального обладнання вибирається в межах 0,75÷0,9.

Тоді при $n_B = 0$

$$n \geq \frac{1 + (0,75 \div 0,9)}{1 - (0,75 \div 0,9)}.$$

Згідно теореми Ляпунова [110] випадкова похибка вимірювань повинна бути розподілена по закону близькому до нормального. Керуючись даною теоремою для знаходження дійсного значення виміряного параметра і його середньоквадратичної похибки використаємо формули [106]:

$$a \approx \overline{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i, \tag{4.2}$$

$$\sigma \approx \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{n} \left(x_i - \overline{x}\right)^2}, \tag{4.3}$$

де x_i – виміряна величина параметра;

x – середнє арифметичне значення величини виміряного параметра.

Для обраної структури вимірювального тракта результуюча (повна) похибка визначення величини параметра УВО складається із систематичних та випадкових похибок елементів вимірювального тракту [111]. ЇЇ середньоквадратичне значення можна розрахувати за виразом [109]:

$$\gamma_К = \sqrt{\gamma_Д^2 + \gamma_{Т.П.}^2 + \gamma_{ОСЦ}^2 + \gamma_Г^2}\,, \qquad (4.4)$$

де $\gamma_К$ – результуюча похибка вимірювального тракту;

$\gamma_Д$ – похибка датчика;

$\gamma_{Т.П.}$ – сумарна похибка тензопідсилювача;

$\gamma_{ОСЦ}$ – сумарна похибка систем осцилографування;

$\gamma_Г$ – похибка вимірювання параметру по осцилограмі.

По рекомендаціям [111, 112] приймемо наступні значення складових результуючої середньоквадратичної похибки вимірювання:

– для трубчастих тензометричних датчиків тиску ±1,6 %;

– для тензометричних датчиків переміщень ± 6 %;

– для сумарної похибки тензопідсилювача ±3 %;

– відносна похибка при вимірюванні параметрів по осцилограмі ±5 %.

Для визначення відносної величини похибки δ між розрахунковими та експериментальними значеннями параметрів скористаємося формулою [113, 114]:

$$\delta = \left| \frac{a_{р.} - a_{експ}}{a_{експ.}} \right| \cdot 100\%, \qquad (4.5)$$

де $a_{р.}$ – розраховане значення величини параметра;

$a_{експ}$ – експериментально визначена величина параметра;

Для сумарних похибок при вимірюванні, які були визначені за формулою (4.4), були отримані результати:

– для датчиків тиску робочої рідини ±6,22

– для датчиків лінійних переміщень робочого органа ± 7,41%.

Відносні похибки δ розраховані за формулою 4.5 не перевищували 12%.

Отримані результати відповідають вимогам до технічних вимірювань при проведенні дослідних робіт.

4.2 Обладнання та датчики для постановки експериментального дослідження

Під час проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного приводу УВО вимірювались наступні параметри:

– переміщення виконавчої ланки;

– тиск в напірній гідролінії гідросистеми приводу;

– тиск в порожнині гідроциліндра;

– витрата енергоносія, яку споживає гідроімпульсний привод УВО;

– температура робочої рідини.

Вище вказані параметри реєструвалися за допомогою комплексу вимірювальної апаратури схема якого показана на рисунку 4.2.

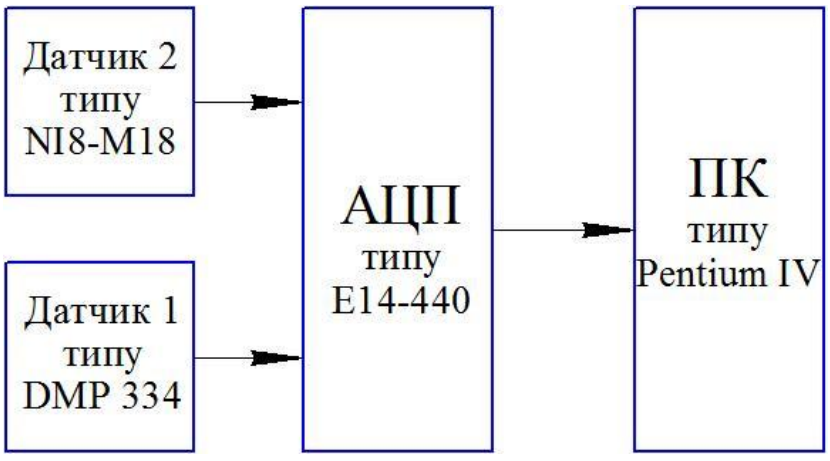


Рисунок 4.2 – Схема комплексу вимірювальної апаратури

До складу вимірювального комплексу входять: датчик тиску типу DMP 334, індуктивний датчик переміщення *"Turck"* моделі *NI8-M18-*

LIU, аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) моделі E14-440 фірми "L-CARD" та персональний комп'ютер типу Pentium IV.

Датчик тиску *DMP 334* фірми *"BD Sensors"* (рисунок 4.3) призначений для безперервного перетворення значення вимірюваного параметра – надлишкового або абсолютного тиску рідких та газоподібних середовищ (як нейтральних, так і агресивних) в уніфіковані вихідні сигнали по напрузі, або в струмові вихідні сигнали.

Основні характеристики вище вказаного датчика наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Технічні параметри датчика *DMP 334*

ДІАПАЗОНИ ТИСКУ	
Номінальний тиск P_N надлишковий	600 бар
Максимальне перевантаження P_{max}	800 бар
ВИХІДНИЙ СИГНАЛ / ЖИВЛЕННЯ	
Струм	0 ... 20 мА /U_B =14 ... 36 В
Напруга:	0 ... 10 В / U_B = 14 ... 36 В
ХАРАКТЕРИСТИКИ	
Основна похибка (нелінійність, гістерезис, відтворюваність)	Стандартно: ≤ ± 0,35% ДВ [1)] Додатково: ≤ ± 0,25% ДВ
Вплив відхилення напруги живлення і опору навантаження на похибку	Напруга живлення: ≤ ± 0,05% ДВ/10 В Опір навантаж.: ≤ ± 0,05% ДВ/ кОм
Час відгуку	≤ 5 мс
ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ	
Допустима приведена похибка	≤ ± 0,25%
Діапазон термокомпенсації	-20 ... +85, °C
ТЕМПЕРАТУРНИЙ ДІАПАЗОН	
Вимірюване середовище	-40 ... 140 °C
Електроніка / компоненти	-25 ... +85 °C
СТІЙКІСТЬ ДО МЕХАНІЧНИХ ДІЙ	
Вібростійкість	10 g RMS (20 ... 2000 Гц)
Ударостійкість	100 g / 11 мс
Термін служби	> 100 x 10^6 циклів

1. ДВ – діапазон вимірювань.



Рисунок 4.3 – Зовнішній вигляд датчика тиску типу *DMP* 334

Подібні датчики призначені для використання в системах автоматичного контролю, регулювання та керування технологічними процесами в різних галузях промисловості, зокрема використовуються для контролю параметрів гідроприводів різного типу машин.

По стійкості до механічних впливів, датчики відносяться до групи виконання *F3* по ГОСТ 12997: датчики стійкі до впливу синусоїдальної вібрації з прискоренням 49 м/с^2 в діапазоні частот (10 ... 500) Гц. Датчики стійкі до впливу багатократних механічних ударів з піковим ударним прискоренням 1000 м/с^2 при тривалості дії ударного прискорення 11 мс. Середнє напрацювання на відмову не менше 100000 год.

Робочий діапазон вимірювання тиску 0 .. 600 бар (від 0 ... 60 МПа), похибка вимірювання 0,35%.

Датчик *DMP 334* розроблений для важких умов експлуатації в гідравлічному обладнанні.

Індуктивний датчик переміщення *"Turck"* моделі *NI8-M18-LIU* з аналоговим виходом (рисунок 4.4).



Рисунок 4.4 – Зовнішній вигляд індуктивного датчика переміщення фірми *"Turck"* моделі *NI8-M18-LIU*

Основні характеристики датчика NI8-M18-LIU наведені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Технічні параметри датчика "Turck" NI8-M18-LIU

Діапазон вимірювань	до 5 мм
Повторюваність	≤ 1% діапазону вимірювань; ≤ 0,5% після прогріву 0,5 год.
Відхилення від лінійності	≤ 3% повної шкали
Температурний дрейф	≤ ±0,06 %/К
Температура навколишнього середовища	-25...+70 ºС
Робоче напруження	15...30 В
Залишкова пульсація	≤ 10 %U_{ss}
Струм холостого ходу I_0	≤ 8 мА
Номінальна напруга на ізоляції	≤ 0,5 кВ
Захист від короткого замикання	так
Захист від обриву дроту	так
Захист від зворотної полярності	так
Вихід	4-дротовий, аналоговий вихід
Вихід по напрузі	0...10 В
Струмовий вихід	0...20 мА
Опір навантаження вольтового виходу	≥ 4,7 kΩ
Опір навантаження струмового виходу	≤ 0,4 kΩ
Приєднувальні розміри	різьбовий циліндр, М18×1
Вібростійкість	55 Гц
Ударостійкість	30g (11 мс)
Вага	200 г
Установочне положення	Будь-яке

Аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) моделі Е14-440 фірми "*L-CARD"* (рисунок 4.5) – це універсальний модуль, що призначений для побудови багатоканальних вимірювальних систем, вводу, виводу і обробки аналогової та цифрової інформації в складі персональних комп'ютерів. Основні характеристики АЦП *Е*14–440 наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Технічні параметри АЦП моделі E14-440

АЦП	
Кількість каналів	16 диференціальних або 32 із загальною "землею"
Розрядність АЦП	14 біт
Ефективна розрядність	13,3 біт (100 кГц, ДВ[1] 2,5 В.)
Вхідний опір (при одноканальному вводі)	не менше 10 МОм
Діапазон вхідного сигналу	± 10 В; ± 2,5 В; ± 0,6 В; ± 0,15 В
Максимальна частота перетворення	200 кГц (для внутрішньої або зовнішньої апаратної синхронізації)
МІКРОКОНТРОЛЕР	
Тип	*AT91SAM7S256*
Тактова частота	48 МГц
Внутрішнє ОЗП даних	64 кБайт
Внутрішнє ППЗП програм	256 кБайт
ЦАП	
Кількість каналів	2
Розрядність	16 біт
Час встановлення ЦАП	0,7 мкс
Максимальна частота видачі даних	200 кГц по кожному каналу
Вихідний діапазон	± 5 В
Вихідний струм, не більше	± 10 мА
Цифрові входи і виходи	
Кількість входів	16
Кількість виходів	16
Тип логіки	КМОП (74 *HCT*)
АЦП (живлення від шини *USB*)	
Споживаний струм	до 240 мА (в активному режимі без ЦАП), до 380 мА (в активному режимі з ЦАП)
Габарити 129x95x26 мм	

1. ДВ – діапазон вимірювань.



Рисунок 4.5 – Зовнішній вигляд аналогово-цифрового перетворювача моделі *E*14 – 440

Персональний комп'ютер типу *Intel Pentium* використовувався у комплексі вимірювальної апаратури для обробки інформації зібраної за допомогою вище вказаних датчиків. Аналоговий сигнал від датчиків перетворено у цифровий за допомогою АЦП. На персональному комп'ютері було встановлено програмне забезпечення *LGraph2*, що безкоштовно розповсюджується. Даний програмний продукт призначений для реєстрації, візуалізації та обробки аналогових сигналів, записаних за допомогою вимірювальних плат або модулів АЦП виробництва фірми *"L-CARD"*. Результатом вимірювань було графічне відображення залежності тиску та переміщення від часу.

4.3 Лабораторна установка (опис конструкції та принципу дії експериментальної установки)

У зв’язку з неможливістю виготовлення зразка установки [115, 116, 117, 118], конструктивна схема якої подана на рисунку 2.35 (див. розділ 2.4), через її значну складність та вартість (аналог – Установка

вібраційна тороїдальна ТВУ-80-1М з бункером об’ємом 80 літрів коштує 250 тис. грн.), то дослідні роботи виконувались на експериментальних зразках вібраційних установок з гідроімпульсним приводом.

Дослідні роботи з одновісним накладанням вібрації виконувались на установці прототипом якої є вібропрес ІВПМ – 16 [14, 90] (рисунок 4.6). На даній віброустановці було встановлено вібраційний гідроциліндр оригінальної конструкції розроблений автором.

Гідроімпульсним привод експериментальної віброустановки з одновісним накладанням вібрації (див. рисунок 4.6) включає: насос 1 постійної продуктивності типу НШ 100-3, запобіжний клапан 2 типу Г52-2, регулятор потоку 3 типу ПГ-55-24 [119], двопозиційний розподільник 4 з ручним керуванням оригінальної конструкції, фільтр 5, манометр 11, що приєднаний до напірної лінії за допомогою крану 12. А також до складу приводу входить вертикальний вібраційний гідроциліндр 6, плунжер якого з'єднаний із вібростолом 7. Робоча порожнина А вібраційного гідроциліндра з'єднана за допомогою гідролінії 8 з насосною станцією. Зливна порожнина Б вібраційного гідроциліндра з'єднана із баком 18 каналом 19. Залишки рідини з порожнини утвореною кулькою 20 та внутрішнім отвором гідроциліндра 6 витісняються через дросель 17 у бак 18. Вібростіл 7 підпружинений відносно станини 9 пружинами 10. Станина 9 встановлена на віброізоляції 16.

Робота вібраційного гідроциліндра докладно описана у розділі 2.3.2.

Для контролю режимів роботи установки використовувались два датчики тиску 13, 14 та індукційний датчик переміщення 15 (див. розділ 4.2).

У таблиці 4.4 наводяться основні конструктивні параметри і технічна характеристика гідроімпульсного приводу експериментального вібропресу.

Гідролінія 8 являє собою сталеву трубу з приведеним модулем об'ємної пружності $E_{\text{пр8}} = 2{,}84 \cdot 10^{10}$ Па.

Фото експериментальної віброустановки з одновісним накладанням вібрації показано на рисунку 4.7.

Досліди з використанням просторового вібраційного навантаження виконувались на установці з двома приводними гідроциліндрами, яка виготовлена у Вінницькому національному технічному університеті (ВНТУ) та установлена в лабораторії кафедри «Металорізальні

верстати та обладнання автоматизованих виробництв». Установка спроектована доцентом кафедри ВНТУ «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованого виробництва» – Обертюхом Р. Р. (рисунок 4.9). Виконавча ланка (вібростіл) даної машини може здійснювати вертикально-лінійні і кутові вібрації.

Таблиця 4.4

Основні конструктивні параметри і технічна характеристика дослідної установки з гідроімпульсним приводом

Назва параметра і його позначення	Одиниці вимірювання	Числове значення параметра
Площа поперечного перерізу плунжера вертикального циліндра ($f_ц$):	$м^2$	$1{,}65 \cdot 10^{-2}$
Жорсткість пружних елементів повернення вібростола ($К_{п.е}$):	Н/м	$2{,}4 \cdot 10^{6}$
Діапазон регулювання максимального ходу поршня $x_{.max}$ гідроакамулятора	м	$0…3{,}4 \cdot 10^{-3}$
Акумулюючий об'єм гідросистеми ($V_{а.о}$)	$м^3$	$1{,}64 \cdot 10^{-3}$
Довжина гідролінії 12 (l_8)	м	0,05
Усереднена величина площі поперечного перерізу гідролінії 12 (f_8)	$м^2$	$1{,}96 \cdot 10^{-3}$
Подача гідронасоса ($Q_Н$)	$м^3/с$	$0…1{,}1 \cdot 10^{-3}$
Маса вертикальної робочої ланки m_1, що включає в себе маси плунжера вібраційного гідроциліндра, вібростола, бункер *U*-подібної форми	кг	60
Максимальний робочий тиск в гідросистемі основного привода (p_{max})	$м^2$	$1{,}29 \cdot 10^{-3}$
Потужність електродвигуна насоса гідроімпульсного привода ($N_{ДВ}$)	кВт	18,5

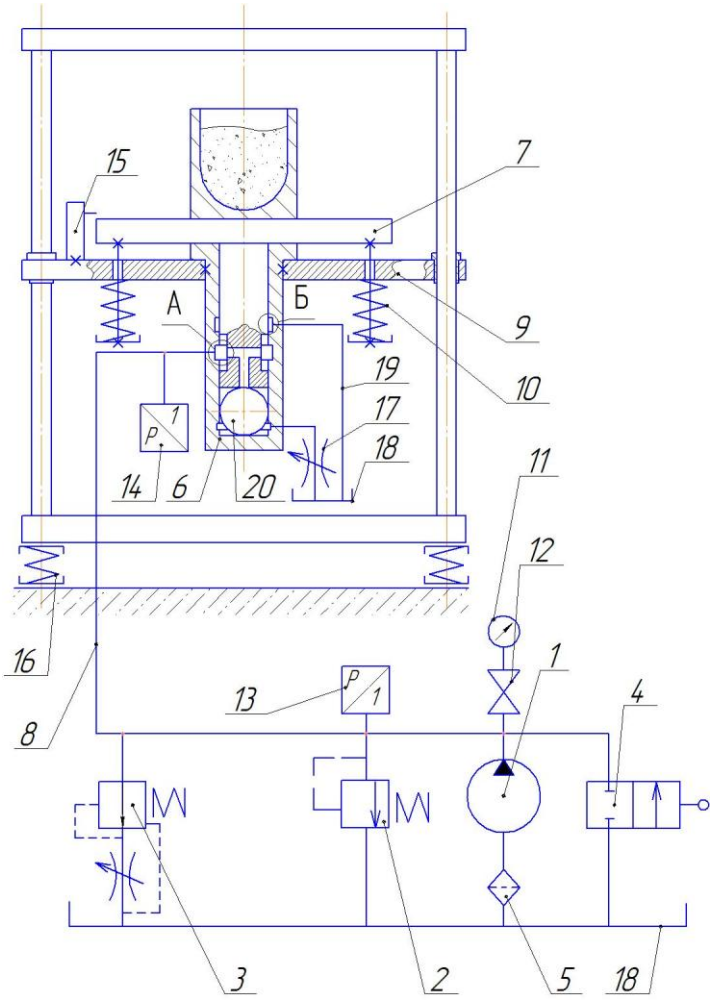


Рисунок 4.6 – Принципова гідрокінематична схема експериментальної віброустановки з одновісним накладанням вібрації

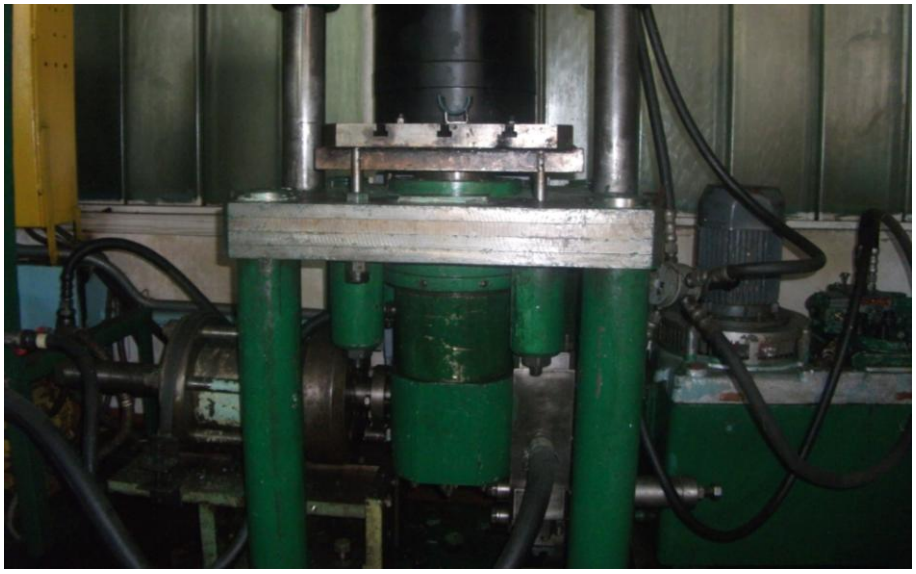


Рисунок 4.7 – Фото експериментальної віброустановки з одновісним накладанням вібрації

На рисунку 4.9 показана принципова гідрокінематична схема експериментального зразка віброустановки для створення просторового вібронавантаження з встановленими на ній датчиками контролю її основних параметрів. На даному стенді проводилися досліди для перевірки адекватності математичної моделі гідроімпульсного приводу УВО при двох координатному вібраційному навантаженні. Враховуючи те, що при незначній величині амплітуди кутової вібрації (до 1мм) відхилення від лінійності не перевищуватиме 2%, що є допустимим для подібних дослідних робіт.

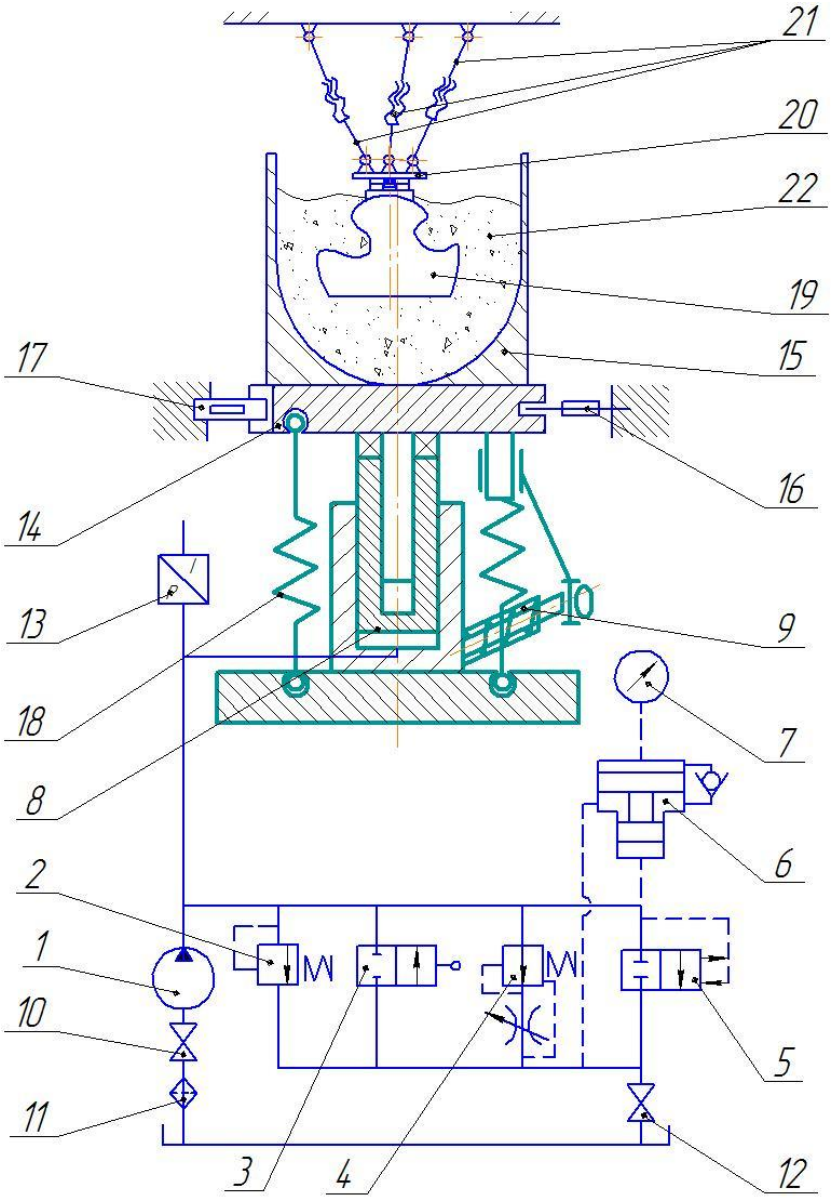


Рисунок 4.8 – Принципова гідрокінематична схема експериментальної віброустановки з просторовим вібраційним навантаженням

Установка (див. рисунок 4.8) складається з гідронасоса 1 типу НШ – 100 – 2 ГОСТ 8753 – 71, запобіжний клапан 2 (20 – 200 – 2 ГОСТ 21148 – 75), регулятор потоку 3 (ПГ – 55 – 24), віброзбуджувач 4, демультиплікатор 5, що з'єднаний через кран 6 з манометром 7. Демультиплікатор 5 використаний з метою унеможливлення передачі високого пульсуючого тиску на пульт керування установки. Шкала манометра 7 відтарована у відповідності з реальними значеннями величин тиску в гідросистемі установки.



Рисунок 4.9 – Фото експериментальної віброустановки з просторовим вібраційним навантаженням

Гідроапаратура 2, 3, 4 та 5 стиковим способом кріпиться за допомогою шпильок до розподільного паралелепіпеда (на рисунку 4.8 не показаний), яка пристиковується до лінійного гідроциліндру 8, який в свою чергу стикується бічною поверхнею з кутовим вібраційним гідроциліндром оригінальної конструкції 9.

Фото експериментальної віброустановки з просторовим вібраційним навантаженням показано на рисунку 4.9.

Гідронасос 1 через кран 10 з'єднаний із сітчастим фільтром 11, що вбудований у всмоктуючий відсік гідробака. Лінія зливу розподільної плити з'єднана із гідробаком через кран 12.

Таблиця 4.5

Конструктивні параметри експериментальної установки

Назва параметра і його позначення	Одиниці вимірювання	Числове знач. параметра
Площі поперечного перерізу:		
– плунжера кутового циліндра (f_2)	м^2	$2{,}83 \cdot 10^{-3}$
– плунжера лінійного циліндра (f_3)	м^2	$5{,}02 \cdot 10^{-3}$
Жорсткість пружних елементів повернення:		
– плунжера кутового циліндра (K_2)	Н/м	$1{,}02 \cdot 10^{6}$
– плунжера лінійного циліндра (K_{13})	Н/м	$2{,}37 \cdot 10^{6}$
Умовний прохід (d_y)	м	$2{,}5 \cdot 10^{-2}$
Початковий об'єм гідросистеми віброустановки (W_0)	м^3	$9{,}05 \cdot 10^{-4}$
Подача гідронасоса (Q_H)	м^3/с	$2{,}3 \cdot 10^{-3}$
Усереднена величина площі поперечного перерізу напірної гідролінії (f_5)	м^2	$1{,}29 \cdot 10^{-3}$
Діаметр плити виконавчої ланки ($d_{ВЛ}$)	м	1,0
Довжина кривошипа (r_2)	м	$3{,}45 \cdot 10^{-1}$
Довжина шатуна (l_k)	м	$6{,}5 \cdot 10^{-2}$
Діапазон зміни площі прохідного перерізу дроселя (регулятора частоти імпульсів тиску)	м^2	0 … $2{,}83 \cdot 10^{-5}$
Маса ланок віброустановки:		
– станини (M_1)	кг	1500
– виконавчої ланки ($M_{ВЛ}$)	кг	168
Кут між кривошипом і направляючою (φ)	град.	14,56
Кут між кривошипом і шатуном (α)	град.	74,50

Контроль поточних параметрів установки виконувався осцилографування за допомогою тензометричних датчиків тиску і переміщен-

ня. Датчик 13 для контролю величини тиску в гідросистемі ввімкнений в напірну гідро лінію. Величина переміщення виконавчої ланки 14, на якій встановлений контейнер з абразивною масою 15, в лінійному та кутовому напрямках вимірювалась датчиками 16 і 17. Постійне навантаження на виконавчу ланку змінювалась варіюванням попередньої деформації елементів пружного повернення 18.

Конструктивні параметри установки наведені в таблиці 4.5.

4.4 Аналіз результатів експериментально визначених робочих параметрів приводів установки

При виконанні дослідних робіт на установці схема якої подана на рисунку 4.3 проводився контроль таких величин: тиск p_y в порожнині вібраційного гідроциліндра (датчик 14 див. рисунок 4.3), вертикальні переміщення $x_{Цl}$ вібростола (датчик 28).

Для вимірювання тиску застосовувалися трубчасті тензометричні датчики, для вимірювання переміщень - індукційні датчики (див. розділ 4.2).

Комплекс вимірювально-реєструючої апаратури описаний в пункті 4.3.

Робочий режим гідроімпульсного приводу УВО з вібраційним гідроциліндром показаний на осцилограмі (рисунок 4.10), на якій відображено зміни тиску в порожнині гідроциліндра (крива Ц) та переміщення робочого столу (крива Р).

Для аналізу робочих режимів приводу УВО на основі наведених осцилограм виберемо початок відліку в точці, що відповідає мінімальному тиску в порожнині гідроциліндра (точка 1 на кривій Ц, або точка 1Ц). Тоді підвищення тиску до значення p_1 відбувається на ділянці кривої 1Ц-2Ц. Збільшення тиску в порожнині гідроциліндра (ділянка кривої 1Ц-2Ц) відбувається практично миттєво (див. розд. 3.3) у порівнянні, наприклад, з тривалістю переміщення робочого столу (ділянка кривої 1Р-2Р-3Р), до якого призводить даний імпульс тиску.

Періодичність зміни тиску в порожнині гідроциліндра визначається тиском p_1, настройки спрацювання віброзбуджувача і тиском p_2 його закриття.

З моменту досягнення тиску p_1, зусилля, що створює даний тиск на площу плунжера перевищує зусилля настройки пружини, – внаслі-

док чого плунжер вібраційного гідроциліндра починає переміщуватися. Його переміщення на величину золотникового перекриття Δ супроводжується відкриттям зливного каналу (2Ц-3Ц та 2Р-3Р), що призводить до падіння тиску (3Ц-4Ц) в порожнині вібраційного гідроциліндра до величини p_2.

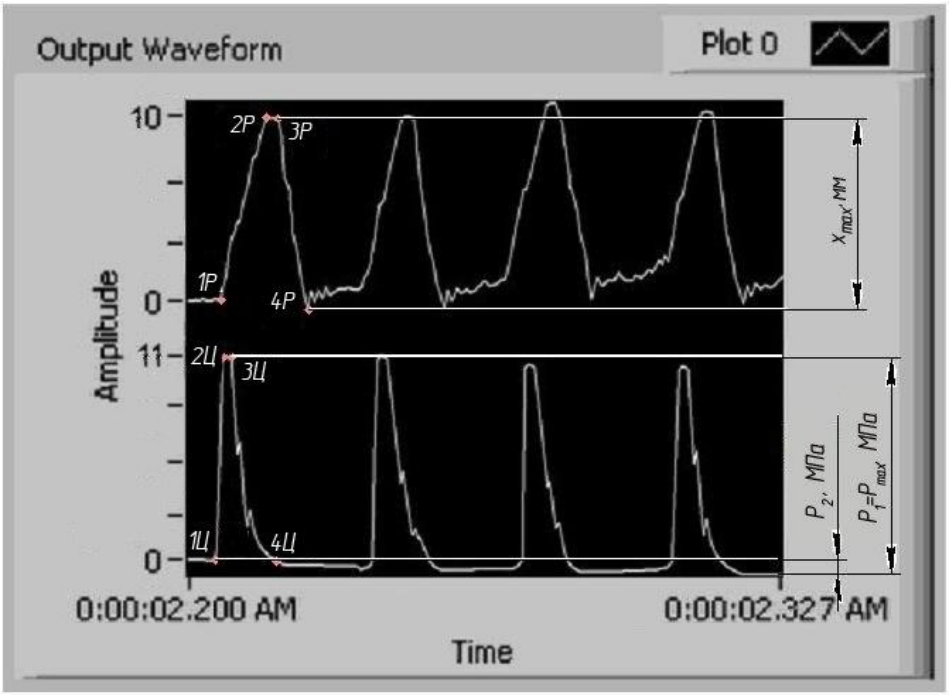


Рисунок 4.10 – Осцилограма робочого режиму гідроімпульсного приводу експериментальної УВО при p_1 = 11 МПа, x_{max} = 1,0·10^{-3} м, f = 32·Гц, Qн$_1$ = 0,8·10^{-3} м^3/с: Ц – тиск в гідроциліндрі; Р – переміщення робочого органу

Плунжер повертається у початкове положення перекриваючи зливний канал. В цей момент в гідросистемі можуть спостерігатися коливання тиску рідини, пов'язані із закриттям запірного елемента віброзбуджувача в результаті падіння тиску до величини p_2 і з'єднанням порожнини гідроциліндра із зливним баком (3Ц - 4Ц).

Підвищення частоти проходження імпульсів тиску при заданому тиску спрацьовування віброзбуджувача p_1 найбільш просто досягається збільшенням подачі насоса гідроімпульсного приводу (див. розділ 3.5). Тривалість τ_0 і амплітудне значення p_{max} короткочасних імпульсів тиску рідини визначаються, головним чином, подачею насоса та жорсткістю пружних елементів повернення (розділ 3.5).

Експериментальними дослідженнями режимів роботи експериментальної установки в якій використовувався вібраційний гідроциліндр встановлено:

1. Залежність частоти імпульсів тису, що створюються у циліндрі від площі поперечного перерізу щілини дроселя 17 (функція $\nu\ (f_{д})$ на рисунку 4.11) нелінійна з найбільшим значенням нелінійності на початку і в кінці частотного діапазону. Це можна пояснити тим, що при малих значеннях величини площі $f_{д}$ закон зворотного ходу золотника основного каскаду віброзбуджувача формується головним чином турбулентним демпфуванням потоку дроселем 17 (див. рисунок 4.6), а при величині $f_{д}$ близькою до площі умовного проходу віброзбуджувача на характер зворотного ходу плунжера сильний вплив здійснює гідравлічний опір відкритій на злив щілини запірного елемента.

2. Величина амплітуди лінійного переміщення в інтервалі частот 5 ... 45 Гц та 75... 100 Гц від частоти проходження імпульсів тиску не залежать. Падіння величини амплітуди на ділянках осі ν (див. рисунок 4.12) 45 ... 75 Гц пояснюється зміною фізико-механічних властивостей абразивного середовища.

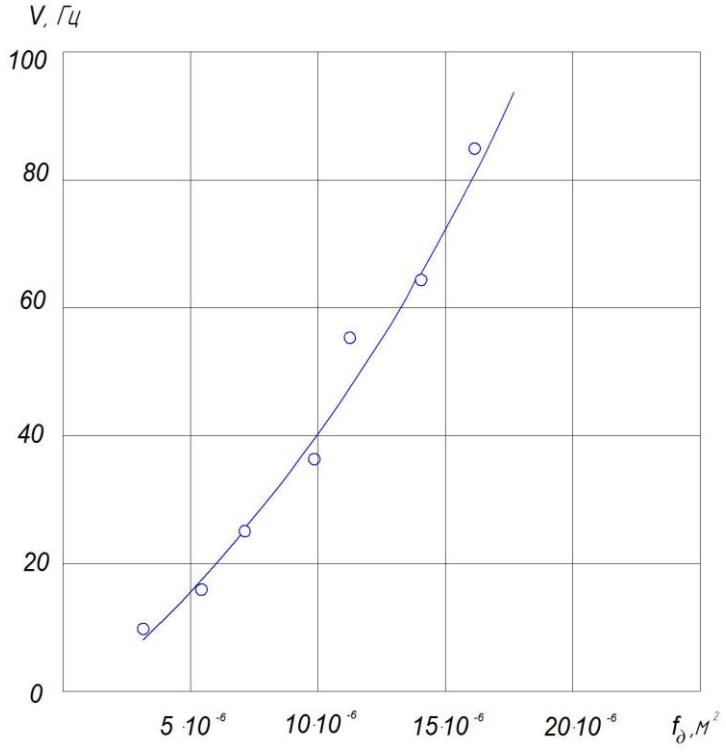


Рисунок 4.11 – Залежність частоти проходження імпульсів тиску від величини прохідного перерізу щілини дроселя

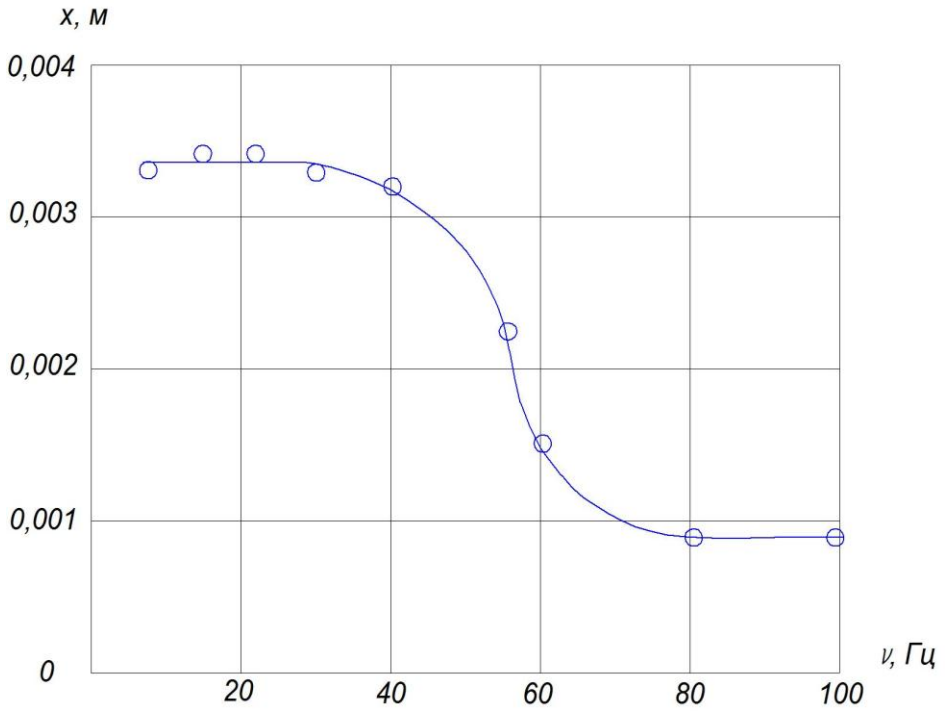


Рисунок 4.12 – Залежність амплітуди переміщення від частоти проходження імпульсів тиску

серія дослідів виконувалась на установці схема якої подана рисунку 4.8.

Віброзбуджувач даної установки має широкий діапазон регулювання частоти проходження імпульсів тиску і переміщень, що відображено на осцилограмах, наведених на рисунках 4.13 ... 4.15. Осцилограми записані при попередній деформації елементів пружного повернення плунжерів лінійного та кутового гідроциліндрів κ_0 = (6 ... 20) · 10^{-3} і пружини повернення золотника основного каскаду віброзбуджувача κ_3 =18.10^{-3} м. Регулювання частоти проходження імпульсів тиску виконувалося зміною площі прохідного перерізу дроселя 4 (див. рисунок 4.8).

Діапазон регулювання частоти імпульсів тиску виявлено експериментально і охоплює інтервал від 3 Гц до 90 Гц.

Методика визначення необхідної потужності електродвигуна насоса гідроімпульсного приводу та його необхідної подачі наведено у Додатку Б.

На першому етапі початку роботи відбувається процес набору тиску в гідросистемі, чим і відрізняється перший імпульс тиску від на-

ступних (див. рисунок 4.13). Відмінність полягає в тривалості наростання переднього фронту імпульсу. В даний момент часу відбувається деформація ущільнень, вибірка зазорів і взаємодія контактуючих поверхонь.

При роботі на низькочастотному режимі (див. рисунок 4.13) передній фронт *abcde* імпульсу тиску *abcdefh* спостерігається складний нелінійний характер, який складається з декількох ділянок. На ділянці *ab* відбувається підвищення тиску до величини $p_{нд,}$ при якій починається рух рухомих частин віброустановки.

При роботі на низькочастотному режимі (див. рисунок 4.13) рух виконавчої ланки починається в точці a_1 при переважному переміщенні станини (експериментальна установка при проведенні експериментів на фундамент не встановлювалася, а була встановлена на віброізолюючу підставку). Після деформації підставки, відбувається переміщення вгору виконавчої ланки за законом близькому до лінійного ($c_1d_{1)}$. Між імпульсами тиску і переміщення спостерігається фазовий зсув, обумовлений дією дисипативних сил і інерційністю багатоступінчастої системи віброустановки.

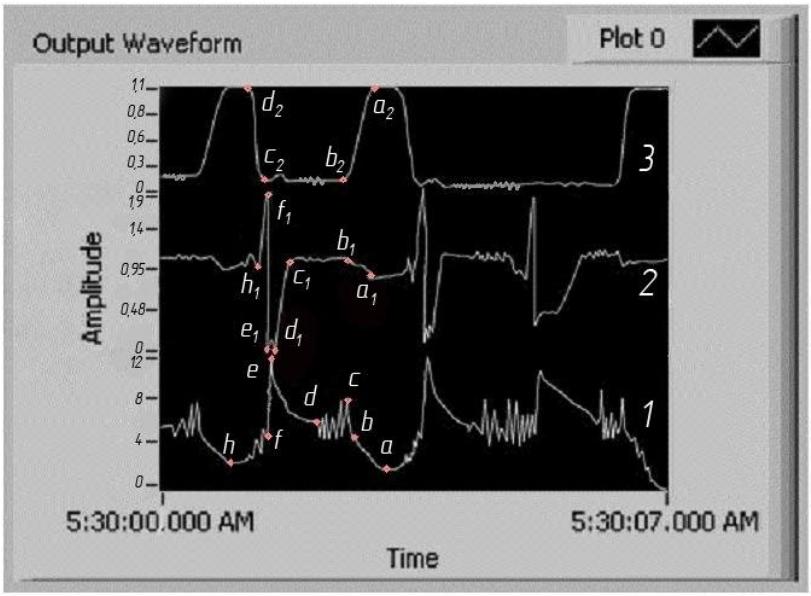


Рисунок 4.13 – Осцилограма процесу роботи віброустановки з частотою роботи 5Гц: 1 – зміна тиску в порожнині виконавчих гідроциліндрів, МПа; 2 – лінійне переміщення вздовж осі *z*, 10^{-3} м; 3 – кутове переміщення вздовж осі *x*, 10^{-3} м

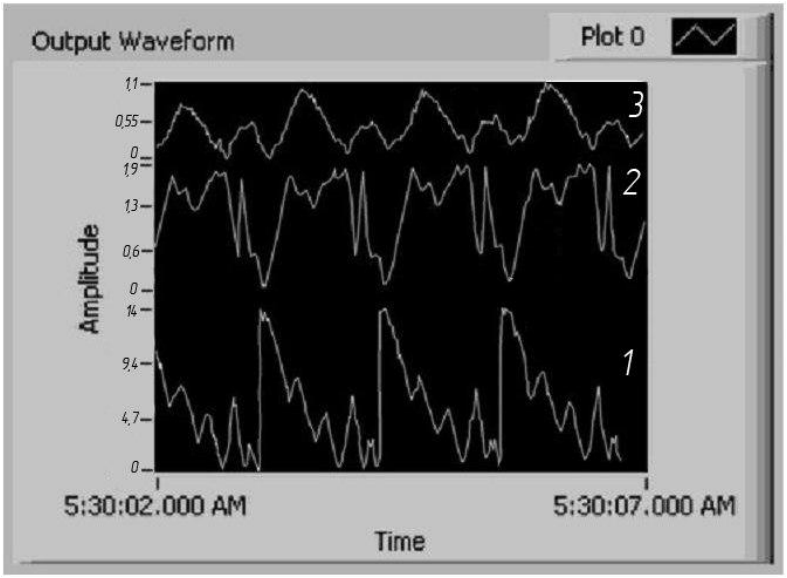


Рисунок 4.14 – Осцилограма процесу роботи віброустановки на частоті 25Гц: 1 – зміна тиску в порожнині виконавчих гідроциліндрів, МПа; 2 – лінійне переміщення вздовж осі *z*, 10^{-3} м; 3 – кутове переміщення вздовж осі *x*, 10^{-3} м

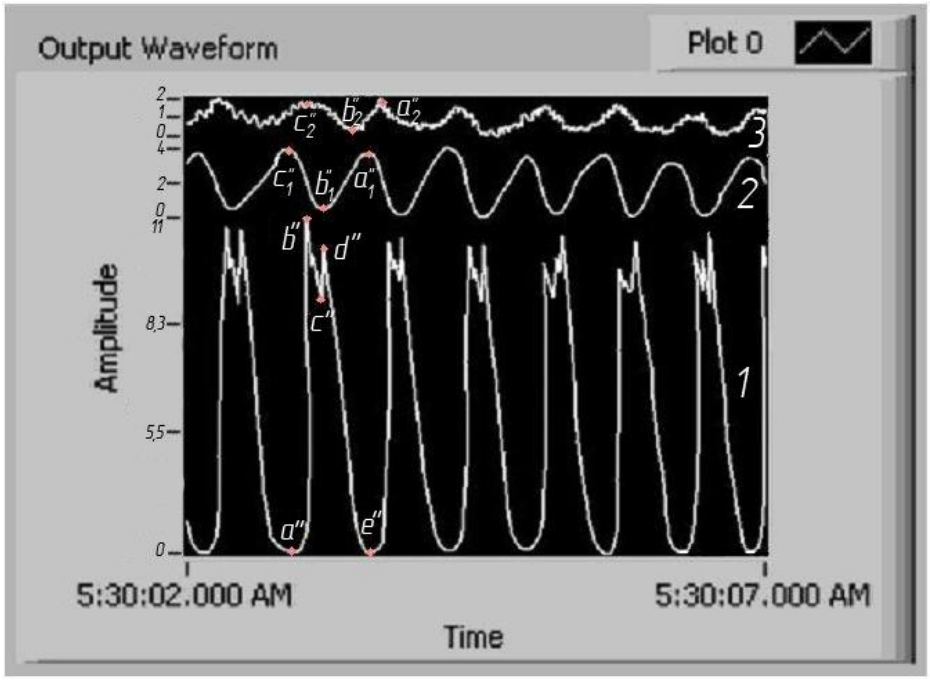


Рисунок 4.15 – Осцилограма процесу роботи віброустановки у високочастотному режимі: 1 – зміна тиску в порожнині виконавчих гідроциліндрів, МПа; 2 – лінійне переміщення вздовж осі *z*, 10^{-4} м; 3 – кутове переміщення вздовж осі *x*, 10^{-4} м

При зворотному русі плунжера лінійного гідроциліндра, вплив потоку рідини, що генерується цим рухом, в поєднанні з фазовим зсувом між імпульсами тиску і переміщенням виконавчої ланки є причиною затримки останнього в крайньому повернутому положенні (ділянка b_2c_2 імпульсу, кутового переміщення $a_2b_2c_2d_{2,}$ див. рисунок 4.13). Негативне переміщення в кінці його зворотного ходу (ділянка e'_1f_1 імпульсу $e'_1f_1h_1$ див. рисунок 4.13) описує ударну взаємодію станини з віброізолюючою підставкою.

При низьких частотах (рисунок 4.14) спостерігається порівняно велика тривалість набору тиску в гідросистемі, що пояснюється повільним проходженням золотника основного каскаду віброзбуджувача негативного перекриття при зворотному ході останнього (передній фронт імпульсу тиску *abcde),* коли частина рідини, що подається насосом надходить на злив. Складний характер ділянки *cd* пов'язаний з перехідним процесом спрацьовування першого каскаду віброзбуджувача. Ділянка *fh* заднього фронту імпульсу тиску утворюється в результаті взаємодії рідини, що подається насосом потоку, утвореного зворотним рухом виконавчих плунжерів.

Процес роботи віброустановки при тиску відкриття віброзбуджувача, що значно перевищує номінальне (див. рисунок 4.15) характеризується імпульсом тиску, що має передній фронт пилоподібної форми і подвійним імпульсом лінійного та кутового переміщення виконавчої ланки. Нелінійність переднього фронту пояснюється зростанням сил тертя і внутрішніх витоків, рідини з напірної порожнини віброзбуджувача в зливну. Подвійна форма імпульсів переміщень пояснюється взаємодією потоків рідини, утворених при зворотному ході плунжерів виконавчих гідроциліндрів. При роботі на високих частотах (див. рисунок 4.15) спостерігається зсув фаз між імпульсами тиску $a_1''b_1''c_1''d_1'''e_1''$ та лінійного переміщення $a_1''b_1''c_1''$ незначний, а в кутовому напрямку коливання відбуваються зі значним зрушенням по фазі по відношенню до зміни тиску і лінійного переміщення. В даному випадку важливо зазначити, що кутові вібрації відбуваються в крайньому повернутому положенні. Це можна пояснити інерційністю гідравлічного каналу, що з'єднує порожнини виконавчих гідроциліндрів, різного за величиною опору переміщенню плунжерів кутового і лінійного гідроциліндрів і різної частоти коливань виконавчої ланки в кутовому і лінійному напрямках. Перехідний процес, відкриття вібро-

збуджувача при роботі на високих частотах, описуваний ділянкою *b"c"d"* імпульсів тиску, на форму імпульсів переміщення впливу не здійснює. При роботі в високочастотному режимі підйом (ділянка *a"b")* і скидання (ділянка *d"e")* тиску в гідросистемі відбуваються за законом близькому до лінійного. Форма імпульсів переміщення в кутовому і лінійному напрямках - трикутна, близька до синусоїдальної, а тривалості прямого і зворотного ходів виконавчої ланки практично не відрізняються (див. рисунок 4.15).

Паралельно з вимірюванням основних робочих параметрів приводу віброустановки вимірювалася залежність шорсткості поверхні від амплітуди вібрації. На рисунку 4.16 показані графіки залежності шорсткості поверхні від амплітуди вібрації для зразків деталей типу кутник прохідний (Ду 50) виготовлених із матеріалів – Сталь 5 та чавун СЧ 12-28 з вихідною шорсткістю після лиття.

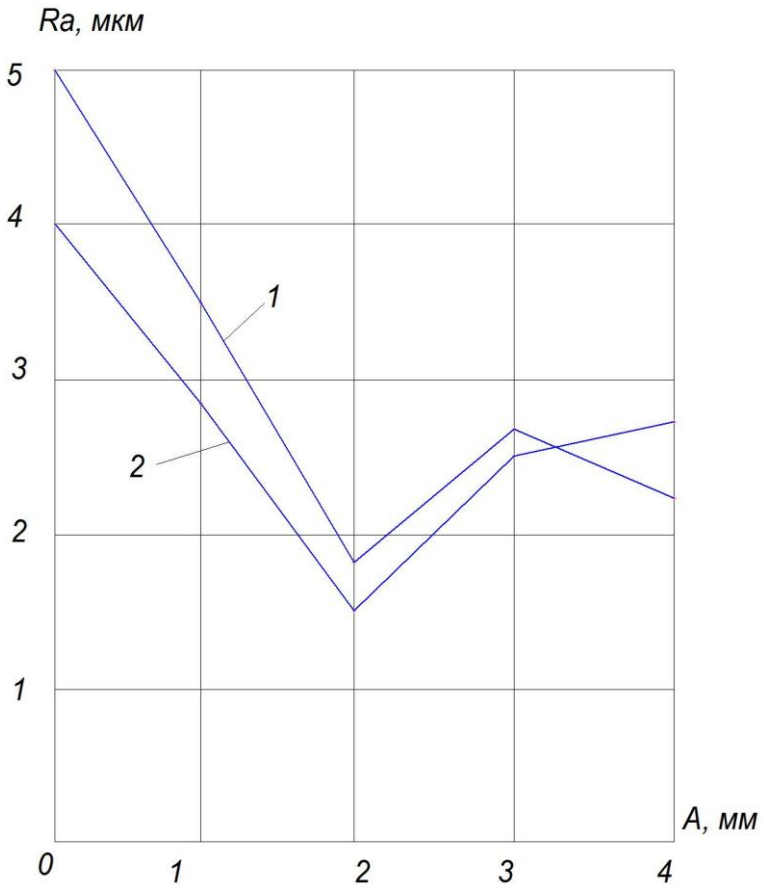


Рисунок 4.16 – Залежність шорсткості поверхні від амплітуди вібрації для матеріалів: 1 – Сталь 5; 2 – чавун СЧ 12-28

Можна відмітити вплив вихідної висоти мікронерівностей на кінцевий результат при роботі з малими амплітудами *(A* = 1-2 мм*)*. При віброобробці литої поверхні спочатку (зі збільшенням *A* до 2 мм) відбувається зменшення R_a, а потім характер залежності R_a–A змінюється в сторону збільшення R_a. Це можна пояснити тим, що при грубих мікронерівностях поверхні (литої) інтенсивність знімання металу при *A* = 1 мм недостатня для їх видалення за короткий час, внаслідок чого на оброблюваній поверхні залишаються порівняно невеликі гребінці мікронерівностей. Зі збільшенням амплітуди коливань до 2 мм зняття металу збільшується і стає достатнім для видалення вихідних мікронерівностей. В цьому випадку утворюється нова шорсткість поверхні, відповідає прийнятій характеристиці абразиву і величині амплітуди коливань і є в даному випадку по висоті меншою, ніж шорсткість вихідної поверхні.

Виходячи з отриманих залежностей (див. рисунок 4.16) можна визначити найбільш раціональні режими обробки, це амплітуда *A* = 2,5 мм і частота *f* = 30 Гц.

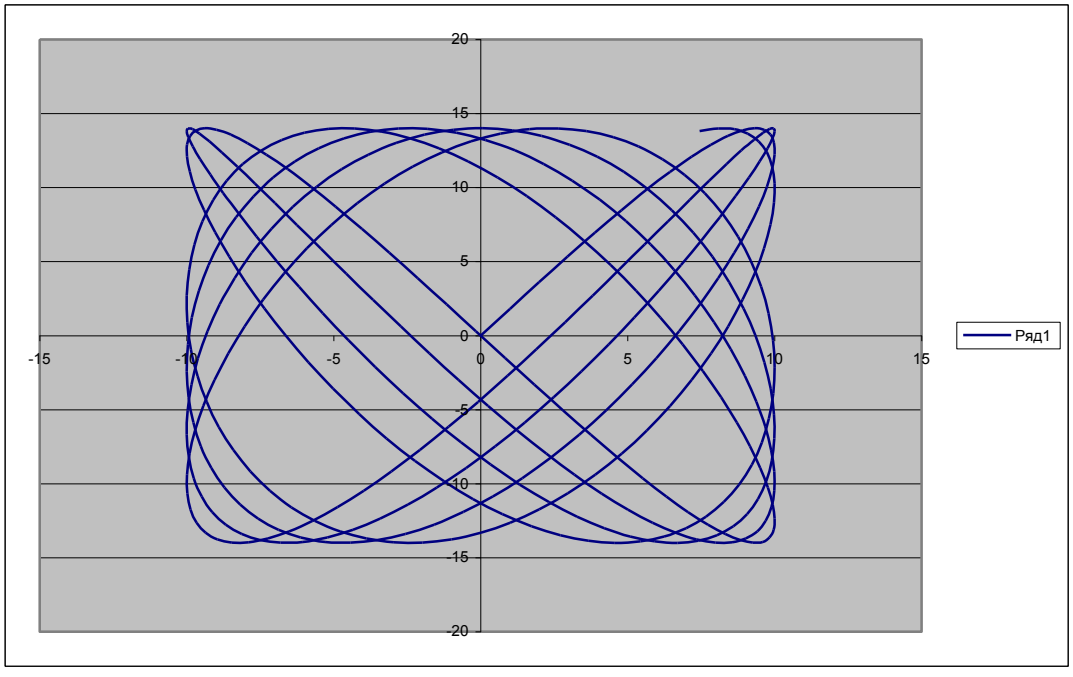


Рисунок 4.18 – Траєкторія руху стола експериментальної установки при високочастотному режимі роботи

З наведених осцилограм видно, що найбільш близьким до синусоїдального є переміщення стола при високочастотному режимі роботи установки. Просторове відображення траєкторії руху стола при високочастотному режимі роботи наведено на рисунку 4.18. Траєкторія являє собою фігуру Ліссажу із зсувом фаз π/2 та співвідношенням амплітуд 4:2, що відповідає теорії складання параметричних коливань.

Порівняння величин параметрів робочого циклу віброустановки, отриманих в ході експериментів і розрахунковим шляхом виконувалися на основі зіставлення графіків теоретичних і експериментальних залежностей $v(f_{\partial})$ (рисунок 4.18) і $x(t)$, $y(t)$ із (рисунок 4.19).

Обчислення відносної похибки між розрахунковими і експериментальними значеннями параметрів віброустановки проводилася за формулою [113, 114]

$$\delta = \left[\frac{(a_T - a_E)}{a_T} \right] \cdot 100\%, \qquad (4.14)$$

де δ – відносна похибка між значеннями параметрів у %;

a_m, a_E - відповідно теоретичне та експериментальне значення величини параметра.

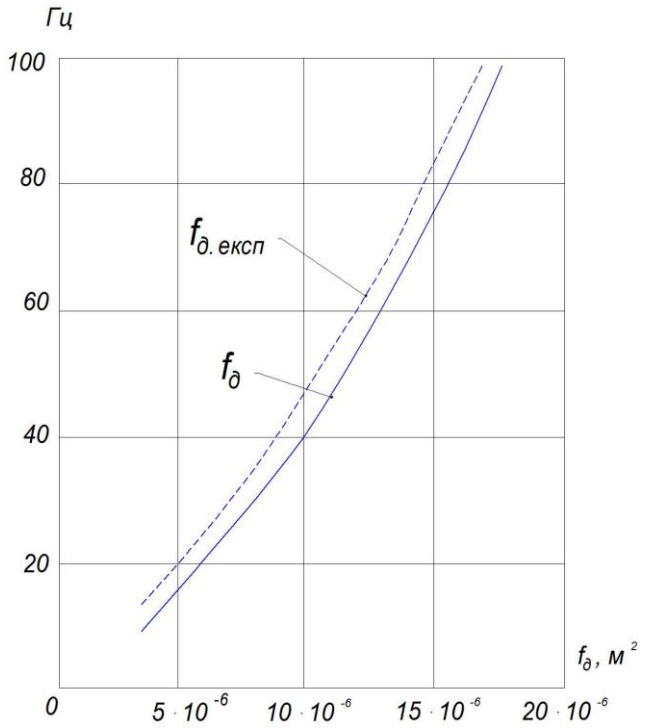


Рисунок 4.18 – Співставлення теоретичної та експериментальної залежності $f_{\partial}(v)$

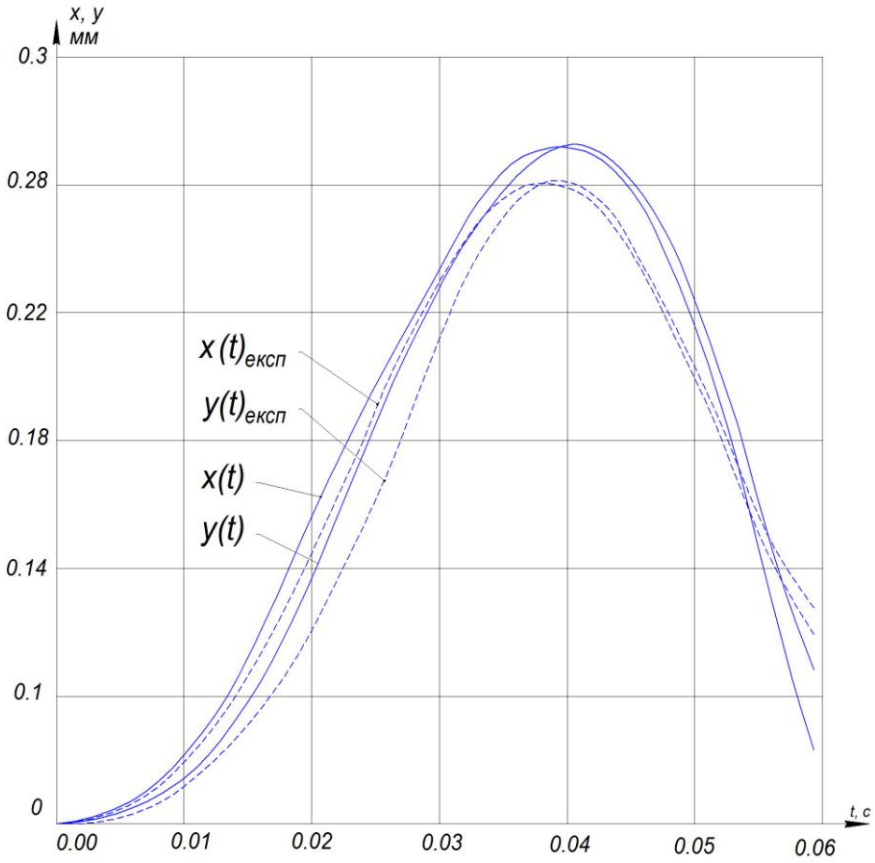


Рисунок 4.19 – Співставлення теоретичних та експериментальних залежностей *x(t), y(t)*

Точність визначення експериментальних величин параметрів розраховувалася за залежністю (4.3), де величини середньої квадратичної погрішності прийнято відповідно до рекомендацій [109, 111, 120]. Зокрема: для датчиків тиску *±1,5%* і переміщення *±1,5%,* сумарна похибка цифрово-аналогового перетворювача та персонального комп'ютера *±0,7%* і відносна похибка помилка при обчисленні параметрів по осцилограмі *±5%*. В результаті розрахунків відносна похибка при вимірюванні тиску становить *±5,8%,* а переміщень *±6,26%*, що задовольняє вимоги, які пред'являються до технічних вимірювань при дослідженнях гідроприводів [121].

При зіставленні (див. рисунок 4.18 і 4.19) теоретичних і експериментальних значень і величин параметрів робочого циклу віброустановки встановлено, що відносна похибка за амплітудою переміщень у двох координатах, відповідно 8 ... 10%, 6 ... 9%. Отримані результати

дозволяють вважати, що розроблені динамічна і математична моделі робочого ходу адекватними реальній системі.

Проведені технологічні дослідження на гідроімпульсній віброустановці з очищення від оксидів за допомогою кварцового піску зразків деталей типу кутник прохідний (Ду 50) показали, що найбільш ефективне очищення відбувається при складнопросторовому вібронавантаженні і на частотах в межах 20 ... 30 Гц з амплітудою коливань плунжерів гідроциліндрів 1,5 ... 2,5 мм. У порівнянні з однокоординатним (осьовим) вібронавантаженням з такими самими параметрами вібрації, тривалість процесу очищення зразків деталей типу кутник прохідний (Ду 50) до тієї ж якості зменшується на 40%.

ВИСНОВКИ

В монографії запропоновано вирішення актуальної наукової задачі щодо створення гідроімпульсного приводу установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації, який забезпечує підвищення продуктивності процесу віброабразивної обробки за рахунок накладання зовнішнього складнопросторового вібронавантаження робочими ланками з гідроімпульсним приводом.

В результаті аналізу особливостей відомих технологічних процесів віброабразивної обробки деталей складної конфігурації і тенденцій розвитку вібраційного обладнання з різними типами приводів встановлено, що найбільш перспективним є гідроімпульсний привод, який забезпечує складнопросторове вібронавантаження оброблюваних об'єктів. Для віброабразивної обробки поверхонь виробів складної конфігурації складнопросторовий режим вібронавантаження створюється сукупністю розрахункових осьових коливань робочих ланок гідроімпульсної установки.

На основі структурної схеми віброустановки розроблені динамічні та математичні моделі, за допомогою яких проведені теоретичні дослідження параметрів гідроімпульсного приводу установки, що забезпечує складнопросторовий режим вібронавантаження. Отримані аналітичні залежності для визначення робочих кінематичних параметрів руху центра мас робочої камери віброустановки. Розроблено програмне забезпечення їхніх рішень.

В результаті теоретичного дослідження математичної моделі підсистеми гідроімпульсного привода (вібраційного гідроциліндра), яка представлена нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку, з урахуванням прийнятих припущень, отримано рішення у вигляді аналітичних залежностей зміни в часі переміщення плунжера та зміни тиску в порожнині гідроциліндра.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що частота імпульсів тиску у вібраційному гідроциліндрі залежить від площі f_{∂} поперечного перерізу щілини дроселя у зливній лінії і має нелінійний характер. Величина амплітуди лінійного переміщення в інтервалі частот 5 ... 45 Гц та 75... 100 Гц не залежить від частоти проходження ім-

пульсів тиску. Падіння величини амплітуди на ділянках осі *v* 45 ... 75 Гц пояснюється зміною фізичного стану абразивного середовища.

При порівнянні теоретичних і експериментальних значень кінематичних параметрів руху виконавчої ланки віброустановки визначені розбіжності по амплітуді лінійного переміщення відповідно 6 ... 10%. Отримані результати задовольняють вимогам проектних розрахунків і дозволяють вважати прийняту систему припущень правомірною, а математичну модель робочого ходу адекватною реальній системі.

Проведені технологічні дослідження на гідроімпульсній віброустановці з очищення від оксидів за допомогою кварцового піску зразків деталей типу кутник прохідний (Ду 50) показали, що найбільш ефективне очищення відбувається при складнопросторовому вібронавантаженні і на частотах в межах 20 ... 30 Гц з амплітудою коливань плунжерів гідроциліндрів 1,5 ... 2,5 мм. У порівнянні з однокоординатним (осьовим) вібронавантаженням з такими самими параметрами вібрації, тривалість процесу очищення зразків деталей типу кутник прохідний (Ду 50) до тієї ж якості зменшується на 40%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Овчинников П. Ф. Виброреология / П. Ф. Овчинников. – Киев: Наукова думка, 1983. –272с.

2. Блехман И. И. Вибрационное перемещение / И. И. Блехман, Г. Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. – 410 с.

3. Бабичев Анатолий Прокофьевич. Основы вибрационной технологии / А. П. Бабичев, И. А. Бабичев. Ростов-на-Дону. Издательский центр ДГТУ, 1998. – 624с. – ISBN 5-7890-0043-6

4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.) – М: "Машиностроение", 1981. – Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела, 1981. – 509с., ил.

5. Бабичев Анатолий Прокофьевич. Вибрационная обработка деталей в абразивной среде / А. П. Бабичев. – М.: Машиностроение, 1968. – 92с.

6. Бабичев Анатолий Прокофьевич. Вибрационная обработка деталей / А. П. Бабичев. – М.: Машиностроение, 1974. – 136 с.

7. Бабичев Анатолий Прокофьевич. Конструирование и эксплуатация вибрационных станков для обработки деталей / А. П. Бабичев, Л. К. Зеленцов, Ю. М. Самодумский. – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского ун-та, 1981. – 160с.

8. Денисов П. Д. Анализ конструкций вибрационных машин непрерывного действия / П. Д. Денисов // – Вибрации в технике и технологиях. – №2 – Винница. – 1995. – С. 3–7.

9. Бэрнік Павло Степанович. Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки / П. С. Бэрнік, І. П. Паламарчук. – К.: Вища школа, 1996. –327 с.–ISBN 5-7763-8876-7.

10. Бэрнік Павло Степанович. Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов / П. С. Берник, Л. В. Ярмоленко; под ред. Берника П. С. – Винница : Издательский центр ВГСХИ, 1998. – 116 с.

11. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібромашин з декількома робочими ланками / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх // Вісник Вінниць-

кого політехнічного інституту. – 1994. – №1(2). – С. 82 – 88.

12. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной очистки внутренних поверхностей трубчатых изделий / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Н. Н. Вирнык // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Респ. межв. научн.-техн. Сборник. – 1992. – Вып. 27. – С. 83–86.

13. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидровибрационные машины обработки давлением (состояние и перспективы развития) / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, А. А. Гуменчук // Вестн. машиностроения. – 1993. – №12. – С. 8–12.

14. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, В. А. Крат. – К.: Техніка, 1982. – 576 с.

15. Быховский И.И. Центробежный вибрационный привод строительных и дорожных машин / И. И. Быховский, А. М. Виленкин. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1968. – 58 с.

16. Вайнкоф Я. Ф. Вибрационная техника на вспомогательных транспортных операциях / Я. Ф. Вайнкоф, А. К. Квитко. – М.: Машиностроение, 1964. – 164 с.

17. Герц Е. Ф. Пневматические приводы / Е. Ф. Герц. – М.: Машиностроение, 1969. – 360 с.

18. Гончаревич И. Ф. Электровибрационная транспортная техника / И. Ф. Гончаревич, Л. П. Стрельников. – М.; Гостекиздат, 1959. – 261 с.

19. Гордон А. В. Электромагниты переменного тока / А. В. Гордон, А. Г. Сливинская – М.; Энергия, 1968. – 200 с.

20. Ходжаев К. Ш. Колебания, возбуждаемые электромагнитами в линейных механических системах / К. Ш. Ходжаев // МТТ. – 1968. – № 5. – С.11–26.

21. Ходжаев К. Ш. Синтез электромагнитов, предназначенных для возбуждения вибраций / К. Ш. Ходжаев // Электричество. – 1975. – № 6. – С.63 – 68.

22. Чесноков А. Е. Колебания электромагнитного вибратора при наличии в его цепи последовательно подключенного конденсатора / А. Е. Чесноков // Научные записи Одесского политехнического института. – 1959. – т. XVI. –С.134 – 155.

23. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колеба-

ний / В. Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.

24. Блехман И. И. Что может вибрация?: О "вибрационной механике" и вибрационной технике / И. И. Блехман. – М. : Наука, 1988. – 208 с. – ISBN 5-02-013808-8 : 0.80 р.

25. Гончаревич И. Ф. Вибрация-нестандартный путь: вибрация в природе и технике / И. Ф. Гончаревич ; отв. ред. Э. Г. Гудушаури.–- М. : Наука, 1986. – 209 с.

26. Ганиев Р. Ф. Динамика частиц при воздействии вибраций. / Р. Ф. Ганиев, Л. Е. Украинский. – К., Наук. думка, 1975. – 168с.

27. Нагаев Р. Ф. Периодические режимы вибрационного перемещения / Р. Ф. Нагаев – М.: Наука, 1978. – 160 с.

28. Лавендел Эгон Эдгарович. Исследование движения модели загрузки при объемной вибрационной обработке / Э. Э. Лавендел, А. П. Субач, Г. Ю. Поплавский // Вопросы динамики и прочности. Рига: Зинатне. – 1970. – вып. 20 – С. 5–19.

29. Липовский Михаил Иванович. Об одном виде вибрационного перемещения сыпучей среды. / М. И. Липовский. – Изв. АН СССР, МТТ. – 1969. – № 3. – С. 3-9.

30. Слиеде П. Б. Исследование послойного движения сыпучего материала при продольном вибротранспортировании / П. Б. Слиеде // В кн.: Вопросы динамики и прочности – Рига: Зинатне, 1972. – т. 22. – С.19 –32.

31. Копылов Ю. Р. Динамика процесса и технологии виброударного упрочнения деталей сложной формы : Автореф. дис. д-ра. техн. наук: спец. 05.03.01 "Технологии и оборудование механической и физико-технической обработки" / Копылов Юрий Романович. – Воронеж, 1990. – 42 с.

32. Кулаков Ю. М. Отделочно-зачистная обработка деталей / Ю. М. Кулаков, В. А. Хрульков. – М.: Машиностроение, 1979. – 216 с.

33. Карташов И. Н. Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах / И. Н. Карташов, М. Е. Шаинский, В. А. Власов, Б. П. Румянцев [и др.] // К.: «Вища школа», 1975. – 188с.

34. Политов И. В. Использование вибрации для очистки и отделки поверхностей деталей / И. В. Политов, Н. А. Кузнецов – Ле-

нинград, 1966. – 36с.

35. Субач А. П. Динамика процессов и машин объемной и центробежной обработки насыпных деталей / А. П. Субач. – Рига: Знание, 1991. – 400 с.

36. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Плунжерний вібраційний гідроциліндр / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський // Процеси механічної обробки в машинобудуванні: Збірник наукових праць. Житомир. – 2011. – №31. – С. 218-226. – ISSN 1817-2997.

37. Манжілевський Олександр Дмитрович. Гідроімпульсний привод робочих ланок віброабразивних зачисних верстатів / О. Д. Манжілевський // Сучасні технології в промисловому виробництві: II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція, 17-20 квіт. 2012 р. : тези доп. – Суми, 2012. – С.51–52.

38. Бауман В. А. Вибрационные машины и процессы в строительстве. Учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов / В. А. Бауман, И. И. Быховский. – М.: «Высш. школа», 1977. – 255 с.

39. Сергиев А. П. Отделочно-зачистная обработка в свободных абразивных средах: [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: http://kafedratm.ru/nauchnaya-rabota/otdelochno-zachistnaya-obrabotka-v-svobodnich-abrazivnich-sredach.html.

40. Овчинников П. Ф. О резонансном режиме работы вибрационных машин / П. Ф. Овчинников. – Изв. вузов. Строительство и архитектура. – 1968. – № 10. – С. 171 – 177.

41. Михайлов Н. В. Основные принципы новой технологии бетона и железобетона / Н. В. Михайлов. – М. : Госстройиздат, 1961. – 53с.

42. Баркан Д. Д. Виброметод в строительстве / Д. Д. Баркан. – М. Госстройиздат, 1959. – 315с.

43. Десов А. Е. О рациональных режимах вибрирования бетонных смесей: Технология и свойства тяжелых бетонов / А. Е. Десов. // Тр. НИИЖБ. – 1959. – вып. 11. – С. 7 – 19.

44. Куннос Г. Я. О схематизации механизма вибрирования бетонных смесей / Г. Я. Куннос // Исслед. по бетону и железобетону. – 1957. – № 11. – С. 7 – 27.

45. Овчинников П. Ф. Некоторые вопросы виброперемеще-

ния строительных смесей / П. Ф. Овчинников // Изв. вузов. Строительство и архитектура. – 1965. № 5. – С. 123 – 130.

46. Пановко Яков Гилелевич. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. – Л. : Машиностроение, 1976. – 320 с.

47. Кац А. М. Вынужденные колебания при прохождении через резонанс / А. М. Кац. // Инж. сб. – 1947. – № 2. – С. 7 – 20.

48. Спиваковский А. О. Горнотранспортные вибрационные машины / А. О. Спиваковский, И. Ф. Гончаревич. – М. : Углетехиздат, 1959. – 181с.

49. Членов В. А. Виброкипящий слой / В. А. Членов, Н. В. Михайлов. – М.: Наука, 1972. – 343с.

50. Блехман И. И. Вибрационное перемещение / И. И. Блехман, Г. Ю. Джаналидзе. – М. : Наука, 1964. – 410с

51. Добронравов С. С. Строительные машины. Учебное пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / С. С. Добронравов, С. П. Сергеев . – М.: Высш. школа, 1981. – 320 с.

52. Баранов В. Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. Изд. 2-е, перераб. и доп. / В. Н. Баранов, Ю. Б. Захаров. – М.:Машиностроение, 1977. – 326 с.

53. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Дослідження роботи електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. – № 2.– С. 71–75.

54. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Методика проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – №1(53). – С.32–35.

55. Гончаревич И. Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов. – М. Наука, 1981. – 320с.

56. Якубович В. П. Однокаскадный клапан-пульсатор для гидроприводов циклического действия: дис. канд. техн. наук. 05.05.03 / В. П. Якубович. – Винница, 1994. –215с.

57. Обертюх Роман Романович. Динамика гидроимпульсного привода вибромашин сложно-пространственного нагружения / Р. Р.

Обертюх, Р. Д. Искович-Лотоцкий, Ю. В. Булыга // Вибрации в технике и технологиях. – 1996. – №1(13). – С. 23-26.

58. Вірник Микола Миколайович. Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві: монографія / М. М.Вірник, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2007. – 198 с. – ISBN 978-966-641-233-4.

59. Патент України на корисну модель № 53711, МПК F15B21/12. Генератор імпульсів тиску / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх В. І. Томчук, Ю. В. Бултга, М. Р. Обертюх; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №99123916; заявл. 20.12.1999; опубл. 17.02.2003, Бюл. №13 – 3 с. : іл.

60. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Клапанний генератор імпульсів тиску з регуляторами швидкості руху запірних елементів другого каскаду / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук, М. А. Бернада // Вібрації в техніці та технологіях. – 2005. – №1(39). – С. 25–27. – ISBN 5-7763-9123.

61. Варсанофьев В.Д. Гидравлические вибраторы / В.Д. Варсанофьев, О.В . Кузнецов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 143 с.

62. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування: монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 338 с. – ISBN 966-641-178-4.

63. Патент України на корисну модель № 69742, МПК B24B 1/04(2006.01). Плунжерний вібраційний гідроциліндр / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № u 2011 12876 ; заявл. 02.11.2011; опубл. 10.05.2012, Бюл. №9 – 3 с. : іл.

64. Патент України на корисну модель № 68778, МПК F15B 15/04 (2006.01), B30B 15/16(2006.01). Плунжерний вібраційний гідроциліндр / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u201111383 ; заявл. 26.09.2011; опубл. 10.04.2012, Бюл. №7 – 3 с. : іл.

65. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Сучасне обладнання для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. Луцьк. – 2011. – №31. – С. 134–

138. – УДК 621.(0)÷629.7; 539.

66. Глазунов Виктор Аркадьевич. Пространственные механизмы параллельной структуры: / В. А. Глазунов, А. Ш. Колискор, А. Ф. Крайнев. – М.: Наука, 1991. – 95 с. – ISBN 5-02-006759-8.

67. Афонин Вячеслав Леонидович. Обрабатывающее оборудование нового поколения. Концепция проектирования / В. Л. Афонин, А. Ф. Крайнев, В. Н. Ковалев [и др.]; под ред. В. Л. Афонина. – М.: Машиностроение, 2001.–256 с. –ISBN 5-217-03093-3

68. Бушуев Виталий Васильевич. Механизмы параллельной структуры в машиностроении. / В. В. Бушуев, И. Г. Хольшев // СТИН. – 2001. – №1. – С. 3 – 8.

69. Schoppe E. Tripod Machine SKM 400 Design, Calibration and Practical Application. / E. Schoppe, A. Ponisch, V. Maier, T. Puchtler, S. Ihlenfeldt // 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. – Chemnitz, 2002. – P. 579–594.

70. Neumann K. E. Tricept Applications. 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. / K. E. Neumann // Chemnitz, 2002. – P. 547–551.

71. Saenz A. J. New Automation Solutions in Aeronautics Through Parallel Kinematic Systems. / A. J. Saenz, V. Collado, M. Gimenez, I. San Sebastian // 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. – Chemnitz, 2002. – P. 563–578.

72. Bonev I. A. Geometric Analysis of Parallel Mechanisms. / I. A. Bonev // Ph.D. dissertation, University of Laval, Quebec, Canada, – 2002. – 28 p.

73. Neugebauer R. Parallel Kinematic Structures in Manufacturing. / R. Neugebauer, C. Harzbecker, W.-G. Drossel, A. Stoll, S. Ihlenfeldt // 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. – Chemnitz, 2002. – P. 17–47.

74. Бушуев Виталий Васильевич. Жесткость станков / В. В. Бушуев // СТИН. – 1996. – №8. – С. 26–32.

75. Хольшев И. Г. Проектирование структуры станков типа «гексапод»: дис. канд. техн. наук: 05.03.01. / И. Г. Хольшев. – Москва, 2001. – С.211. – Бібліогр. : С. 102–138.

76. Astanin V. The Modeling and Optimization System of Hexapod Layout. / V. Astanin, A. Duyunov, G. Smotritsky, V. Usov // 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. – Chemnitz, 2002. – P.189–195.

77. Neugebauer R. Interaction Between Machine Tool and Process - Modelling, Simulation and Identification of Milling Operations on Hexapod 6X HEXA. / R. Neugebauer, J. Leopold, K. Hoyer, A. Stoll, S. Kolbig // 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. – Chemnitz, 2002. – P. 833–841.

78. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Спеціальний верстат для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації/ Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2009. – №6(87). – С. 86-89. – ISSN 1997-9266.

79. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Використання елементів паралельної кінематики в установках для віброабразивної обробки виробів складної форми / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – №3(55). – С. 66-68. – ISBN 5-7763-9123.

80. Вирнык Николай Николаевич. Математическое моделирование динамики рабочего процесса гидравлического вибровозбудителя. / Н. Н. Вирнык, Р. Д. Искович-Лотоцкий, Ю. В. Булыга // Вибрации в технике и технологиях. – 1995. – №2. – С. 42-43.

81. Бочаров Юрий Александрович. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин / Ю. А. Бочаров // Машины и технология обработки металлов давлением. –1980. – С.32–39 – (Тр. МВТУ: № 335).

82. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Стенд з гідроімпульсним приводом для моделювання просторового вібронавантаження / Р. Д.Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2010. – №4(60). – С. 13–16. – ISBN 5-7763-9123.

83. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю. И. Чупраков. – М.: Машиностроение, 1979. – 232с.

84. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Вибрационные прессы: Обзор. / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев. – М.: НИИМаш, 1979. – 50 с.

85. Искович-Лотоцкий Р. Д. Гидравлические вибровозбудители на базе стандартной контрольно-распределительной аппаратуры / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, Б. Н. Пентюк // Вестник машиностроения. –1984. –№8. – С. 17–20.

86. Обертюх Роман Романович. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростола: дис. канд. техн. наук: спец. 05.03.05 "Процессы и машины обработки давлением" / Р. Р. Обертюх. – М:, 1987. – 313 с.

87. Гуменчук А. А. Разработка конструкции и методики проектирования экспериментального вибропресса с пространственным движением рабочего стола для прессования заготовок из порошков непластичных материалов. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.03.05 / А. А. Гуменчук. – М., 1991. – 24 с.

88. Иванов М. Е. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняюших машин / М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий [и др.] – М.: Машиностроение, 1977. –174 с

89. Жуковский Э. И. Моделирование систем, расчет элементов формообразования поверхности, защитные покрытия и новое оборудование в машиностроении. / Э. И. Жуковский, П. П. Лизунов, Р. Д. Искович-Лотоцкий и др. – Киев: Вища школа, 1989. – 360с.

90. Матвеев Игорь Борисович. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия / Матвеев И. Б. – М.: машиностроение, 1974. – 184с.

91. Божко Александр Евгеньевич. Воспроизведение вибраций / Божко А. Е. – Киев : Наук. думка, 1975. – 190с.

92. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов / Бидерман В. Л. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.,ил.

93. Божко Александр Евгеньевич. Пространственное вибровозбуждение / Божко А. Е., Гноевой А. В., Шпачук В. П. – Киев : Наук. думка, 1987. – 192с.

94. Вильсон У. Кер. Вибрационная техника / У. Кер Вильсон.

– М.: Машгиз, 1963. –415с.

95. Ганиев Р. Ф. Колебания твердых тел / Р. Ф. Ганиев, В. О. Кононенко. – М.: Наука, 1976. – 432с.

96. Гноевой А. В. Создание пространственных колебаний упруго подвешенным твердым телом / А. В. Гноевой. – Изв. вузов. Машиностроение, 1982. – №1. – С. 28-31.

97. Найденко О. К. Амортизация судовых двигателей и механизмов / О. К. Найденко, П. П. Петров. – М.: Судпромгиз, 1962. – 288с.

98. А. с. 403984 СССР, МКИ G01 m 7/00. Стенд для испытания изделий на вибрацию / А. В. Гноевой. Опубл. 26.10.73. – Бюл. № 43.

99. А.с. 806379 СССР, МКИ В24 В31/06 Вибрационная машина для обработки длинномерных и крупногабаритных деталей / П. Д. Денисов, Н.Ф. Брайлян и В.М. Кунин. Заявлено 03.05.79. Опубл. 23.02.81, Бюлл. №7 //Открытия. Изобретения. -1981. №7.

100. Tonshoff H. Modelling and Control of a Linear Direct Driven Hexapod. / / H. Tonshoff, H. Grendel, M. Grotjahn // 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. – Chemnitz, 2002. – P. 335–350.

101. Потапов В. А. Прецизионное оборудование нового поколения. / В. А. Потапов // СТИН, 1990. – №1. – С. 28–32.

102. Подураев Ю. В. Мехатроника: основы, методы, применение / Ю. В. Подураев. – М.: Машиностроение, 2007. – 256 с.

103. Merlet J. P. Parallel Robots. Solid mechanics and its applications / J. P. Merlet. – Kluwer Academic Publishers, 2000. – 74 p.

104. Махов А. А. Моделирование механических систем с помощью пакета расширения SimMechanics: [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: http://exponenta.ru/educat/systemat/mahov /simmechanics.asp

105. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Математичне моделювання гідроімпульсного приводу стенду для створення просторового вібронавантаження / Р. Д.Іскович-Лотоцький, Ю. В.Булига, О. Д. Манжілевський // Вісник СевНТУ. – Випуск 117/2011. – С. 60–63. – ISBN 5-7763-4399-2.

106. Булига Юрій Володимирович. Математична модель віброустановки із гідроімпульсним приводом для очищення труб великого

діаметра / Ю. В. Булига, О. І. Проценко, О. Д. Манжілевський // Промислова гідравліка та пневматика. – 2012. – №2(36). – С. 81–84. – ISSN 1994-4691.

107. Диксон Д. Проектирование систем: изобретательство, анализ и принятие решений. Перевод с английского / Д. Диксон. – М.: "Мир", 1969. – 440с.

108. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. Пер. с польск. / Я. Дитрих. – М.: Мир, 1981. – 456с.

109. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин: (Измерительные приобразователи). Учеб. пособие для вузов / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингад. отдние, 1983. – 320с.

110. Коваленко И. Н. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. / И. Н. Коваленко., А. А Филипова. – М.: Высшая школа, 1982. – 256с.

111. Шушкевич В. А. Основы электротензометрии / В. А. Шушкевич. – Минск: вышейшая школа, 1975. – 352с.

112. Геводян Т. А. Приборы для измерений и регистрации колебаний / Т. А. Геводян, Л. Т. Киселев. – М.: Машгиз, 1962. – 467с.

113. Бахвалов Н. С. Численные методы (анализ, алгебра, обыкновенные дифференциальные уравнения) / Н. С. Бахвалов и др. – М.: Наука, 1975. – 629с.

114. Щеголев Б. М. Математическая обработка наблюдений / Б. М. Щеголев – . М.: Наука, 1969. – 344с.

115. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Гідроімпульсний привод установки для віброабразивної обробки деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський // ІІІ Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП "Промислова гідравліка та пневматика", 19-21 вер. 2012 р. : тези доп. – Чернігів, 2012. – С.51–52.

116. Патент України на корисну модель № 42228, МПК (2009) B24B 1/04. Пристрій для вібраційного очищення великогабаритних деталей та деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u200901114; заявл. 12.02.2009; опубл 25.06.2009, Бюл. №12 – 2 с. : іл.

117. Патент України на корисну модель № 61057, МПК B24B

1/04 (2006.01). Три координатний вібростенд / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u201014269 ; заявл. 29.11.2010; опубл. 11.07.2011, Бюл. №13 – 2 с. : іл.

118. Патент України на корисну модель № 57625, МПК (2011.01) F15B, B24B 1/04. Пристрій для вібраційного очищення великогабаритних деталей та деталей складної конфігурації / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u201008802 ; заявл. 27.09.2010; опубл. 10.03.2011, Бюл. №5 – 3 с. : іл.

119. Абрамов Е. А. Элементы гидропривода: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. / Е. А. Абрамов, К. А. Колесниченко, В.Т.Маслов – Киев: Техніка, 1977. – 320с.

120. Клюев В. В. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник в 2-х кн. / под ред. Клюева В. В. – М.: Машиностроение, 1978. – 439 с. : ил.

121. Пантелеев В. Ф. Исследование гидросистем периодического нагружения с клапанами-пульсаторами: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.03 " Системы приводов " / В.Ф. Пантелеев. – М.: Машиностроение, 1978. – 26 с.

Наукове видання

Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович
Манжілевський Олександр Дмитрович

ВІБРОАБРАЗИВНА ОБРОБКА ДЕТАЛЕЙ НА УСТАНОВКАХ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

Монографія

Редактор С. Малішевська

Оригінал-макет підготовлено О. Манжілевським

Підписано до друку 00.10.13р.
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різографічний. Ум. др. арк. .....
Наклад 100 прим. Зам № .....

Вінницький національний технічний університет,
КІВЦ ВНТУ,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-85-32.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті,
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-81-59
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.