

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

СЛАБКИЙ АНДРІЙ ВАЛЕНТИНОВИЧ

УДК 621.91:048.6

**ГІДРОІМПУЛЬСНИЙ ПРИВОД ПРИБОРУ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ВІБРОТОЧІННЯ ТА  
ПОДРІБНЕННЯ ЗЛИВНОЇ СТРУЖКИ З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ  
ТИСКУ**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Вінниця – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті  
Міністерства освіти і науки України

**Науковий керівник:** кандидат технічних наук, доцент  
**Обертюх Роман Романович,**  
Вінницький національний технічний університет,  
доцент кафедри металорізальних верстатів та обладнання  
автоматизованого виробництва

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, доцент  
**Веселовська Наталія Ростиславівна,**  
Вінницький національний аграрний університет,  
завідувач кафедри охорони праці та безпеки життєдіяльності;

кандидат технічних наук,  
**Гурський Володимир Миколайович**  
Національний університет «Львівська політехніка»,  
старший викладач кафедри механіки та автоматизації  
машинобудування.

Захист відбудеться «25» грудня 2013 р. о 14<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К  
05.052.03 у Вінницькому національному технічному університеті за адресою: 21021, м. Вінниця,  
Хмельницьке шосе, 95, ауд. 210 ГНК.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Вінницького національного технічного  
університету (21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ГУК)

Автореферат розісланий «22» листопада 2013 р.

Учений секретар спеціалізованої  
вченої ради

О. В. Дерібо

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

**Актуальність теми.** В сучасному машинобудуванні виникає потреба в обробці матеріалів з високими показниками міцності, зносостійкості, жаростійкості, твердості тощо. Зазвичай такі матеріали піддаються механічній обробці різанням, яке може проходити з утворенням зливної стружки, через швидке сходження якої з оброблюваної поверхні та велику її довжину виникає небезпека травмування верстатника. Крім того, зливну стружку важко утилізувати, оскільки вона займає великий об'єм. Одним із способів, що запобігає утворенню зливної стружки, є вібраційне різання. Вібраційне різання можна здійснювати для різних видів механічної обробки: точіння, свердління, фрезерування тощо. Пристрої, що реалізують вібраційне різання, будуються на основі різних типів приводів — механічного, електромагнітного, пневматичного, гідравлічного та інших. З усіх типів приводів найбільш компактним з широкими технологічними можливостями є гідравлічний привод і, зокрема, його різновид — гідроімпульсний привод, переваги якого перед іншими типами приводів вібраційних технологічних машин доведені. Відомі приводи пристроїв для віброточіння мають відносно великі габарити і в більшості випадків вимагають перебудови верстатів (зміна кінематики верстатів, оснащення спеціальними супортами тощо), тому пошук схемних і конструктивних рішень компактного обладнання для віброточіння на базі гідроімпульсного привода та розробка відповідної науково-обґрунтованої методики розрахунку привода пристроїв такого типу є актуальною науковою та інженерною задачею.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконана відповідно до науково-дослідної тематики кафедри «Металорізальні верстати та обладнання автоматизованого виробництва» (МРВОАВ) Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) згідно з держбюджетної теми №19-Д-304 «Теоретичні основи процесів фазового розділення вологих дисперсних матеріалів в полі віброударних інерційних навантажень» (№ державної реєстрації 0111U901108), а також згідно договору про творчу співдружність №19/8 «Розробка конструкторської документації на дослідний зразок гідроімпульсного пристрою для віброточіння», у виконанні яких автор брав безпосередню участь як виконавець.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є забезпечення гарантованого подрібнення зливної стружки та зменшення маси і габаритів пристрою для радіального віброточіння завдяки використанню гідроімпульсного привода.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі задачі:

- обґрунтувати технічні та технологічні вимоги до гідроімпульсних приводів пристроїв для віброточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску (ГІТ);
- з метою отримання компактних конструкцій пристроїв для радіального віброточіння, які можна було б монтувати безпосередньо, наприклад, в різцетримачі універсального токарного верстата — розробити принципові схеми гідроімпульсних приводів пристроїв із силовими ланками, в яких суміщено пружні елементи високої жорсткості і запірно-регулюючі елементи (ЗРЕ) ГІТ;
- визначити раціональні силові і конструктивні параметри пружних елементів високої жорсткості;
- розробити конструкцію малогабаритного гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим в його силову ланку ГІТ;
- на основі структурно-розрахункової схеми гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння та детального аналізу циклу роботи пристрою розробити динамічну та математичну моделі гідроімпульсного привода пристрою і дослідити математичну модель на ПК;
- розробити принципову та конструктивну схему стенда для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою з метою перевірки коректності його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструючої апаратури для реалізації експериментальних досліджень і розробити методику проведення цих досліджень;

- експериментально дослідити роботу гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння під час обробки високов'язких матеріалів;

- розробити науково-обґрунтовану методику розрахунку і проектування гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ та отримати аналітичні залежності для визначення його основних енергетичних, силових і конструктивних параметрів;

- на основі аналізу результатів теоретичного та експериментального дослідження привода гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ розробити конструктивні схеми нових перспективних пристроїв для віброточіння.

*Об'єкт дослідження* — динамічні процеси в гідроімпульсному приводі пристрою для радіального віброточіння.

*Предмет дослідження* — гідроімпульсний привод пристрою для радіального віброточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження динамічних процесів у гідроімпульсному приводі пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ виконані методами математичного моделювання з можливістю подальшого дослідження комп'ютерним моделюванням на основі пакету MATLAB 6.5. Експериментальні дослідження здійсненні методами віброметрії із реєстрацією результатів вимірювання на твердому магнітному диску ПК та оцінкою їх похибки методами математичної статистики.

### **Наукова новизна одержаних результатів**

Наукова новизна роботи визначається такими результатами, отриманими автором:

- вперше розроблена математична модель гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з гідравлічною ланкою у вигляді в'язко-пружної моделі (тіла Кельвіна-Фохта), в якій рух поршня-прорізної пружини (ППП) до та після спрацювання вбудованого ГІТ описується двома рівняннями, як під час прямого так і зворотного ходів цієї силової ланки, що дозволило адекватно відтворити реальні динамічні процеси в приводі пристрою;

- вперше в рівняннях руху ланок гідроімпульсного привода врахована ударна взаємодія між системами різця та поршня-прорізної пружини пристрою з вбудованим в нього запірно-регулюючим елементом ГІТ, що дозволило оцінити силу ударної взаємодії, яка визначає ударне прискорення системи різця, як прямо пропорційну швидкості зворотного ходу системи ППП та обернено пропорційну добутку часу ударної взаємодії на співвідношення мас системи різця і ППП.

- розроблені принципи суміщення пружного елемента високої жорсткості (прорізної пружини) та силової ланки привода (золотник, поршень тощо) та запропонована методика їх розрахунку;

- отримана залежність для розрахунку необхідного мінімального зазору, який виключає заклинювання між поверхнею пружинної частини поршня-прорізної пружини та стінками отвору в корпусі пристрою.

### **Практичне значення одержаних результатів**

1. Обґрунтовано технічні та технологічні вимоги до гідроімпульсних приводів пристроїв для віброточіння, зокрема з вбудованим та винесеним ГІТ.

2. Розроблені конструкція малогабаритного гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ, який можна монтувати безпосередньо, наприклад, в різцетримачі універсального токарного верстата, що гарантовано забезпечує подрібнення зливної стружки.

3. На основі відомих методик уточнена методика розрахунку прорізних пружин, суміщених з силовими ланками гідроімпульсного привода пристроїв для віброточіння, яка дозволяє визначити оптимальні силові та геометричні параметри прорізних пружин, що працюють в умовах циклічних навантажень.

4. Реалізовано суміщення в одній деталі гідроімпульсного пристрою запірно-регулюючої ланки ГІТ, пружного елемента високої жорсткості та силової ланки привода, що дозволило створити малогабаритний та простий в експлуатації пристрій для радіального віброточіння

5. Розроблено стенд для експериментального дослідження гідроімпульсних приводів пристроїв для матеріалообробки, зокрема для віброточіння та поверхневого пластичного

зміцнення, а також запропонована методика проведення цих досліджень і вибрано найбільш раціональні схеми давачів і реєструючої апаратури для реалізації експериментальних досліджень.

В результаті виконання договору про співдружність на підприємство ПрАТ «Барський машинобудівний завод» (м. Бар, Вінницька область) передана конструкторська документація, керівні рекомендації та матеріали на дослідний зразок установки з гідроімпульсним приводом для використання під час лезової обробки матеріалів з високими показниками міцності, зносостійкості, жаростійкості, твердості тощо.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати досліджень отримані автором самостійно. В працях, що опубліковані у співавторстві, автору належать: аналіз основних тенденцій розвитку пристроїв для віброточіння [1]; аналіз основних способів та пристроїв для віброрізання, обґрунтування використання гідроімпульсного приводу для побудови пристроїв для віброрізання [2]; дослідження роботи прорізних пружин з уточненням методики розрахунку деталей типу поршень-прорізна пружина [3]; запропонована методика розрахунку довговічності запірнього елемента гідроімпульсного пристрою для віброточіння [4]; розробка припущень, що приймаються під час аналізу динаміки гідроімпульсного приводу пристрою для радіального віброточіння [5]; розробка динамічної та математичної моделей [6]; проведення експериментальних досліджень та аналіз їх результатів [7]; розрахунок геометричних параметрів запірньо-силової ланки [8]; обґрунтування роботи пристрою математичними залежностями, обґрунтування оптимальних параметрів вібронавантаження різального інструмента [9]; проведення експериментальних і теоретичних досліджень [10]; розробка конструкції [11, 12]; конструкція ГІТ та конструктивне виконання механізмів регулювання [13]; виконання різця з спеціальною державкою [14]; пропозиція виконати робочий циліндр у вигляді золотника-прорізної пружини [15]; конструктивна схема для осьового та радіального віброточіння [16]; конструктивне виконання механізму регулювання деформації пружних елементів [17]; обґрунтування використання прорізних пружин [18]; конструкція ГІТ [19, 20].

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати доповідались, обговорювались та були схвалені на: Міжнародній науково-технічній конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Прогресивні напрямки розвитку машино-приладобудівних галузей і транспорту» (м. Севастополь, 2010р); міжнародній науково-технічній конференції «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении «Механообработка». Севастополь — 2011» (м. Севастополь, 2011р); XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Вінниця, 2011р); XI Всеукраїнській молодіжній науково-технічній конференції «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї — наука — виробництво» (м. Житомир, 2011р); II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2012р); II Міжнародній науково-технічній конференції ТК-2012 «Прогресивні напрямки розвитку технологічних комплексів» (м. Луцьк, 2012р); 3-ій Міжнародній науково-технічній конференції «Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2012р.); 11-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (МСУІМЛ —11) (м. Львів, 2013); IV Міжнародній науково-практичній конференції «Теоретичні і експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства та машинобудування» (м. Луцьк, 2013р); VII Міжнародній науково-технічній конференції «Енергобіотехнології-3» (м. Дубляни, 2013); XXXIX, XL, XLI, XLII науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів ВНТУ (м. Вінниця, 2010 – 2013 рр); наукових семінарах кафедри МРВОАВ ВНТУ в 2010-2013 р.р.

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи опубліковані у 20 наукових працях, з них: 6 — статті у фахових наукових виданнях; 5 — тез доповідей на конференціях; 1 стаття в зарубіжному виданні; 8 — патентів на корисні моделі України.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'ятьох розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Повний обсяг

дисертації 198 сторінок. Основний зміст викладено на 168 сторінках машинописного тексту, ілюструється 51 рисунками та 5 таблицями. Додатки містять 8 сторінок. Список джерел має 106 найменувань.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, показано її зв'язок з державними науковими програмами, планами і темами кафедри, сформульовані мета та задачі дослідження, визначено наукову новизну, практичну цінність та особистий внесок здобувача, наведені коротка анотація всіх розділів, відомості про публікації та апробацію результатів дисертації, її структуру і обсяг.

В **першому розділі** виконаний аналіз існуючих способів подрібнення зливної стружки, за результатами якого встановлено, що найбільш перспективним способом є низькочастотне віброрізання, яке забезпечує надійне подрібнення стружки під час обробки будь-якого матеріалу на різних режимах за рахунок миттєвого припинення процесу різання. Проблеми більш широкого впровадження технологій віброрізання, зокрема віброточіння пов'язане із відсутністю компактного і достатньо ефективного обладнання.

Грунтуючись на працях М. І. Ахтишина, В. Н. Подураєва, Д. Кумабе, С. А. Чернічкіна, М.Р. Куріцина, О. В. та інших виконано аналіз технічних і конструктивних особливостей застосування різних приводів для побудови пристроїв для віброточіння. Огляд цих робіт показав, що найбільш перспективними для низькочастотного віброточіння є пристрої на базі гідравлічного привода, зокрема гідроімпульсного.

Працями І. Б. Матвєєва, Р. Д. Ісковича-Лотоцького, Р. Р. Обертюха, М. М. Вірника, В.О. Пішеніна, І. В. Севостьянова та інших доведені переваги гідроімпульсного привода перед іншими типами вібраційних приводів, що дозволяє створювати технологічні машини з широким діапазоном регулювання параметрів вібронавантаження за частотою (0,5...150 Гц), амплітудою (0,05...10 мм) та за формою силової дії (ударне, імпульсне, гармонічне).

На підставі огляду відомих робіт, аналізу сучасного стану та тенденцій розвитку процесів та обладнання для віброточіння сформульовано мету та задачі дослідження.

У **другому розділі** на підставі зробленого у першому розділі аналітичного огляду відомих пристроїв та приводів для реалізації низькочастотного віброточіння обґрунтовано технічні та технологічні вимоги до пристроїв для віброточіння і розглянуто розроблену нову принципову конструктивну схему гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння із вбудованим ГПТ. Під час розробки нових конструкцій пристроїв для віброрізання, зокрема, віброточіння необхідно забезпечувати такі вимоги:

- потужність вібропривода пристрою повинна бути достатньою для забезпечення переривання процесу різання з надійним подрібненням стружки під час обробки різних матеріалів стандартним різальним інструментом в широкому діапазоні режимів різання;

- у випадках використання пристроїв для віброрізання на універсальних верстатах і переналагоджуваних автоматичних лініях, призначених для серійного виробництва, регулювання параметрів вібронавантаження (частоти і амплітуди) інструмента повинно здійснюватись простими та надійними засобами без зупинки робочого процесу;

- термін служби пристрою для віброрізання повинен бути співмірним з терміном служби верстата;

- режими вібраційного різання не повинні порушувати установлену технологію обробки, погіршувати чистоту та точність обробки поверхні деталі і зменшувати стійкість інструмента;

- пристрій для віброрізання повинен бути простим за конструкцією, малогабаритним та економічним;

- установлення пристрою для віброточіння на верстаті повинно здійснюватись без перебудови його кінематичної схеми та конструкції, наприклад, щоб пристрій можна було закріпити як звичайний різець у різцетримачі верстата;

- живлення приводу слід виконувати від автономної гідронасосної станції, обладнаною контрольно-регулюючою гідроапаратурою та регулятором витрати;

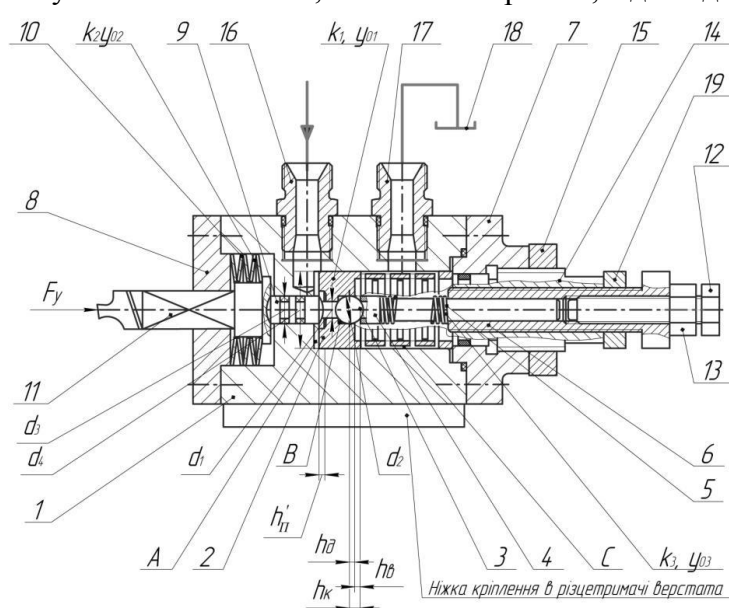
- гідролінії, що з'єднують пристрій з гідронасосною станцією необхідно виконати за допомогою рукавів високого тиску і за мінімальної довжини. Рукави високого тиску повинні мати достатній термін служби для випадку навантаження пульсуючим тиском;

- запірний елемент ГІТ повинен мати мінімально необхідний робочий хід, достатній для пропускання з допустимою швидкістю потоку розрахункової кількості робочої рідини в момент перемикання.

З метою зменшення розмірів і маси пристроїв для віброточіння розроблені принципи суміщення пружного елемента високої жорсткості (прорізної пружини) та силової ланки привода (золотник, поршень тощо), що реалізовано в оригінальних деталях – поршні-прорізній пружині та золотнику-прорізній пружині.

У відповідності з цими вимогами і розробленими конструкторськими та технологічними заходами для їх здійснення створена нова конструкція гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ (патент України на корисну модель №76517, МПК (2013.01) B23В1/00), конструктивна схема якого показана на рис. 1.

Гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння з вбудованим однокаскадним ГІТ у вигляді гідроциліндра, складається з корпусу 1 квадратного перерізу з нішкою кріплення його в стандартизованому різцетримачі верстата. В центральній осьовій розточці корпусу 1 встановлено ППП 2, в поршневі частині якої утворено центральну ступінчасту розточку у якій розміщено запірний елемент (кулька 3) однокаскадного параметричного ГІТ клапанного типу. Кулька 3 контактує з меншим діаметром  $d_1$  ступінчастої розточки в ППП, кромки якої з боку розташування кульки 3 є її сідлом, а з більшим діаметром розточки  $d_2$  кулька 3 спрягається за ходовою посадкою точністю не нижче 6-го квалітету таким чином, що край розточки діаметром  $d_2$  розташований на відстані  $h_a$  (додатне перекриття) від лінії спряження кульки 3 по діаметру  $d_2$  з розточкою. Кулька 3 навантажена через напрямний стержень 4 пружиною 5 регулятора тиску «відкриття» ГІТ. Попередня деформація пружини 5 регулюється гвинтом 6, розміщеним в порожнистому гвинті 14, встановленому в кришці 7. Порожнистим гвинтом 14 змінюється попередня деформація прорізної пружини ППП. Для регулювання та обмеження ходу кульки 3 у гвинті 6 встановлено гвинт 12. Регульовальні гвинти 6, 12 та 14 контряться, відповідно гайками 19, 13 і 15.



Поршнева частина ППП контактує з сферичним торцем штовхача 9 діаметром  $d_3$ , розміщеним в центральному отворі корпусу 1 і ущільненим гумовими кільцями круглого перерізу (на рис. 1 умовно не показані). Іншим сферичним торцем штовхач 9 опирається на циліндричну частину державки різця 11, навантаженої пакетом тарілчастих пружин (ПТП) 10. З метою запобігання кутовим зміщенням (повороту) різця 11, він своєю прямокутною (або квадратною) частиною направляє пряму отвором в кришці 8. Енергоносій (робоча рідина) через прохідник 16 підводиться в напірну порожнину А пристрою. Зливна порожнина С прохідником 17 з'єднується з гідробаком 18 насосної станції привода пристрою.

Рисунок 1 — Конструктивна схема гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ

Кришка 7 і порожнистий гвинт 14 ущільнюються гумовими кільцями круглого перерізу (на рисунку 1 умовно не позначенні позиціями). Кришки 7 та 8 кріпляться до корпусу 1 гвинтами (умовно не показані).

Робочий цикл гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим однокаскадним ГТТ здійснюється за такими етапами:

1) зростання тиску енергоносія в напірній порожнині  $A$  пристрою до рівня достатнього для переборення стаціонарного опору, обумовленого попередньою деформацією пружних елементів ППП 2, витої пружини 5 регулятора тиску відкриття ГТТ та ПТП 10, і осьовою складовою сили різання  $F_y$ ;

2) початок руху ППП 2 і зв'язаних з нею інших рухомих елементів пристрою в момент перевищення в порожнині  $A$  тиску стаціонарного опору  $p_c$  ( $p_r \geq p_c$ );

3) зростання в порожнині  $A$  тиску енергоносія до рівня  $p_r = p_1$  — тиску «відкриття» ЗРЕ ГТТ (кульки 3) за час переміщення ППП 2 на хід  $h_{02}$  і порушення герметизації ЗРЕ ГТТ, яке спричиняє практично миттєве зростання тиску в проміжній порожнині  $B$  до рівня  $p_1$ ;

4) оскільки жорсткість  $k_3$  витої пружини 5 регулятора тиску ГТТ значно менше жорсткості пружинної частини  $k_2$  ППП 2, і ПТП 10,  $k_1$ , то дія тиску енергоносія на всю площу  $f_2$  запірного елемента ГТТ спричиняє його прискорений рух на шляху  $h_0$  — додатного перекриття;

5) переміщення ЗРЕ ГТТ (кульки 3) на шляху від'ємного перекриття  $h_e$  ( $h_e = h_k - h_0$ ) і сполучення напірної порожнини  $A$  зі зливною  $C$  пристрою, яка через штуцер 17 приєднана до гідробака 18 насосної станції привода пристрою;

б) зменшення тиску енергоносія в гідросистемі пристрою, до рівня тиску закриття  $p_2$  пристрою і початок зворотного руху ППП 2 та ЗРЕ ГТТ (кулька 3);

7) переміщення ЗРЕ ГТТ 3 на хід  $h_0 \leq h_e < h_k$  і ППП 2 з циліндричним штовхачем 9 та системою різця на величину  $h_{nm}$  зворотного ходу;

8) початок нового циклу роботи пристрою.

Регулювання тиску «відкриття» ГТТ здійснюється за допомогою зміни попередньої деформації пружини 5 гвинтом 6. З метою фіксації необхідних налаштування попередньої деформації ППП  $y_{02}$  регулюючий порожнистий гвинт 14 контрється контргайкою 15. Зливна розточка  $C$  постійно з'єднана із пружинною частиною ППП 2 — це забезпечує рідинне тертя по всій довжині пружинної частини ППП 2. Величина від'ємного перекриття  $h_e$  запірного елемента ГТТ регулюється гвинтом 12, налаштування якого фіксуються контргайкою 13. Регулювання від'ємного перекриття ЗРЕ ГТТ дозволяє установити оптимальний прохідний переріз для заданої витрати енергоносія через відкритий ГТТ.

Впродовж часу зворотного ходу ППП 2 до моменту його контакту з штовхачем 9 різець 11 перебуває у відтисненому ПТП 10 положенні та не взаємодіє із заготовкою, що обробляється — це забезпечує переривання процесу різання, що гарантує ефективне подрібнення зливної стружки за будь-яких режимів різання.

В кінці зворотного переміщення різець 11 і ППП 2 вступають в ударну взаємодію через штовхач 9. На думку авторів роботи [7] перехідний процес під час ударної взаємодії системи різець – ПТП – штовхач 9 (РПТПШ) та ППП 2 сприяє більш ефективному подрібненню стружки та поліпшує якість обробки в цілому. Використання прорізних і тарілчастих пружин забезпечує високу точність налагоджування амплітудо-частотних характеристик пристрою у відповідності до потреб обробки (режим, матеріал, тощо).

Оскільки у відкритому друці не виявлено результатів досліджень пружних елементів високої жорсткості, типу прорізних пружин, поєднаних з силовими і розподільними елементами гідроімпульсних пристроїв, тому було проведені відповідні теоретичні та експериментальні дослідження, за результатами яких зроблені наступні висновки:



- аналіз відомих методик виявив, що методика розроблена І. А. Біргером, Б. Ф. Шорром та Г. Б. Іосілевичом, є менш трудомістка і достатньо точна (різниця між експериментальними і теоретичними даними становить 0,3%), тому є доцільним використовувати її як базову для розробки методики розрахунку прорізних пружин, що працюють в умовах інтенсивного циклічного навантаження, характерного для гідроімпульсних приводів машин;

- отримано аналітичну залежність для розрахунку мінімально необхідного бокового зазору  $S$  між пружинною частиною ППП та поверхнею направляючої розточки корпуса пристрою;

- імітаційними дослідженнями деформації пружинної частини 3D-моделей ППП за допомогою методу скінченних елементів встановлено, що для забезпечення міцності упорного кільця ППП його відносна ширина  $\bar{h} = h_{yn} / h_p$  (тут відповідно  $h_{yn}$  і  $h_p$  — ширина упорного та робочого кільця ППП) повинна знаходитись в межах  $\bar{h} = 2,0 \dots 2,4$ , за яких кут повороту упорного кільця  $\varphi_{yn} = 0,05^\circ \dots 0,3^\circ$  не приводить до його пластичної деформації та руйнування;

- за результатами аналізу відомих робіт і досліджень, виконано оціночні розрахунки ППП на втомну міцність та надійність для заданих механічних характеристик матеріалу цієї деталі пристрою та режимів навантаження ППП встановлено, що розрахункові напруження в небезпечних перерізах ППП не перевищують межу втомної міцності його матеріалу, а імовірність руйнування ППП за числа циклів переміни напружень  $9,4 \cdot 10^7$ , що відповідає терміну служби  $\approx 26000$  годин, не перевищує 0,7 %.

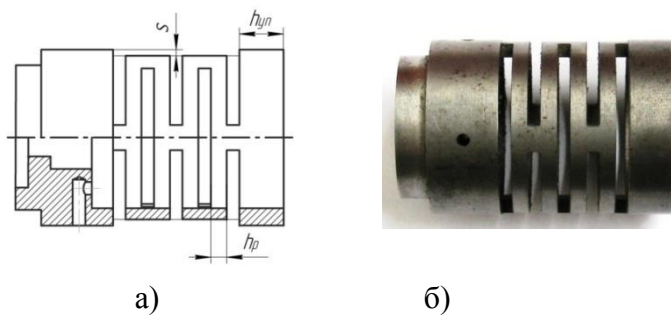


Рисунок 2 — Конструкція а) і фото б) ППП з раціональними боковим зазор  $S$  та з врахуванням залежності відносної ширини упорного кільця  $\bar{h}$  від кута його повороту  $\varphi_{yn}$

Випробування зразків ППП, конструкція і фото яких показані на рис. 2, розрахованих за уточненою методикою і з врахуванням результатів проведених досліджень, викладених вище, показало їх роботоздатність в умовах циклічного вібронавантаження з частотою (1..200) Гц та амплітудою до 4 мм.

В **третьому розділі** розроблені і теоретично досліджені динамічна та математична моделі гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ, структурно-розрахункова схема якого зображена на

рисунку 3. Основними ланками пристрою є силова ланка — ППП масою  $m_1$  і вбудований однокаскадний ГІТ параметричного типу, який складається із кульки (запірний елемент ГІТ) масою  $m_3$ , штовхача масою  $m_4$  та витієї пружини із жорсткістю  $k_3$  і регулюючого гвинтового механізму. Пружинна частина ППП має жорсткість  $k_2$  і направляється в розточці корпуса пристрою (умовно не показаний). Пружина вбудованого ГІТ з клапанним (кульковим) ЗРЕ має жорсткість  $k_3$  і розміщена всередині ППП. Сила рідинного тертя під час переміщення ППП в розточці корпуса характеризується коефіцієнтом  $c_2$  в'язкого опору.

На основі структурно-розрахункової схеми гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння побудована його динамічна модель в якій гідравлічна ланка представлена у вигляді в'язко-пружної моделі енергоносія, складеної з паралельно з'єднаних безінерційних пружного  $k_{0r}$  та дисипативного  $c_{0r}$  елементів. В процесі роботи гідроімпульсного привода гідравлічна ланка деформується з певною швидкістю та взаємодіє з іншими ланками (масами) привода через передаточні відношення  $i_{0j} = f_j^2 \cdot f_0^{-2}$  (тут  $j = 1, 2, 3, \dots, n$  — порядковий номер ланки привода). Жорсткість  $k_{0r}$  безінерційного пружного елемента можна визначити відносно усереднених площ поперечного перерізу напірної  $f_0$  та зливної  $f_{0zl}$

порожнин. В процесі роботи гідроімпульсного привода жорсткості  $k_{0r}$  та  $k_{0зл}$  змінюються, оскільки сумарні об'єми напірної  $W_{\Sigma}$  та зливної  $W_{\Sigma зл}$  порожнин є змінними, але змінні

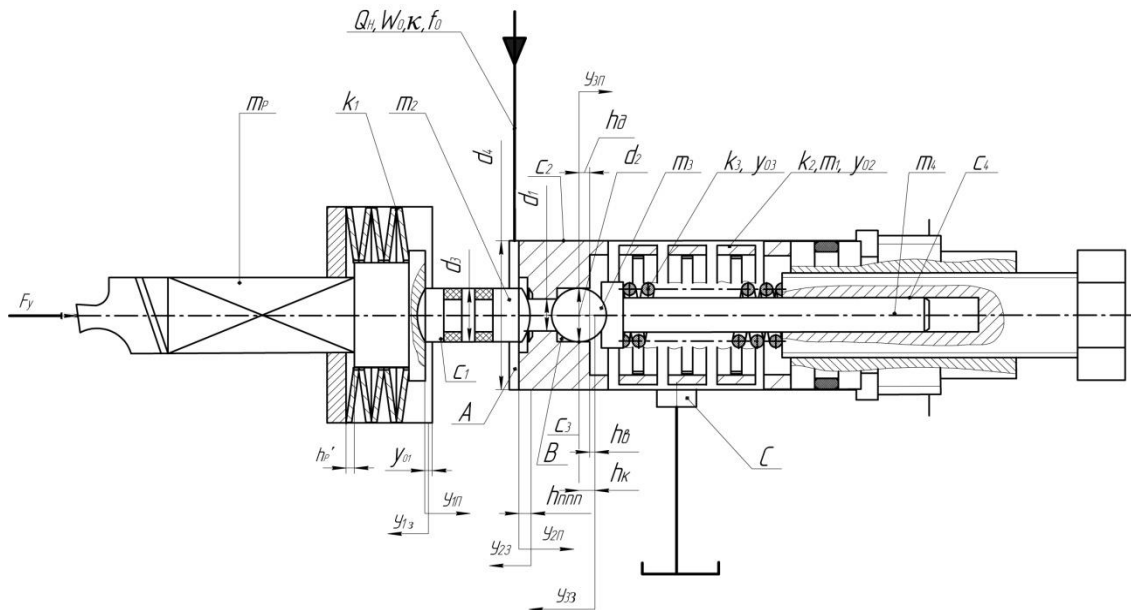


Рисунок 3 — Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГТ параметричного типу та клапанним запірною-розподільним елементом

частини цих об'ємів малі порівняно з постійними, тому, з метою спрощення математичних викладок під час розробки математичних моделей привода, змінними частинами об'ємів  $W_{\Sigma}$  та  $W_{\Sigma зл}$  можна знехтувати. Це припущення дозволяє вважати жорсткості  $k_{0r} = k_0 = const$  та  $k_{0зл} = const$ . Крім того, зазвичай, для жорстких гідросистем гідроімпульсного привода  $W_0 \ll W_{0зл}$  (тут  $W_0$  і  $W_{0зл}$  — відповідно початкові об'єми напірної та зливної порожнин гідросистеми привода). Оскільки за відомою залежністю жорсткість безінерційного пружного елемента

$$k_0 = f_0^2 \kappa W_0^{-1} \quad (1)$$

(тут  $\kappa$  — зведений модуль пружності гідросистеми привода за припущенням  $\kappa = const$ ) визначається відносно  $W_0$ , то, враховуючи сказане,  $k_0 \gg k_{0зл}$ , що дозволяє не розглядати вплив на динаміку привода гідроланки зливної порожнини та зливних гідроліній. Таке припущення ідентичне традиційним підходам до моделювання гідравлічних систем, де впливом тиску енергоносія в зливних гідролініях нехтують, вважаючи його рівним нулю. За припущення  $W_0 = const$  і  $k_0 = const$ , жорсткість гідравлічної ланки привода можна приводити до будь-якої площі поперечного перерізу елементів ГТ, гідродвигуна тощо за формулою

$$k_{oj} = i_{oj} \cdot k_0, \quad (2)$$

Такий підхід для моделювання гідравлічних приводів вперше запропонований проф., д.т.н. Ю. О. Бочаровим і в подальшому був розвинутий в працях проф., д.т.н. Р. Д. Ісковича-Лотоцького, доц., к.т.н Р. Р. Обертюха та к.т.н. М. Р. Архипчук. Експериментальні та виробничі випробування підтвердили високу адекватність розроблених математичних моделей та засвідчили перспективність такого підходу.

Під час розробки динамічної та математичної моделей гідроімпульсного привода досліджуваного пристрою прийнято низку припущень, які в зв'язку з обмеженням обсягом автореферату тут не наводяться. На підставі викладених міркувань і прийнятої системи припущень, динамічні моделі прямого та зворотного ходів ланок гідроімпульсного привода пристрою для віброточіння, шляхом зведення гідравлічної ланки привода до його рухомих ланок, можна

представити у вигляді простих моделей: прямого та зворотного ходів ППП (рис. 4, а, б, в) і системи РПТПШ (рис. 4, г, д, е).

Вихідні математичні моделі, складені на основі розрахункової схеми привода пристрою для радіального віброточіння, його динамічних моделей та принципу Д'Аламбера, за методикою, розробленою в роботах Обертюха Р. Р., Ісковича-Лотоцького Р. Д., Архипчук М. Р. та ін., і виключенням з диференціальних рівнянь на основі порівняльної оцінки постійної та змінної складової коефіцієнтів демпфірування, що характеризують дисипативні сили опору переміщенню ланок привода пристрою, змінної частини цих коефіцієнтів, вихідні диференціальні рівняння руху прямого та зворотного ходів систем РПТПШ, ППП і ЗРЕ ГТ приведені до систем рівнянь, що описують вимушені коливання:

прямого —

*Рівняння руху*

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{z}_{1\Pi} = U_{1\Pi}; \dot{z}_{2\Pi} = U_{2\Pi}; \dot{z}_{3\Pi} = U_{3\Pi}; \\ \dot{U}_{1\Pi} = A_{\Pi} \cdot x_{or} - 2\beta_1 \cdot U_{1\Pi} - \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1\Pi}; \\ \dot{U}_{2\Pi} = B_{\Pi} \cdot x_{or} - 2\beta_2 \cdot U_{2\Pi} - \omega_{\Sigma 2}^2 z_{2\Pi} \text{ для } 0 \leq y_{2n} \leq h_{02}; \\ \dot{U}_{2\Pi} = C_{\Pi} \cdot x_{or} - 2\beta_2 \cdot \gamma_3 U_{2\Pi} - \omega_{\Sigma 3}^2 z_{2\Pi} \text{ для} \\ h_{02} < y_{2n} \leq h_{nmn}; \\ \dot{U}_{3\Pi} = D_{\Pi} \cdot x_{or} - 2\beta_4 \cdot U_{3\Pi} - \omega_{\Sigma 4}^2 z_{3\Pi} \end{array} \right.$$

*Рівняння витрати та умови однозначності*

$$\left\{ \begin{array}{l} 1) x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt \text{ для:} \\ y_{1\Pi} = 0; y_{2\Pi} = 0; y_{3\Pi} = 0; 0 \leq t \leq t_H; \\ 2) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 1\Pi} \times t \times f_0^{-1} \text{ для:} \\ 0 \leq y_{1\Pi} \leq h_{01}; 0 \leq y_{2\Pi}, y_{3\Pi} \leq h_{02}; y_{3\Pi} = 0; \\ t_H < t \leq t_1; t = t_1 \text{ для } y_{2\Pi} = h_{02}; y_{3\Pi} = 0; \\ 3) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 2\Pi} \times t \times f_0^{-1} \text{ для} \\ y_{1\Pi} = h_{01}; h_{02} < y_{2\Pi} < h_{nmn}; \\ 0 \leq y_{3\Pi} \leq h_0; t_1 < t \leq t_2; t = t_2 \text{ для } y_{3\Pi} = h_0; \\ 4) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 3\Pi} \times t \times f_0^{-1} \text{ для} \\ h_{01} < y_{1\Pi} \leq h_p; h_0 < y_{3\Pi} \leq h_k; \\ h_{02} < y_{2\Pi} \leq h_{nmn}; t_2 < t \leq t_3; t = t_3 \text{ для} \\ y_{3\Pi} = h_k; y_{2\Pi} = h_{nmn}; \\ 5) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 4\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{1\Pi} = h_p; \\ y_{3\Pi} = h_k; t_3 < t \leq t_4; t = t_4 \text{ для } y_{1\Pi} = h_p; \end{array} \right.$$

зворотного —

*Рівняння руху*

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{z}_{13} = U_{13}; \dot{z}_{23} = U_{23}; \dot{z}_{33} = U_{33} \\ \dot{U}_{13} = A_3 \cdot x_{or} - 2\beta_1 \cdot U_{13} + \gamma^{-1} \cdot U_{23} \cdot t_{y0}^{-1} - \omega_{\Sigma 1}^2 z_{13} \\ \dot{U}_{23} = -C_3 \cdot x_{or} - 2\beta_2 \gamma_3 \cdot U_{23} - \omega_{\Sigma 3}^2 z_{23} \text{ для} \\ 0 \leq y_{23} \leq h_{nmn} - h_p; \\ \dot{U}_{23} = -B_3 \cdot x_{or} - 2\beta_2 \cdot U_{23} - \omega_{\Sigma 2}^2 z_{23}; \text{ для} \\ (h_{nmn} - h_p) < y_{23} \leq h_{nmn}; \\ \dot{U}_{33} = -D_3 \cdot x_{or} - 2\beta_4 \cdot U_{33} - (\omega'_{\Sigma 4})^2 z_{33}; \end{array} \right.$$

*Рівняння витрати та умови однозначності*

$$\left\{ \begin{array}{l} 1) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 13} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для: } y_{13} = 0; \\ y_{23} = 0; y_{33} = 0; 0 \leq t' \leq t'_1; \\ 2) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0.5} + Q_{\Sigma 23} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для} \\ y_{13} = 0; 0 \leq y_{33} \leq (h_{nmn} - h_p); \\ 0 \leq y_{23} \leq h_0; t'_1 \leq t' \leq t'_2; t' = t'_2 \text{ для } y_{33} = h_0; \\ 3) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0.5} + Q_{\Sigma 33} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для} \\ y_{13} = 0; h_{nmn} - h_p < y_{23} \leq h_{nmn}; \\ h_0 < y_{3n} \leq h_k; t'_2 \leq t' \leq t'_3; t' = t'_3 \text{ для } y_{33} = h_k; \\ 4) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0.5} + Q_{\Sigma 43} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для} \\ y_{13} = h_p; y_{23} = h_{nmn}; y_{33} = h_k; \\ t'_3 \leq t' \leq t'_4; t' = t'_4 \text{ для } y_{13} = h_p \\ 5) x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt \text{ для } y_{13} = h_p; \\ y_{23} = h_{nmn}; y_{33} = h_k; t = t'_H \end{array} \right. \quad (3)$$

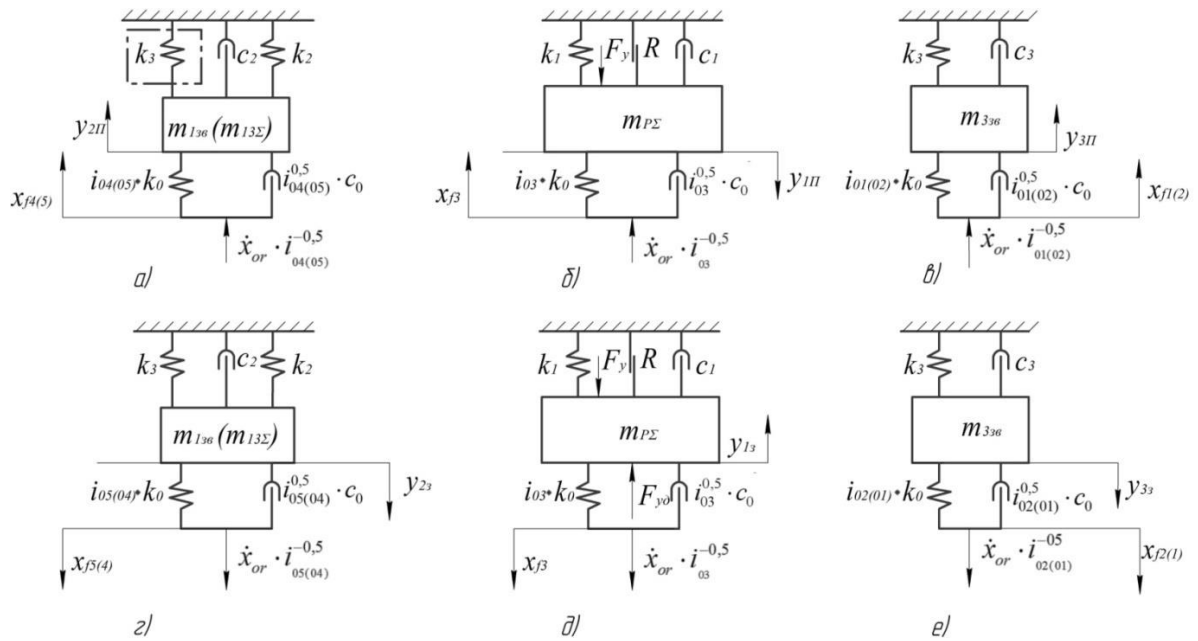


Рисунок 4 — Динамічні моделі прямого та зворотного ходів: ППП (а, г), системи РПТПШ (б, д) та ЗРЕ ГІТ (в, е)

де  $x_{o\max}$  — деформація гідравлічної ланки, що відповідає тиску «відкриття» ГІТ;  $\dot{y}_{13}$ ,  $\dot{y}_{23}$ ,  $\dot{y}_{33}$ ,  $\ddot{y}_{13}$ ,  $\ddot{y}_{23}$ ,  $\ddot{y}_{33}$  — відповідно, поточні швидкості та прискорення мас  $m_{p\Sigma}$ ,  $m_{136}(m_{13\Sigma})$  та  $m_{336}$ ;  $\beta_1 = 0,5m_{p\Sigma}^{-1}[c_1 + c_0 i_{03}^{0.5}(\dot{x}_{f_3} \cdot \dot{y}_{1\Pi}^{-1} - 1)]$ ,  $\beta_2 = 0,5m_{13\Sigma}^{-1}[c_2 + c_0 i_{04}^{0.5}(\dot{x}_{f_4} \cdot \dot{y}_{2\Pi}^{-1} - 1)]$ ,  $\beta_3 = 0,5m_{136}^{-1}[c_2 + c_0 i_{05}^{0.5}(\dot{x}_{f_5} \cdot \dot{y}_{2\Pi}^{-1} - 1)]$ ,  $\beta_4 = 0,5m_{336}^{-1}[c_3 + c_0 i_{01(02)}^{0.5}(\dot{x}_{f_{1(2)}} \cdot \dot{y}_{3\Pi}^{-1} - 1)]$ ,  $\beta'_1 = 0,5m_{p\Sigma}^{-1}[c_1 + c_0 i_{03}^{0.5}(\dot{x}_{f_3} \cdot \dot{y}_{13}^{-1} - 1)]$ ,  $\beta'_2 = 0,5m_{13\Sigma}^{-1}[c_2 + c_0 i_{04}^{0.5}(\dot{x}_{f_4} \cdot \dot{y}_{23}^{-1} - 1)]$ ,  $\beta'_3 = 0,5m_{136}^{-1}[c_2 + c_0 i_{05}^{0.5}(\dot{x}_{f_5} \cdot \dot{y}_{23}^{-1} - 1)]$ ,  $\beta'_4 = 0,5m_{336}^{-1}[c_3 + c_0 i_{02(01)}^{0.5}(\dot{x}_{f_{2(1)}} \cdot \dot{y}_{33}^{-1} - 1)]$  — відповідно, зведені коефіцієнти демпфірування (затухання) під час прямого та зворотного ходів мас  $m_{p\Sigma}$ ,  $m_{136}(m_{13\Sigma})$  та  $m_{336}$ ;  $\omega_{\Sigma 1} = \sqrt{m_{p\Sigma}^{-1}(i_{03}k_0 + k_1)} = \sqrt{\omega_{0r}^2 i_{03} + \omega_0^2}$  — власна кругова частота коливань системи гідравлічна ланка (ГЛ) — РПТПШ (ГЛ — РПТПШ);  $\omega_{0r} = \sqrt{k_0 / m_{p\Sigma}}$  — власна частота коливань ГЛ відносно маси  $m_{p\Sigma}$ ;  $\omega_{\Sigma 2} = \sqrt{m_{13\Sigma}^{-1}(i_{04}k_0 + k_2 + k_3)} = \sqrt{\gamma[\omega_{0r}^2 i_{03} i_{43}^{-1} + \omega_0^2(\delta_1 \gamma^{-1} \gamma_{12} + \delta_2)]}$  — власна кругова частота системи ГЛ — ППП — ЗРЕ ГІТ відносно маси  $m_{13\Sigma}$ ;  $\omega_{\Sigma 3} = \sqrt{m_{136}^{-1}(i_{04}k_0 + k_2)} = \gamma_2^{0.5}(i_{03} \cdot i_{13(23)}^{-1} \omega_{0r}^2 + \omega_0^2 \cdot \delta_1)^{0.5}$  — власна кругова частота системи ГЛ — ППП відносно маси  $m_{136}$ ;  $\omega_{\Sigma 4} = \sqrt{m_{336}^{-1}(i_{01(02)}k_0 + k_3)} = \sqrt{\gamma_2 \cdot \omega_{0r}^2 i_{13(23)}^{-1} + \omega_0^2 \delta_2}$ ;  $\omega'_{\Sigma 4} = \sqrt{m_{336}^{-1}(i_{02(01)}k_0 + k_3)} = \sqrt{\gamma_2 \cdot \omega_{0r}^2 i_{03(13)}^{-1} + \omega_0^2 \delta_2}$  — відповідно, власна частота коливань системи ГЛ — ЗРЕ ГІТ відносно маси  $m_{336}$  під час її прямого та зворотного ходів;  $\gamma = m_{p\Sigma} / m_{13\Sigma}$ ;  $\gamma_1 = m_{p\Sigma} / m_{136}$ ;  $\gamma_2 = m_{p\Sigma} / m_{336}$ ;  $\gamma_{12} = \gamma_1 \cdot \gamma_2 / \gamma_1 + \gamma_2 = m_{p\Sigma} / (m_{136} + m_{336})$ ;  $\delta_1 = k_2 / k_1$ ;  $\delta_2 = k_3 / k_1$ ;  $i_{43} = f_3^2 \cdot f_4^{-2}$ ;  $i_{53} = f_3^2 \cdot (f_4 - f_2 + f_1)^{-2}$ ;  $i_{13} = f_3^2 \cdot f_1^{-2}$ ;  $i_{23} = f_3^2 \cdot f_2^{-2}$  — внутрішні передаточні відношення між системами гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння;  $A_{\Pi} = A_3 = \omega_{0r}^2 \cdot i_{03}^{0.5}$ ;  $B_{\Pi} = B_3 = \gamma \cdot \omega_{0r}^2 \cdot i_{43}^{-0.5} \cdot i_{03}^{0.5}$ ;  $C_{\Pi} = C_3 = \gamma_1 \omega_{0r}^2 \cdot i_{53}^{-0.5} \cdot i_{03}^{0.5}$ ;  $D_{\Pi} = \gamma_2 \omega_{0r}^2 \cdot i_{13(23)}^{-0.5} \cdot i_{03}^{0.5}$ ;

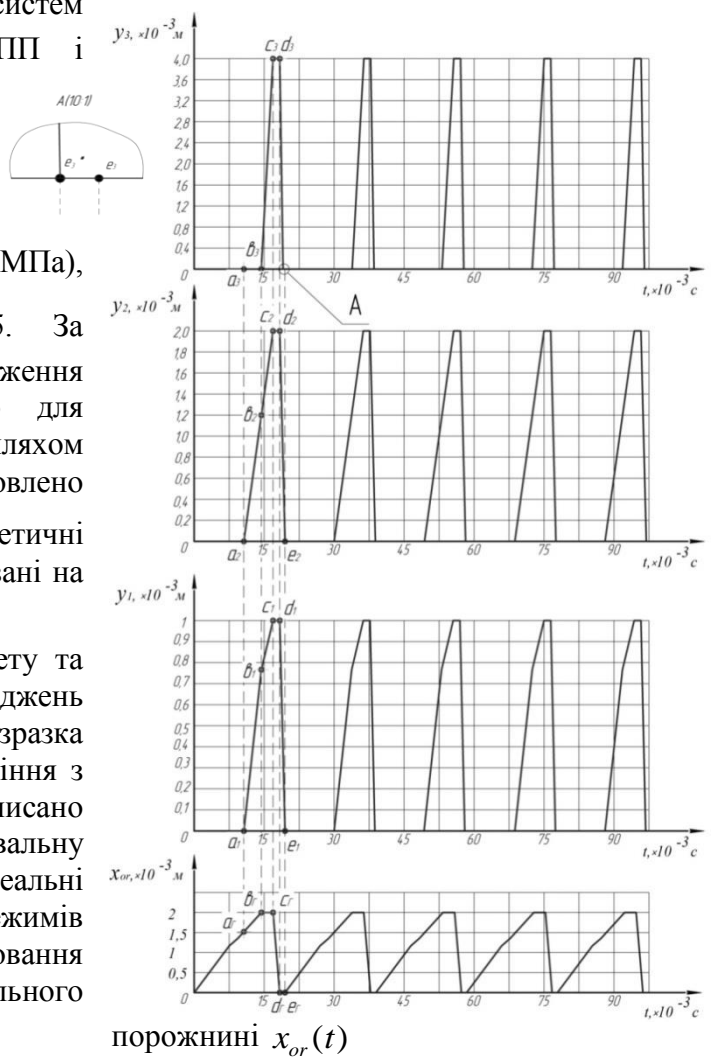
$D_3 = \gamma_2 \omega_{0r}^2 \cdot i_{23(13)}^{-0,5} \cdot i_{03}^{0,5} = D_{II} \cdot i_{13(23)}^{0,5} \cdot i_{23(13)}^{0,5} = i_{12(21)}^{0,5} \cdot D_{II}$ ;  $Q_{\Sigma 1II} = f_4 \cdot \dot{y}_{2II} - f_3 \cdot \dot{y}_{1II}$  - на інтервалі  $(t_H, t_1]$ ;  $Q_{\Sigma 2II} = f_2 \cdot \dot{y}_{3II} + (f_4 - f_2 + f_1) \cdot \dot{y}_{2II}$  - на інтервалі  $(t_1, t_2]$ ;  $Q_{\Sigma 3II} = \xi_3 \pi d_2 [(y_{3II} - h_0) + |(y_{3II} - h_0)|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{0r}} = Q_H - f_2 \cdot \dot{y}_{3II} - (f_4 - f_2 + f_1) \cdot \dot{y}_{2II}$  - на інтервалі  $(t_2, t_3]$ ;  $Q_{\Sigma 4II} = Q_{\Sigma 13} = \xi_3 \pi d_2 [(h_k - h_0) + |(h_k - h_0)|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{0r}} = Q_H$  - на інтервалах  $(t_3, t_4]$  і  $[0, t'_1]$ ;  $Q_{\Sigma 23} = \xi_3 \pi d_2 [(y_{33} - h) + |(y_{33} - h_0)|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{0r}} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{33} + (f_4 - f_2 + f_1) \cdot \dot{y}_{23}$  - на інтервалі  $[t'_1, t'_2]$ ;  $Q_{\Sigma 33} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{33} + (f_4 - f_2 + f_1) \cdot \dot{y}_{23}$ ; - на інтервалі  $[t'_2, t'_3]$ ;  $Q_{\Sigma 43} = Q_H + f_4 \cdot \dot{y}_{23}$ ; - на інтервалі  $[t'_3, t'_4]$ . Для визначення  $Q_{\Sigma 3II}$ ,  $Q_{\Sigma 13}$  та  $Q_{\Sigma 23}$  можна використовувати як ліві, так і праві частини наведених виразів.

Дослідження і аналіз розробленої математичної моделі виконано на ПК за допомогою прикладної програми MATLAB 6.5. За результатами дослідження математичної моделі, шляхом варіювання вхідних параметрів отримано у вигляді графіків теоретичні залежності зміни в часі переміщень  $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$ ,  $y_3(t)$  систем

гідроімпульсного пристрою РПТПШ, ППП і ЗРЕ ГІТ та деформації гідравлічної ланки в напірній порожнині приводу  $x_{or}(t)$  (аналог тиску  $p_1$ ). Розрахункові графіки зміни  $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$ ,  $y_3(t)$  і  $x_{or}(t)$  з частотою  $\nu = 49,5$  Гц для  $x_{or \max} = 0,02$  м ( $p_1 = 4$  МПа),

$Q_H = 2,38 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с показано рис. 5. За результатами теоретичного дослідження математичної моделі привода пристрою для радіального віброточіння, отриманих шляхом варіювання параметрів  $h_p$ ,  $x_{o \max}$  та  $Q_H$ , встановлено їх вплив на частоту імпульсів тиску  $\nu$ . Теоретичні залежності  $\nu(h_p)$ ,  $\nu(x_{o \max})$  та  $\nu(Q_H)$  показані на рис. 6.

В четвертому розділі: викладено мету та методику експериментальних досліджень гідроімпульсного приводу дослідного зразка приводу пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ (рис. 7, а); детально описано дослідну установку та вимірювально-реєструвальну апаратуру і прилади; встановлені реальні закономірності зміни робочих режимів гідроімпульсного приводу під час регулювання параметрів вібронавантаження різального інструменту.



і  
а  
й

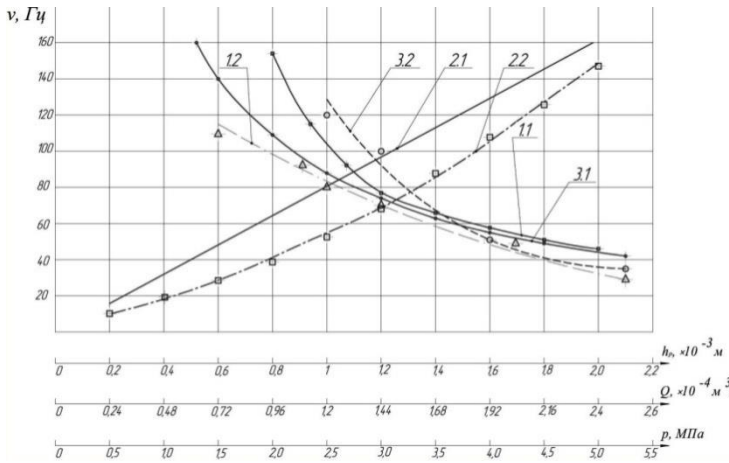
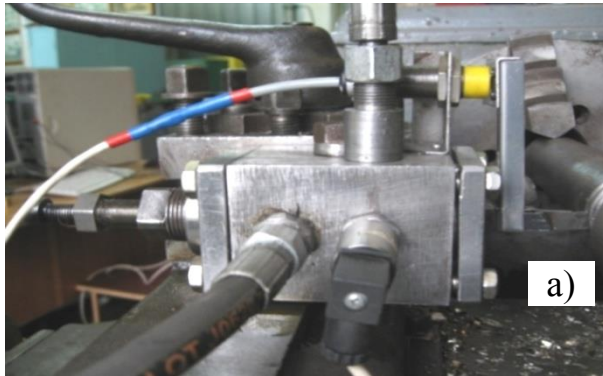


Рисунок 6 — Теоретичні (1.1, 2.1, 3.1) та експериментальні (1.2, 2.2, 3.2) залежності  $\nu(h_p)$ ,  $\nu(Q)$  та  $\nu(p)$

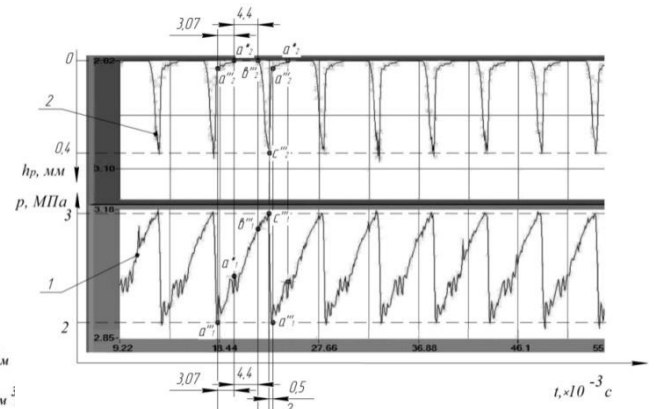


а)

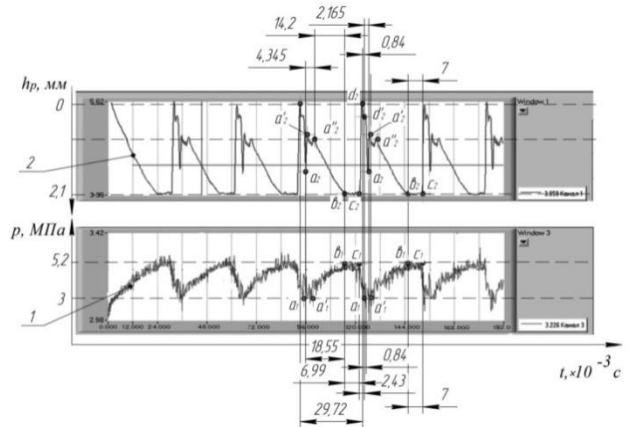


б)

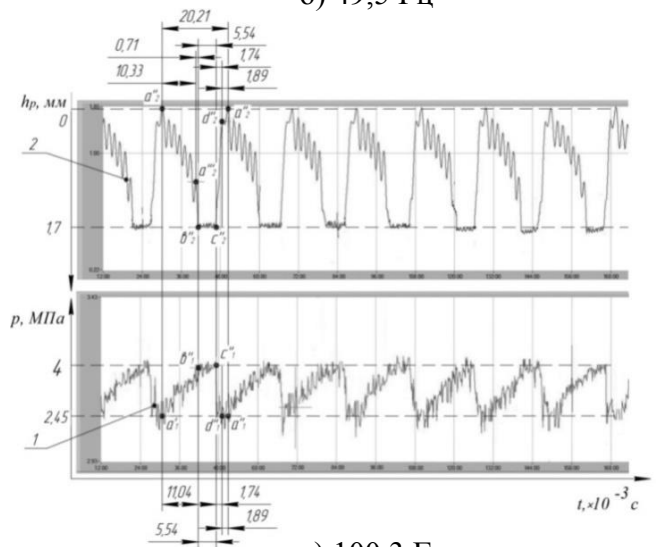
Рисунок 7 — Експериментальний стенд (б) для дослідження гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ (а)



а) 33,6 Гц



б) 49,5 Гц



в) 100,3 Гц

Рисунок 8 — Експериментальні осцилограми процесу роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ з частотою проходження імпульсів тиску 33,6; 49,5 і 100,3 Гц

Для проведення експериментів було розроблено експериментальний стенд (рис. 7, б) до складу якого входить гідронасосна станція, токарний верстат 1А616К, дослідний зразок пристрою для радіального віброточіння та вимірювально-реєструючий комплекс до складу якого було включено: ПК, аналого-цифровий перетворювач (АЦП) моделі Е14-140, давач тиску ADZ-SML-10.0, давач переміщень TURK Ni8-M18-LiU, блок живлення та відповідне для використаного обладнання програмне забезпечення. Під час проведення експериментів реєструвались переміщення різального інструмента та зміна тиску в напірній гідролінії гідросистеми пристрою. Обробка результатів вимірювань і оцінка похибок виконувалась методами математичної статистики. Для експериментальних досліджень використовувались заготовки із нержавіючих сталей марок 12Х18Н9Т, 08Х18Н10Т та 08Х13. За допомогою розробленого пристрою з гідроімпульсним приводом виконувались операції підрізання та відрізання. Типові осцилограми зміни тиску в напірній порожнині пристрою та переміщення різця системи РПТПШ для вібрацій з частотою 33,6 Гц, 49,5 Гц і 100,3 Гц показані на рис. 4. Експериментальні дослідження проводились з різними режимами різання, насамперед перевірялась наявність утворення зливної стружки (звичайне точіння). Розроблений привод пристрою для радіального віброточіння має робочі режими в діапазоні частот 1...160 Гц з амплітудою вібрацій в межах 0,1...2,1 мм, що забезпечує надійне подрібнення стружки. Під час експериментів визначено найбільш ефективний діапазон віброударного навантаження різця з частотою 30...50 Гц та амплітудою 1,0...2 мм. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що ефективне подрібнення стружки досягається за допомогою тврдосплавних (Т15К6) різців з стандартною геометрією.

**В п'ятому розділі** викладена науково-обґрунтована методика проектного розрахунку нової конструкції гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГПТ, створену на основі аналізу результатів теоретичного та експериментального досліджень гідроімпульсного привода дослідного зразка пристрою; запропоновані нові конструкції пристроїв для віброточіння, захищені патентами України на корисні моделі.

## **ВИСНОВКИ**

В дисертаційній роботі вирішено наукову задачу створення гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння та подрібнення зливної стружки з вбудованим ГПТ, який забезпечує гарантоване подрібнення зливної стружки та зменшення маси і габаритів пристрою для радіального віброточіння завдяки використанню гідроімпульсного привода.

Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи є такими:

1. В результаті аналізу способів віброрізання, пристроїв для їх реалізації та відомих даних теоретичного та експериментального досліджень встановлено, що найбільш перспективними є пристрої для віброрізання на базі гідравлічного привода, а також виявлено відсутність таких механізмів, створених на основі гідроімпульсного привода, що має доведені переваги перед іншими типами вібраційних приводів.

2. На основі сформованих технічних та технологічних вимог до гідроімпульсних пристроїв для віброрізання, зокрема, віброточіння, створено конструкцію гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГПТ параметричного типу, силову і пружну ланку якого виконано у вигляді поршня-прорізної пружини. Таке конструктивне рішення забезпечило зменшення, у порівнянні з аналогом, габаритних розмірів пристрою в 2,48 рази і маси в 1,38 рази, при цьому корисна сила на різальному інструменті за номінального тиску в 3 МПа в 1,57 рази більша.

3. За результатами детального, пофазного аналізу робочого циклу, обґрунтованих припущень і структурно-розрахункової схеми пристрою розроблено динамічну та математичну моделі привода пристрою, в якій гідравлічну ланку представлено у вигляді тіла Кельвіна-Фохта та враховано ударну взаємодію силовій ланки з вбудованим ГПТ та системи різця, що дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси в приводі пристрою. Методами числового аналізу на ПК за допомогою програмного пакету MATLAB 6.5 встановлено закономірності зміни в часі параметрів робочого процесу гідроімпульсного привода —

переміщень ЗРЕ ГІТ, ППП і різального інструмента та деформації (тиску) гідравлічної ланки, а також вплив на характер цих закономірностей варіювання основних вхідних даних: тиску «відкриття» ГІТ, подачі енергоносія та амплітуди виконавчої ланки (різця).

4. Експериментальними дослідженнями гідроімпульсного приводу дослідного зразка пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ виявлено, що під час керування його робочим циклом за допомогою ГІТ, частота вібрацій виконавчої ланки (різця) регулюється в межах 1...160 Гц шляхом відведення через регулятор потоку частини подачі гідронасоса в гідробак.

5. Порівнянням теоретичних та експериментальних значень динамічних параметрів пристрою на різних режимах роботи установлено, що розходження за частотою проходження імпульсів тиску не перевищують 10...17%, амплітудою переміщення виконавчої ланки 8...14%. Це дозволяє вважати прийняті для теоретичних досліджень припущення достатньо обґрунтованими, а математичну модель гідроімпульсного приводу пристрою для радіального віброточіння адекватною реальній системі.

6. На основі аналізу результатів теоретичного і експериментального досліджень розроблено науково-обґрунтовану методику проектного розрахунку нової конструкції пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ на базі гідроімпульсного приводу, яка дозволяє визначити основні геометричні, силові, жорсткісні та енергетичні параметри приводу та ГІТ. Конструкторська документація та інші керівні матеріали на дослідний зразок нового пристрою для віброточіння з вбудованим ГІТ на базі гідроімпульсного приводу, розрахованого і спроектованого за запропонованою методикою, передані для впровадження на ПрАТ «Барський машинобудівний завод».

7. Розглянуто перспективи удосконалення пристроїв для віброточіння на базі гідроімпульсного приводу і запропоновано нові конструкції, зокрема конструкція, що забезпечує автоматичне регулювання процесу різання (процес «авторегульованості»).

8. Використання гідроімпульсного привода дало можливість створити компактний і відносно простий у експлуатації пристрій, що забезпечує гарантоване подрібнення зливної стружки під час обробки будь-якого матеріалу з різними режимами різання і монтується безпосередньо в різцетримачі верстата без зміни його кінематичної схеми.

9.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Обертюх Р. Р. Гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння / Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук, А. В. Слабкий // Промислова гідравліка і пневматика. — 2010. — №3(29). — С. 84 — 88.

2. Обертюх Р. Р. Основні тенденції створення та розвитку способів і пристроїв для подрібнення стружки / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, В. П. Міськов // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. — 2011. — №10. — С. 251 — 267.

3. Обертюх Р. Р. Особливості розрахунку та проектування силових ланок гідроімпульсних пристроїв для вібраційного різання та поверхневого зміцнення, виконаних у вигляді комбінації поршня з прорізною пружиною та золотника з прорізною пружиною / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, О. В. Поліщук // Наукові нотатки. — Вип. 42. — 2013. С. 193 — 201.

4. Обертюх Р. Р. Оцінка циклової довговічності запірного елемента гідроімпульсного пристрою для віброточіння, виконаного у вигляді комбінації золотника з прорізною пружиною / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий // Технологічні комплекси. — 2012. — №1,2 (5,6). — С. 198 — 204.

5. Обертюх Р. Р. Динамічна та математична моделі гідроімпульсного пристрою для віброточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий // Вісник СевНТУ. — 2011. — №117. — С. 118— 127.

6. Обертюх Р. Динамическая и математическая модели гидроимпульсного виброударного устройства для радиального виброточения с встроенным шаро- вым генератором импульсов давления параметрического типа / Р. Обертюх, А. Слабкий // MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture, an international journal on operation of farm and agri-food



industry machinery. Vol. 15, No 6. — С. 29 — 42.

7. Слабкий А. В. Дослідження гідроімпульсного привода пристрою для радіального віроточіння / А. В. Слабкий, Р. Р. Обертюх, О. В. Дерібо // Промислова гідравліка і пневматика. — 2013. — №2(40). — С. 84 — 90.

8. Обертюх Р. Р. Вибір геометричних параметрів запірно-силової ланки малогабаритного гідроімпульсного пристрою для віроточіння / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий // «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», матеріали міжнародної науково-технічної конференції, тези доповідей, Львів, 7-9 листопада 2012р. — С. 87-88. — ISBN 978-966-7585-11-2.

9. Слабкий А. В. Гідроімпульсний пристрій для радіального віроточіння / А. В. Слабкий, Р. Р. Обертюх // «Прогресивні напрямки розвитку машиноприладобудівних галузей і транспорту», матеріали міжнар. студ. наук. конф., Севастополь, 11-15 травня 2010р. — С. 143-144. — ISBN 978-966-2960-68-6.

10. Обертюх Р. Р. Аналіз відомих методик розрахунку прорізних пружин / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий // «11-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові», тези доповідей, Львів, 15-17 травня 2013р.— С. 47-48. — ISBN 978-966-7585-12-9

11. Слабкий А. В. Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального віроточіння / А. В. Слабкий, Р. Р. Обертюх // Зб. матеріалів XXXIX науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів ВНТУ. — Вінниця, 2010. Режим доступу: <http://conf.vntu.edu.ua/allvntu/2010/inmt/txt/Slabkyy.pdf>. — Назва з екрана.

12. Обертюх Р.Р. Пристрій для вібросвердління / Р. Р. Обертюх, М. В. Насо-нов, А. В. Слабкий // «Сучасні технології в промисловому виробництві», матеріали міжвузівської науково-технічної конференції, тези доповідей, Суми, 17-18 квітня 2012р. — С. 76-77

13. Пат. №76517 Україна, МПК (2013.01) B23B1/00. Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального та осьового віроточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску клапанного типу/ Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Архипчук М. Р.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. — № у 2012 06573; заявл. 30.05.2012; опуб. 10.01.2013, Бюл. №1.

14. Пат. №51957 Україна, МПК (2009) B23B1/00. Гідроімпульсний віброударний пристрій для віроточіння / Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р., Слабкий А. В., Вірник М. М.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. — № у 2010 00904; заявл. 29.01.2010; опуб. 10.08.2010, Бюл. №15.

15. Пат. №53519 Україна, МПК (2009) B23B1/00. Гідроімпульсний віброударний пристрій для віроточіння зі вбудованим генератором імпульсів тиску / Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р., Слабкий А. В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. — № у 201003931; заявл. 06.04.2010; опуб. 11.10.2010, Бюл. №19.

16. Пат. №63958 Україна, МПК (2011.01) B23B1/00. Гідроімпульсний вібро-ударний пристрій для радіального та осьового віроточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. — № у 201103794; заявл. 25.10.2011; опуб. 25.10.2011, Бюл. №20.

17. Пат. №72257 Україна, МПК (2012.01) B23B1/00. Гідроімпульсний вібро-ударний пристрій для радіального та осьового віроточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску клапанного типу/ Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Архипчук М. Р.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. — № у 201201534; заявл. 13.02.2012; опуб. 10.08.2012, Бюл. №15.

18. Пат. №69738 Україна, МПК (2012.01) B23B47/00. Пристрій для вібросвердління/ Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Архипчук М. Р., Міськов В. П. винахідники і власник Вінницький національний технічний університет. — № у 2011 12869; заявл. 02.11.2011; опуб. 10.05.2012, Бюл. №9.

19. Пат. №74369 Україна, МПК (2006.01) B24B39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Архипчук М. Р., Чернійко В. В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. — № у 2012

04409; заявл. 09.04.2012; опуб. 25.10.2012, Бюл. №20.

20. Пат. №81039 Україна, МПК (2006.01) B24B39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Архипчук М. Р.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. — № u 2012 09805; заявл. 14.08.2012; опуб. 25.06.2013, Бюл. №12.

### АНОТАЦІЯ

Слабкий А. В. Гідроімпульсний привод пристрою для радіального віброточіння та подрібнення зливної стружки з вбудованим генератором імпульсів тиску. — На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 — машинознавство. — Вінницький національний технічний університет, Вінниця, 2013.

Дисертація спрямована на створення та дослідження гідроімпульсного привода нового пристрою для радіального віброточіння з вбудованим генератором імпульсів тиску з метою подрібнення зливної стружки та зменшення маси і габаритів пристрою. Шляхом схемного пошуку з урахуванням відомих результатів досліджень процесів віброрізання та розробок пристроїв для здійснення цих процесів створено новий гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ параметричного типу, в якому за рахунок використання пружних елементів високої жорсткості, таких як пакети тарілчастих пружин та прорізні пружини, в одному вузлі суміщені функції силового гідроциліндра та пружного елемента, в який вбудовано ГІТ. Розроблена і досліджена на ПК в програмному пакеті MATLAB 6.5 математична модель гідроімпульсного привода пристрою, коректність якої підтверджено експериментально. Розроблена методика проектного розрахунку нової конструкції пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГІТ на базі гідроімпульсного привода. Запропоновані перспективні конструкції гідроімпульсних пристроїв для віброточіння.

Ключові слова: гідроімпульсний привод, віброточіння, генератор імпульсів тиску, динамічна модель, поршень-прорізна пружина, математична модель.

### АННОТАЦИЯ

Слабкий А. В. Гидроимпульсный привод устройства для радиального виброточения и измельчения сливной стружки со встроенным генератором импульсов давления. — На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 — «Машиноведение». — Винницкий национальный технический университет, Винница, 2013.

Диссертация направлена на создание и исследование гидроимпульсного привода нового устройства для радиального виброточения со встроенным генератором импульсов давления (ГИД) с целью измельчения сливной стружки, уменьшения массы и габаритов устройства.

В результате проведенного анализа способов виброрезания, устройств для их реализации и известных данных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что наиболее перспективными для измельчения сливной стружки есть устройства на базе гидравлического привода, а также выявлено отсутствие таких механизмов на основе гидроимпульсного привода, который имеет доказанные преимущества перед другими типами вибрационных приводов.

Сформулированы и обоснованы технические и технологические требования к гидроимпульсным устройствам для виброрезания, в частности для виброточения, на основе которых разработана конструкция гидроимпульсного устройства для радиального виброточения со встроенным ГИД параметрического типа, в котором за счет использования упругих элементов высокой жесткости, таких как пакеты тарельчатых пружин и прорезных пружин, в одном узле совмещены функции силового гидроцилиндра и упругого элемента, в который встроено ГИД. Такое конструкторское решение обеспечило уменьшение, по

сравнению с аналогом, габаритных размеров устройства в 2,48 раза и массы в 1,38 раза, при этом полезная сила на режущем инструменте при номинальном давлении в 3 МПа увеличилась в 1,57 раза.

На основе структурно-расчетной схемы устройства и детального пофазного анализа рабочего цикла, обоснованных допущений, разработана динамическая и математическая модели привода устройства, в которых его гидравлическое звено представлено в виде тела Кельвина-Фохта. В математической модели также учтено ударное взаимодействие силового звена устройства с системой резца, что позволило максимально адекватно воспроизвести реальные динамические процессы в приводе устройства. Методами численного анализа на ПК с помощью программного пакета MATLAB 6.5 установлены закономерности изменения во времени параметров рабочего процесса гидроимпульсного привода — перемещений подвижных звеньев устройства и деформации (давления) гидравлического звена, а также влияние на характер этих закономерностей варьирования основных исходных данных: давления «открытие» ГИД, подачи энергоносителя и амплитуды исполнительного звена (резца).

Корректность математической модели и принятых допущений подтверждены экспериментальными исследованиями на опытном образце гидроимпульсного устройства для радиального виброточения со встроенным ГИД. Также экспериментально установлены диапазон регулирования частоты и амплитуда режущего инструмента, а также определены их зависимости от подачи энергоносителя и давления «открытие» ГИД.

Разработана научно-обоснованная методика проектного расчета новой конструкции устройства для радиального виброточения со встроенным ГИД на базе гидроимпульсного привода, которая позволяет определить основные геометрические, силовые, жесткостные и энергетические параметры привода и ГИД. Конструкторская документация и другие руководящие материалы на опытный образец нового устройства для виброточения со встроенным ГИД на базе гидроимпульсного привода, рассчитанного и спроектированного по предложенной методике, переданы для внедрения на ЗАО «Барский машиностроительный завод».

Рассмотрены перспективы усовершенствования устройств для виброточения на базе гидроимпульсного привода и предложены новые конструкции, в частности конструкция, обеспечивающая автоматическое регулирование процесса резания (процесс «авторегулируемости»).

Использование гидроимпульсного привода позволило создать компактное и относительно простое в эксплуатации устройство, обеспечивающее гарантированное измельчения сливной стружки при обработке любого материала с различными режимами резания и монтировать непосредственно в резцедержатели станка без изменения его кинематической схемы.

Диссертация состоит из введения, пяти разделов, выводов, списка использованной литературы и приложений.

Ключевые слова: гидроимпульсный привод, виброточение, генератор импульсов давления, динамическая модель, поршень-прорезная пружина, математическая модель.

#### ANNOTATION

Slabkyi A. V. Hydropulse drive device for radial vibroturning and crushing continuous chips with integrated pulse generator pressure. – On the manuscript.

Dissertation on completion of graduate degree of candidate of engineering science in speciality 05.02.02 - engineering science. – Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, 2013.

The dissertation is devoted to the development and research of hydroimpulsive drive of the new device for radial vibroturning with built-in generator of pulse pressure with the aim of crushing the drain chips and reducing the mass and overall dimensions of the device. Using schemed search based on the known results of the research of processes vibrocutting and development of devices for the implementation of these processes created a new hydroimpulsive device for radial vibroturning with a built-in round parametric type, which, through the use of elastic elements of high rigidity, such as

packages of disk springs and slit coil, in one node combines the features of a cylinder and an elastic element, which is built round. Mathematical model of hydroimpulsive drive device for radial vibroturning was developed using the PC and tested in the software package MATLAB 6.5. The correctness was confirmed experimentally. New method of calculation of the new design of the device for radial vibroturning with a built-in round-based hydroimpulsive drive was developed. Perspective designs of hydroimpulsive devices for vibroturning were offered.

Keywords: hydroimpulsive drive, vibroturning, generator of pulse pressure, dynamic model, piston with procarved spring, the mathematical model.

Підписано до друку 08.11.2013 р. Формат 29,7×42 ¼  
Наклад 100 прим. Зам. № 2013-162  
Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі  
Вінницького національного технічного університету  
м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95. Тел.:59-81-59  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
Серія ДК №3516 від 01.07.2009 р.