

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи
магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Гідроімпульсний пристрій для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску»

08-27.МКР.02.000.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПІ «Магістра»,
групи ІГМ-19м
спеціальності 133
Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

Годлевський Богдан Сергійович
(прізвище та ініціали)

Керівник Слабкий Андрій Валентинович
(прізвище та ініціали)

Рецензент Кашканов Андрій Альбертович
(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2020 року

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л.К.

“ ___ ” _____ 20__ року

**ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Годлевському Богдану Сергійовичу

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Гідроімпульсний пристрій для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску».

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к.т.н. доц. Слабкий Андрій Валентинович, затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ___ ” _____ 20__ року № ___

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12.2020р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) номінальний тиск роботи пристрою – 10 МПа; 2) номінальна подача гідронасоса – $2,5 \cdot 10^{-4}$ м³/с; 3) орієнтовний діапазон регулювання: амплітуди – $(0,8...2) \cdot 10^{-3}$ м; частоти 20...100 Гц; 4) максимальні габаритні розміри – довжина – 600 мм, ширина – 400мм, висота – 300 мм.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити:

1) вступ; 2) аналіз процесу зміцнення поверхневим пластичним деформуванням та пристроїв для його здійснення; 3) висновки з аналізу та постановка задачі проектування; 4) розробка та опис конструкції пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь на базі однокаскадного ПТ та пружин високої жорсткості; 5) розробка динамічної та математичної моделей пристрою; 6) теоретичне дослідження процесу зміцнення; 7) методика експериментального дослідження дослідного зразка пристрою; 8) економічне оцінювання доцільності розробки; 9) аналіз умов праці при використанні пристрою для радіального віброточіння та розробка заходів безпеки життєдіяльності, зокрема заходів віброзахисту під час роботи установки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1) Основні способи зміцнення поверхневим пластичним деформуванням (пл. ф.А1); 2) Принципові та конструктивні схеми відомих пристроїв для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь (пл. ф.А1) 3) складальне креслення гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску (ф.А1) 4) структурно-розрахункова схема пристрою та орієнтовна циклограма його робочого циклу(пл. ф.А1); 5) динамічні моделі прямого та зворотнього ходу (пл. ф.А1); 6) спрощені динамічні моделі прямого та зворотнього ходу (пл. ф.А1); 7) математична модель пристрою (пл. ф.А1); 8) гідрокінематична схема стенду для дослідження дослідного зразка розробленого пристрою для деформаційного зміцнення (пл. ф.А1).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	к.т.н., доц. Слабкий А.В.		
Економічний	к.т.н., доц. Слабкий А.В.		
Охорона праці	к.т.н., доц. Віштак І.В.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	к.т.н., доц. Поліщук О.В.		

7. Дата видачі завдання 03.10.2020 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Вступ	10.10.2020р	
2	Основні способи зміцнення поверхневим пластичним деформуванням	15.10.2020р	
3	Аналіз схем та конструкції пристроїв для деформаційного зміцнення	23.10.2020р	
4	Розробка конструкції пристрою	2.11.2020р	
5	Розробка динамічної моделі пристрою	9.11.2020р	
6	Розробка математичної моделі пристрою	15.11.2020р	
7	Розробка методики експериментального дослідження дослідного зразка пристрою	19.11.2020р	
8	Економічний аудит розробки	22.11.2020р	
9	Розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності	24.11.2020р	
10	Аналіз умов праці при використанні пристрою	26.11.2020р	
11	Розробка заходів безпеки життєдіяльності та надзвичайних ситуаціях	28.11.2020р	
12	Підготовка складального креслення пристрою	1.12.2020р	
13	Підготовка ілюстративної частини МКР	4.12.2020р	
14	Попередній захист на кафедрі	9.12.2020р	

Студент Годлевський Б.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи Слабкий А.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

За результатами аналізу відомих схемних і конструкційних рішень пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин розроблено нову конструкцію гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску.

Розроблено динамічну та математичну моделі розробленого пристрою з пофазним аналізом роботи. Запропонована методика еспериментального стенду для перевірки адекватності розробленої математичної моделі.

Розроблено складальний креслення гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску.

Проведено розрахунок кошторису витрат на реалізацію дослідного зразка пристрою та впровадження його у виробництво. Оцінено очікуваний економічний ефект від його впровадження та термін окупності витрат.

Оцінено можливі шкідливі фактори та їх вплив на безпеку життєдіяльності під час експлуатації пристрою.

Ключові слова: генератор імпульсів тиску; енергоносіє; амплітуда; частота; витрата; подача; гідравлічна ланка.

ANNOTATION

Based on the results of the analysis of known circuit and design solutions of the device for deformation strengthening of internal surfaces of machine parts, a new design of the hydropulse device for deformation strengthening of internal surfaces of machine parts with built-in pressure pulse generator was developed.

Dynamic and mathematical models of the developed device with phase-by-phase analysis of work are developed. The technique of the experimental stand for check of adequacy of the developed mathematical model is offered.

The assembly drawing of the hydropulse device for deformation strengthening of internal surfaces of details of cars with the built-in generator of pressure pulses is developed.

The cost estimate for the implementation of the prototype of the device and its introduction into production is calculated. The expected economic effect from its implementation and the payback period are estimated.

Possible harmful factors and their impact on life safety during operation of the device are evaluated.

Keywords: pressure pulse generator; energy carrier; amplitude; frequency; cost; innings; hydraulic link.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	
ABSTRACT	
ВСТУП	5
1 ОЦІНКА НАУКОВОГО, ТЕХНІЧНОГО ТА ЕКОНОМІЧНОГО РІВНЯ РОЗРОБКИ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ	8
1.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	8
1.2 Аналіз економічної доцільності розробки нового виробу	11
1.3 Висновки	18
2 АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ ТА ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ	19
2.1 Теоретичний аналіз методів поверхневого пластичного деформування	19
2.2 Основні способи поверхневого пластичного деформування	23
2.3 Огляд існуючих пристроїв для зміцнення внутрішніх поверхонь деталей	21
3 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ	40
4 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ	44
5 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ	58
5.1 Динаміка гідроімпульсного пристрою для деформаційного	

зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску.....	58
5.2 Спрощені динамічні та математичні моделі прямого та зворотного ходів рухомих ланок гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску.....	76
5.3 Висновки	86
6 ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРОБЛЕНОГО ПРИСТРОЮ	87
6.1 Методика проведення еспериментальних досліджень.....	87
6.2 Вимірювально-реєструюча апаратура для експериментальних досліджень привода дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГІТ.....	93
6.3 Висновки.....	95
7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ...	97
7.1 Аналіз умов праці.....	97
7.2 Організаційно-технічні рішення щодо безпечних умов праці.....	97
7.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	103
7.4 Пожежна безпека.....	105
7.5 Безпека у надзвичайних ситуаціях.....	107
ВИСНОВКИ.....	111
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	113
Додаток А – Технічне завдання.....	116
Додаток Б – Графічна частина.....	126
Додаток В – Специфікації.....	135

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасні тенденції машинобудування вимагають впровадження у виробництво методів і засобів які забезпечують підвищення надійності деталей та виробів в цілому, а також зменшення собівартості продукції. Одним із способів підвищення втомної міцності і зносостійкості деталей є наклеп поверхневого шару робочих поверхонь деталей в цілому та в зонах концентрації напружень – поверхнева пластична деформація (ППД).

Методи поверхневого пластичного деформування дозволяють в кілька разів при порівняно низьких виробничих витратах зміцнити поверхневий шар деталі, підвищити зносостійкість, опір втомі, корозійну стійкість і тим самим збільшити ресурс роботи деталі в десятки разів. Простота і легкість методу дозволяє застосовувати поверхневий пластичне деформування в усіх підприємствах, пов'язаних з машинобудуванням, а також і в автомайстерень. Поверхнєве пластичне деформування застосовується для обробки деталей різної твердості, виготовлених з тієї ж, сталі, кольорового металу, сплаву або чавуну, при цьому деталі можуть мати різні розміри починаючи від декількох міліметрів і закінчуючи кількома метрами.

ППД – деформаційне зміцнення поверхні деталі може реалізуватись різними способами та пристроями з механічним, пневматичним і гідравлічним приводом. Найбільш компактними пристроями можуть бути гідравлічні в силу відомих переваг гідропривода. З усіх відомих типів гідроприводів найбільшу перевагу має відносно новий тип гідроприводу – гідроімпульсний, який дозволяє створити малогабаритні пристрої для деформаційного зміцнення поверхні деталей, що можуть установлюватись на стандартизованому обладнанні.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є створення нової конструкції гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення

внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі задачі:

– виконати теоретичний аналіз способів деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин;

– розробити конструктивну схему гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску;

– на основі структурно-розрахункової схеми гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску та детального аналізу циклу роботи пристрою розробити динамічну та математичну моделі гідроімпульсного привода пристрою;

– розробити принципову та конструктивну схему стенда для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою з метою перевірки коректності розроблених його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструючої апаратури для реалізації експериментальних досліджень і розробити методику проведення цих досліджень.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в гідроімпульсному пристрої для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску

Предмет дослідження – гідроімпульсний пристрій для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску

Методи дослідження. Дослідження динамічних процесів у гідроімпульсному приводі пристрою методами побудови динамічної і математичної моделі та наступного їх дослідження і аналізом за допомогою прикладних програм, наприклад Matlab.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше розроблена та проаналізована динамічна і математична моделі гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску, в якій гідравлічна ланка гідроімпульсного пристрою представлена у вигляді в'язко-пружної моделі, що дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси в приводі пристрою.

Практичне значення одержаних результатів. Обґрунтовано технічні та технологічні вимоги до процесу оброблення вібраційним розкочуванням, зокрема обґрунтовано гометричні параметри інструментальних тіл відносно позазників якості оброблення. Розроблена конструкції гідроімпульсного пристрою для оброблення внутрішніх поверхонь циліндричних деталей.

Розроблено принципovu та конструктивну схему стенда для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою, розроблено методику проведення цих досліджень, вибрано найбільш раціональні схеми давачів і реєструючої апаратури для реалізації експериментальних досліджень.

Особистий внесок здобувача. Розроблено конструкцію пристрою, розроблена динамічна і математична моделі пристрою які адекватно описують його роботу, , розроблена структура експериментального стенду для дослідження пристрою та визначені напрямки експериментального дослідження.

Апробація результатів дослідження і дослідно-конструкторських розробок пристрою доповідались на інтернет-конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2021)».

ОЦІНКА НАУКОВОГО, ТЕХНІЧНОГО ТА ЕКОНОМІЧНОГО РІВНЯ РОЗРОБКИ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ

Однозначно визначити техніко-економічний рівень нової розробки при великій кількості технічних та економічних показників інколи важко. Бальна оцінка полягає в тому, що кожному параметру присвоюється певний бал в залежності від різних факторів. Для узагальнюючої оцінки технічного рівня береться сума балів по всім показникам.

Орієнтуємося на час проведення НДДКР не більше 2 років; технічні показники результатів плануються на рівні кращих світових зразків; передбачаються часткові можливості отримання авторських свідоцтв; строк окупності витрат в межах 5 років.

В таблиці 1.1 наведено критерії та бальна оцінка для визначення наукового та технічного рівня науково-дослідної та дослідно-конструкторської роботи. В таблиці 1.2 наведено можливі результати оцінки теми МКР.

Проаналізувавши дані таблиці 1.1, та підрахувавши загальну суму балів $+2+0+0+0= +2$, робимо висновок, що розробка є досить перспективною.

1.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Також при проведенні дослідно-конструкторських робіт доцільним є проведення технологічного аудиту. Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки (результатів НДДКР), створеної в результаті науково-технічної діяльності. В результаті оцінювання робиться висновок щодо напрямів (особливостей) організації подальшого її впровадження з врахуванням встановленого рейтингу.

Рекомендується здійснювати оцінювання комерційного потенціалу розробки за 12-ма критеріями, наведеними в [1].

Таблиця 1.1 – Критерії та бальна оцінка для визначення наукового, технічного та економічного рівня науково-дослідної роботи.

Критерії оцінки	Шкала критеріїв	Індекс оцінки
Час, необхідний для проведення НДР	2 роки і менше	+2
	3 роки	+1
	4 роки	0
	5-6 років	-1
	7 років і більше	-2
Технічні показники результатів розробки	Вище рівня кращих світових зразків	+2
	На рівні кращих світових зразків	0
	Нижче рівня кращих світових зразків	-2
Можливості отримання авторських свідоцтв на винахід	Впевненість в отриманні авторських свідоцтв	+2
	Часткові можливості	0
	Можливості немає	-1
Строк окупності витрат	2 роки і менше	+2
	3-4 роки	+1
	5 років	0
	6-7 років	-1
	8 років і більше	-2

Таблиця 1.2 – Можливі результати оцінки теми НДР

Сума індексів	Оцінка теми
Позитивна(+)	Розробка є досить перспективною
Задовільна(0)	Розробка перспективна
Негативна(-)	Розробка не перспективна

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки експертами зведено в таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	експерт		
	Обертюх Р.Р.	Поліщук Л.К.	Савуляк В.І.
Бали, виставлені експертами:			
1	2	2	1
2	2	3	4
3	2	2	3
4	2	1	2
5	3	2	2
6	2	1	2
7	3	2	3
8	2	2	2
9	3	2	3
10	2	3	3
11	3	2	3
12	2	3	2
Сума балів	28	26	27
Середньоарифметична сума балів СБ	27		

За даними таблиці 1.3 зробимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу розробки. При цьому доцільно користуватися рекомендаціями, наведеними в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі	Рівень комерційного потенціалу розробки
0 - 10	Низький
11 - 20	Нижче середнього
21 - 30	Середній
31 - 40	Вище середнього
41 - 48	Високий

Згідно проведених досліджень рівень комерційного потенціалу розробки становить 27,0 балів, що, згідно таблиці 1.4, свідчить про комерційну важливість проведення даних досліджень (рівень комерційного потенціалу розробки середній).

1.2 Аналіз економічної доцільності розробки нового виробу

Визначення величини собівартості одиниці продукції

Собівартість одиниці нової розробки може бути розрахована методом питомої ваги. Цей метод застосовується тоді, коли є можливість розрахувати одну з прямих витрат і установити питому вагу даної статті в собівартості аналога. Собівартість розробки розраховується за формулою [2]:

$$S = \frac{B_n \cdot K_n \cdot 100\%}{П\%} \text{ грн}, \quad (1.1)$$

де B_n – величина певної статті прямих витрат для нової розробки, грн.;

$П$ – питома вага цієї статті витрат у собівартості аналога, %;

K_n – коефіцієнт, який урахує конструктивні технологічні особливості розробки, приймаємо $K_n = 1,1$.

Отже S буде становити:

$$S_2 = \frac{8745,79 \cdot 1,1 \cdot 100\%}{68\%} = 14147,6 \text{ грн},$$

Розрахунок величини капітальних вкладень споживача

Капітальні вкладення споживача можна приблизно спрогнозувати за формулою [2]

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot Ц \text{ грн}, \quad (1.2)$$

де B – коефіцієнт, який враховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження розробки, тощо, приймаємо для аналога $B_1 = 1,4$, для пропонованої установки $B_2 = 1,1$;

A – коефіцієнт, який враховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, приймаємо для пропонованої установки $A_2 = 1,5$;

C – ціна реалізації, грн.

Тоді для аналога

$$K_1 = B_1 \cdot C_1 = 1,4 \cdot 25000 = 35000 \text{ грн.}$$

Для пропонованої установки

$$K_2 = B_2 \cdot A_2 \cdot S_2 = 1,1 \cdot 1,5 \cdot 14147,6 = 3343,55 \text{ грн.}$$

Розрахунок експлуатаційних витрат споживача

Експлуатаційні витрати можна приблизно спрогнозувати за формулою [3]:

$$E = k \cdot C + B_{en}, \quad (4.3)$$

де k – коефіцієнт, який враховує витрати на амортизацію, обслуговування, ремонти тощо, $k = 0,15 \dots 0,56$;

B_{en} – приблизні річні витрати на спожити конструкцією електроенергію, паливо тощо, грн.

Тоді експлуатаційні витрати аналогу складуть:

$$E_1 = 0,3 \cdot 25000 + 7216 = 14716 \text{ грн.}$$

а експлуатаційні витрати нової розробки складуть:

$$E_2 = 0,2 \cdot 1,5 \cdot 14147 + 4811 = 9055 \text{ грн.}$$

Визначення рівня якості нової розробки

Механізм обґрунтування економічної доцільності нової розробки передбачає попереднє визначення для нової розробки (2) так званого узагальненого коефіцієнта якості B_2 . Для аналога узагальнений коефіцієнт приймається $B_1=1$.

$$B_2 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \beta_i, \quad (1.4)$$

де: n – число найважливіших технічних показників, які впливають на якість продукції;

α_i – коефіцієнт, який ураховує питому вагу (значимість) i -го технічного показника (визначається експертним шляхом). При цьому має виконуватись умова:

$$\sum_i^n \alpha_i = 1, \quad (1.5)$$

де, β_i – відносне значення i -го (одного із основних) показника якості нової розробки.

Відносні значення β_i розраховуються за нижче наведеними формулами:

а) Для показників, зростання яких говорить про підвищення в лінійній залежності якості розробки:

$$\beta_i = \frac{I_2}{I_1}, \quad (1.6)$$

де: I_2 та I_1 – чисельні значення конкретного i -го показника якості відповідно для нової розробки (2) та для аналога (1).

б) Для показників, зростання яких говорить про зниження в лінійній залежності якості розробки (наприклад: збільшення маси, зростання споживаної потужності тощо):

$$\beta_i = \frac{I_1}{I_2}. \quad (1.7)$$

Визначимо значення (β_i) відносно значення і-го показника якості:

$$\beta_1 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{1950}{1540} = 1,2; \quad \beta_2 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{10}{8} = 1,2; \quad \beta_3 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{2}{1,5} = 1,3;$$
$$\beta_4 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{150}{100} = 1,5; \quad \beta_5 = \frac{I_1}{I_2} = \frac{6,3}{7,4} = 0,85.$$

Тоді узагальнений коефіцієнт якості для нової розробки буде мати значення:

$$B_2 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \beta_i = 0,4 \cdot \beta_1 + 0,1 \cdot \beta_2 + 0,2 \cdot \beta_3 + 0,2 \cdot \beta_4 + 0,1 \cdot \beta_5 =$$
$$= 1,2 \cdot 0,4 + 1,2 \cdot 0,1 + 1,3 \cdot 0,2 + 1,5 \cdot 0,2 + 0,85 \cdot 0,1 = 1,24.$$

Визначення абсолютного економічного ефекту

Спочатку розрахуємо питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати [3].

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

- для аналога:

$$\frac{K_1}{B_1} = \frac{35000,00}{1,0} = 35000,00 \text{ грн.} \quad (1.8)$$

- для нового варіанта:

$$\frac{K_2}{B_2} = \frac{23343,00}{1,24} = 18825,00 \text{ грн.}$$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

- для аналога:

$$\frac{E_1}{B_1} = \frac{14716,00}{1,0} = 14716,00 \text{ грн.} \quad (1.9)$$

- для нового варіанта:

$$\frac{E_2}{B_2} = \frac{9055,00}{1,24} = 7302,00 \text{ грн.}$$

Отримані розрахунки відповідають випадку: абсолютна економія як на питомих капітальних вкладеннях, так і на питомих експлуатаційних витратах:

$$\frac{K_1}{B_1} > \frac{K_2}{B_2}; \quad (1.10)$$

$$\frac{E_1}{B_1} > \frac{E_2}{B_2}; \quad (1.11)$$

Абсолютна економія на питомих капітальних вкладеннях:

$$K_{ek} = \frac{K_1}{B_1} - \frac{K_2}{B_2} = 35000,00 - 18825,00 = 16174,00 \text{ грн.} \quad (1.12)$$

Абсолютна економія на питомих експлуатаційних витратах:

$$E_{ek} = \frac{E_1}{B_1} - \frac{E_2}{B_2} = 14716,00 - 7302,00 = 7414,00 \text{ грн.} \quad (1.13)$$

Аналіз конкурентоспроможності нової розробки

Проаналізувавши будову та функціональне призначення гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення можна зробити висновок, що даний пристрій буде мати досить високі показники якості, а саме, він буде досить надійним у виробництві адже в його будові невелика кількість деталей, а також всі деталі пристрою мають рівномірне навантаження, тому це не призведе до перенавантаження конкретних деталей, що дозволить забезпечити максимальне запобігання виходу із ладу

пристрою. За ремонтоздатністю пристрій не поступається виробу-аналогу адже має досить просту будову, а також у пристрою всі деталі які забезпечують збирання та розбирання є досить простими і не потребують спеціальної оснастки, що є досить важливо.

Загальні технічні та економічні характеристики пристрою заносимо до таблиці 1.6

Визначимо групові параметричні індекси конкурентоспроможності:

Груповий показник конкурентоспроможності за нормативними параметрами враховуючи, що всі показники знаходяться в межах стандартів [3]:

$$I_{\text{ГП}} = \prod_i^n q_i \quad (1.14)$$

Тоді:

$$I_{\text{ГП}} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1.0,$$

Таблиця 1.6 – Загальні технічні та економічні характеристики пристрою

Параметри <i>технічні</i>	Одиниця виміру	Базовий виріб (аналог)	Новий виріб (розробка)	Індекс зміни значення	Коефіцієнт вагомості
Сила оброблення	Н	1540	1950	1,2	0,4
Максильний	МПа	8	10	1,2	0,1
Амплітуда	м	0...1,5·10 ⁻³	0...2·10 ⁻³	1,3	0,2
Частота	Гц	0...100	0...150	1,5	0,2
Маса	кг	6,3	7,4	0,85	0,1
<i>Економічні</i>					
Капітальні	грн	35000	23343	0,8	0,3
Експлуатаційн	грн	14716	9055	0,84	0,3
Повне ТО	грн	450	500	1,11	0,2
Силовa ланка	грн	10000	9000	0,9	0,2

Значення групового параметричного індексу за технічними параметрами визначається з урахуванням вагомості (частки) кожного параметра [3]:

$$I_{ТП} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (1.15)$$

де α_i – вагомість і-го параметричного індексу, $\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1$.

Тоді,

$$I_{ТП} = 1,2 \cdot 0,4 + 1,2 \cdot 0,1 + 1,3 \cdot 0,2 + 1,5 \cdot 0,2 + 0,85 \cdot 0,1 = 1,24.$$

Якщо $I_{ТП} > 1$ - рівень конкурентоспроможності розробки за технічними показниками вищий за виріб – аналог,

Отже, даний виріб за технічними показниками вищий за виріб – аналог.

Груповий параметричний індекс за економічними параметрами (за ціною споживання) розраховується за формулою [3]:

$$I_{ЕП} = \sum_{i=1}^m q_i \cdot \beta_i, \quad (1.16)$$

де, β_i – вагомість і-го параметричного індексу, $\sum_{i=1}^m \beta_i = 1$.

Тоді,

$$I_{ЕП} = 0,8 \cdot 0,3 + 0,84 \cdot 0,3 + 1,11 \cdot 0,2 + 0,9 \cdot 0,2 = 0,89.$$

Розрахунок інтегрального показника конкурентоспроможності

На основі групових параметричних індексів за нормативними, технічними та економічними показниками розраховують інтегральний показник конкурентоспроможності за формулою [3]:

$$K_{ИИТ} = I_{ИИП} \cdot \frac{I_{ТП}}{I_{ЕП}}, \quad (1.17)$$

$$K_{ИИТ} = 1,0 \cdot \frac{1,24}{0,89} = 1.39.$$

Висновки: при $K_{ИИТ} > 1$ – за конкурентоспроможністю перевищує зразок.
Отже даний виріб можна запроваджувати у виробництво.

1.3 Висновки

Проаналізувавши технічні та економічні показники можна дійти до висновку, що даний виріб майже за усіма технічними показниками кращий ніж виріб аналог. Визначивши величини капітальних вкладень та експлуатаційні витрати можна побачити що у виробі-аналозі ці показники кращі, але врахувавши абсолютний економічний ефект ми бачимо що новий виріб в цілому кращий і заслуговує впровадження його у виробництво.

2 АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ ТА ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ

2.1 Теоретичний аналіз методів поверхневого пластичного деформування

Поверхнєве пластичне деформування засноване на здатності металевої поверхні сприймати залишкові пластичні деформації без порушення цілісності металу. Поверхнєве пластичне деформування – один з найбільш простих і ефективних технологічних шляхів підвищення працездатності та надійності деталей машин. Внаслідок поверхневого пластичного деформування підвищуються твердість і міцність поверхневого шару, формуються сприятливі залишкові напруження стиску, зменшується параметр шорсткості R_a , збільшується радіус заокруглення вершин мікрорівнів, відносна опорна довжина профілю мікронерівностей і т.п. Поверхнєве пластичне деформування деталей застосовується у всіх типах виробництва.

Формування поверхневого шару з заданими властивостями має забезпечуватися технологією зміцнення. Обробка поверхнєвим пластичним деформуванням виконується на багатьох металорізальних верстатах, наприклад, на токарних, стругальних або протяжних і може бути виконана як самостійна технологічна операція або як один з переходів операції. Обробка методом поверхневого пластичного деформування деталей машин може бути застосована для будь-яких металів і сплавів, здатних пластично деформуватися.

Поверхнєве пластичне деформування може бути:

- а) обробно-зміцнюючою операцією, в результаті чого зміцнюється поверхневий шар і поліпшується шорсткість обробленої поверхні;
- б) обробно-зміцнюючою і калібруючою операцією, в результаті якої не тільки зміцнюється поверхневий шар, але і підвищується точність та якість обробленої поверхні;

в) обробно-калібруючою операцією, в результаті якої підвищується точність і якість обробленої поверхні, але помітного зміцнення не відбувається. При цьому калібрувальне поверхнєве пластичне деформування змінює розміри заготовки до допускаються.

Відповідно до класифікації та особливостей застосування поверхневого пластичного деформування відповідно до ГОСТ 18296-72 «Обработка поверхностным пластическим деформированием. Термины и определения» всі методи поверхневого пластичного деформування поділяють на статичні і ударні. При статичних методах обробки інструмент впливає на оброблювану поверхню з певною постійною силою P , відбувається плавне переміщення епіцентру впливу, який послідовно проходить всю поверхню, що підлягає обробці. При цьому інерційні сили не роблять істотного впливу на поверхнєве пластичне деформування. До таких методів відносять різні вигладжування, обкатування і розкочування.

При ударних методах інструмент багатобазово впливає на всю оброблювану поверхню або її частину, при цьому сила впливу P в кожному циклі змінюється від нуля або від деякого мінімального значення до максимуму, а в разі локального ударного впливу вогнище деформування може послідовно і рівномірно проходити всю оброблювану поверхню, як і в статичних методах.

При цьому розрізняють [4 - 8]:

– накатування – поверхнєве пластичне деформування кочення інструменту по поверхні, що деформує матеріал. Розрізняють окремі випадки накатування – обкатування і розкочування. Поверхнєве обкатування – це накочення по опуклій або плоскій поверхні деформовального матеріалу. Поверхнєве розкочування – це накочення по увігнутій поверхні, що деформує матеріал;

– вигладжування – поверхнєве пластичне деформування при ковзанні інструменту по локально контактуючому з ним поверхні деформувальному матеріалу;

– калібрувальне накочення (калібрування) – накочення, при якому відбувається калібрування;

– дорнування – поверхневе пластичне деформування при поступальному ковзанні інструменту (дорна або деформувальні протяжки) по охоплює його поверхні.

Основні групи методів поверхневого пластичного деформування представлені на рисунку 2.1, де позначено: *a*, *б*, *в* – статичні методи (відповідно виглажування, обкатування, одноразове деформування); *г* – ударні методи (багаторазовий вплив інструменту або робочого тіла інструменту); *D* – напрямок переміщення інструменту або заготовки; *P* – сила впливу поверхневого пластичного деформування.

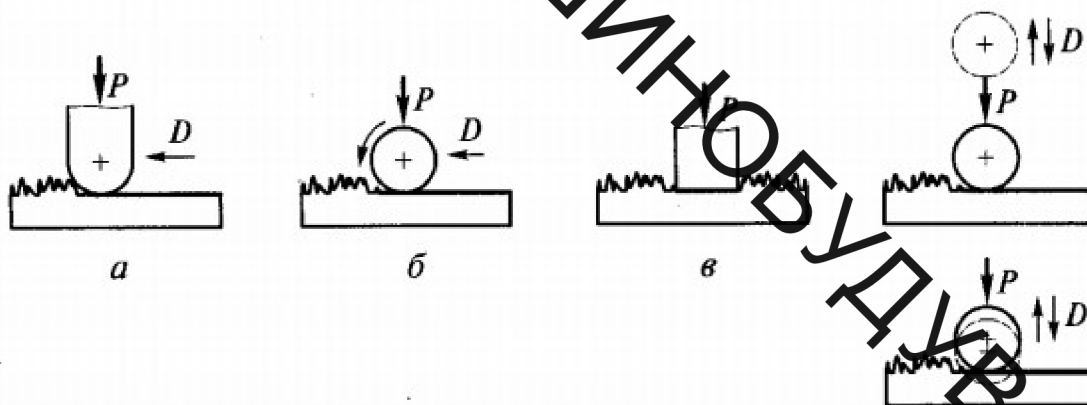


Рисунок 2.1 – Основні групи методів поверхневого пластичного деформування

Зазвичай в якості інструментів при поверхневому пластичному деформуванні застосовують кульки, ролики, виглазувачі (гладилки), дорни, де формувальні протяжки. При цьому, застосовуючи статичні методи поверхневого пластичного деформування, отримують меншу товщину деформованого шару з усіма наслідками. Однак ці методи, як правило, забезпечують меншу шорсткість поверхонь з сприятливою формою мікронерівностей. При застосуванні ударних методів поверхневого пластичного деформування можна досягти великого ступеня зміцнення, який

ВНТУ
НАУКОВО-ДИПЛОМАТИЧНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ЦЕНТР
МАШИНОБУДУВАННЯ

характеризується ступенем підвищення поверхневої мікротвердості, значеннями корисних стискаючих залишкових напружень і товщиною зміцненого шару.

При проектуванні операцій поверхневого пластичного деформування, які вигідно відрізняються, наприклад від операції точіння, шліфування, полірування, необхідно пам'ятати про наступні переваги поверхневого пластичного деформування:

а) зберігається цілість волокон металу і утворюється дрібнозерниста структура в поверхневому шарі;

б) відсутність шаржування оброблюваної поверхні частинками шліфувальних кругів, полірувальних паєт;

в) відсутні термічні дефекти;

г) стабільні процеси обробки, що забезпечують стабільну якість поверхні;

д) можна досягати мінімального параметра шорсткості поверхні $Ra = 0,1 \dots 0,05$ мкм і навіть менше. При цьому як на термічно необроблених сталях, кольорових металах, так і на високоміцних і загартованих сталях, зберігаючи вихідну форму заготовок;

е) можна зменшити шорсткість поверхні в кілька разів за один технологічний перехід або операцію;

ж) створюється сприятлива форма мікронерівностей з великою часткою опорної площі;

і) можна утворювати регулярні мікрорельєфи із заданою площею заглиблень для затримання мастильного матеріалу;

к) створюються сприятливі стискні залишкові напруги в поверхневому шарі;

л) плавно і стабільно підвищується мікротвердість в поверхневому шарі.

Однак необхідно врахувати і такі міркування:

а) значна частина способів поверхневого пластичного деформування не підвищує геометричної точності поверхні, зазвичай зберігається точність, досягнута на попередній операції;

б) у зв'язку зі створенням корисних стискаючих залишкових напружень в поверхневому шарі при обробці тонкостінних і нерівножорстких деталей (товщиною від 3 до 5 мм) може відбуватися деформація поверхні в межах від 5 до 10 мкм і навіть більше;

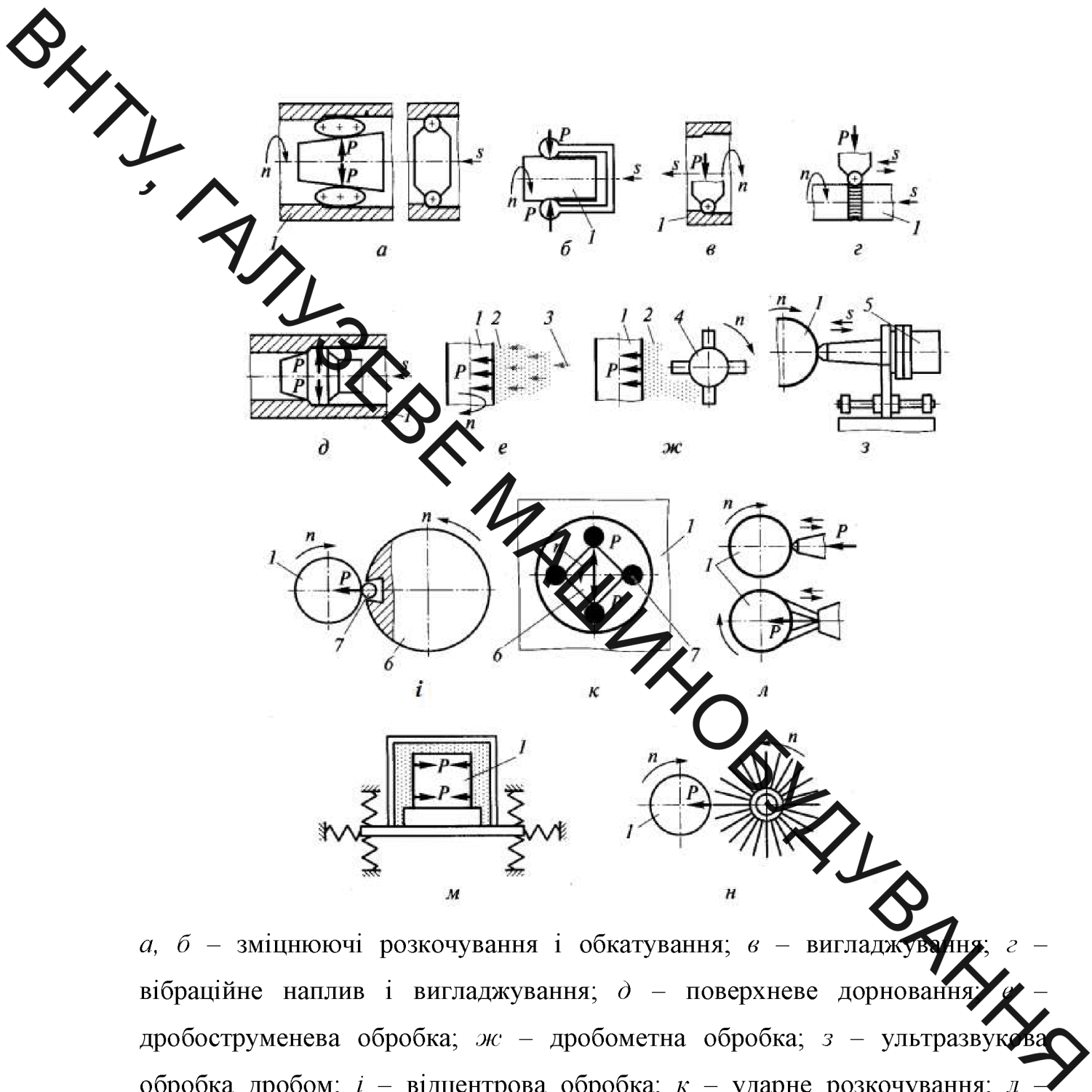
в) у зв'язку з пластичним перебігом металу при використанні способів обробки поверхневим пластичним деформуванням на крайках оброблюваних поверхонь утворюються рівномірні напливи металу товщиною від 0,03 до 0,3 мм.

2.2 Основні способи поверхневого пластичного деформування

Поєднанням обертального і поступального переміщень деталей і деформувальних елементів інструменту способами поверхневого пластичного деформування обробляють плоскі, циліндричні, перехідні поверхні, фасонні поверхні і канавки. Основні способи поверхневого пластичного деформування представлені на рисунку 2.2 [4 - 8].

Обкатування і розкочування поверхонь є найбільш широко застосовуваними способами поверхневого пластичного деформування деталей машин – обробляють і зміцнюють циліндричні, конічні, плоскі, фасонні зовнішні і внутрішні поверхні. Як верстатне устаткування зазвичай застосовуються верстати токарної групи, стругальні або спеціальні верстати. В якості робочих елементів інструменту застосовують кульки і ролики. Крім цього в залежності від розв'язуваної задачі інструмент може бути оснащений одним робочим елементом або декількома. В якості робочих елементів накатника, представленого на рисунку 2.3 – застосовані ролики, на рисунку 2.4 – кулька. Для розкочування внутрішньої циліндричної поверхні за схемою в) застосований один ролик, а за схемою з) – два ролика.

На рисунку 2.4 представлена найпростіша схема обкатування. Вона полягає в наступному: до обертової циліндричної заготовки підводять інструмент, на якому закріплений загартована гладка кулька.



a, б – зміцнюючі розкочування і обкатування; *в* – вигладжування; *г* – вібраційне наплив і вигладжування; *д* – поверхневе дорнювання; *е* – дробоструменева обробка; *ж* – дробометна обробка; *з* – ультразвукова обробка дробом; *и* – відцентрова обробка; *к* – ударне розкочування; *л* – зміцнювальне карбування; *м* – вібраційна ударна обробка; *н* – обробка механічною щіткою.

1 – заготовка; 2 – дріб; 3 – струмінь газу і (або) рідини; 4 – дробомет (турбінка); 5 – ультразвуковий генератор; 6 – опора; 7 – ролики; *n* – обертання заготовки і (або) інструменту; *s* – переміщення заготовки та (або) інструменту; *P* – зусилля деформування; → – напрямок різного виду рухів.

Рисунок 2.2 – Основні способи поверхневого пластичного деформування

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

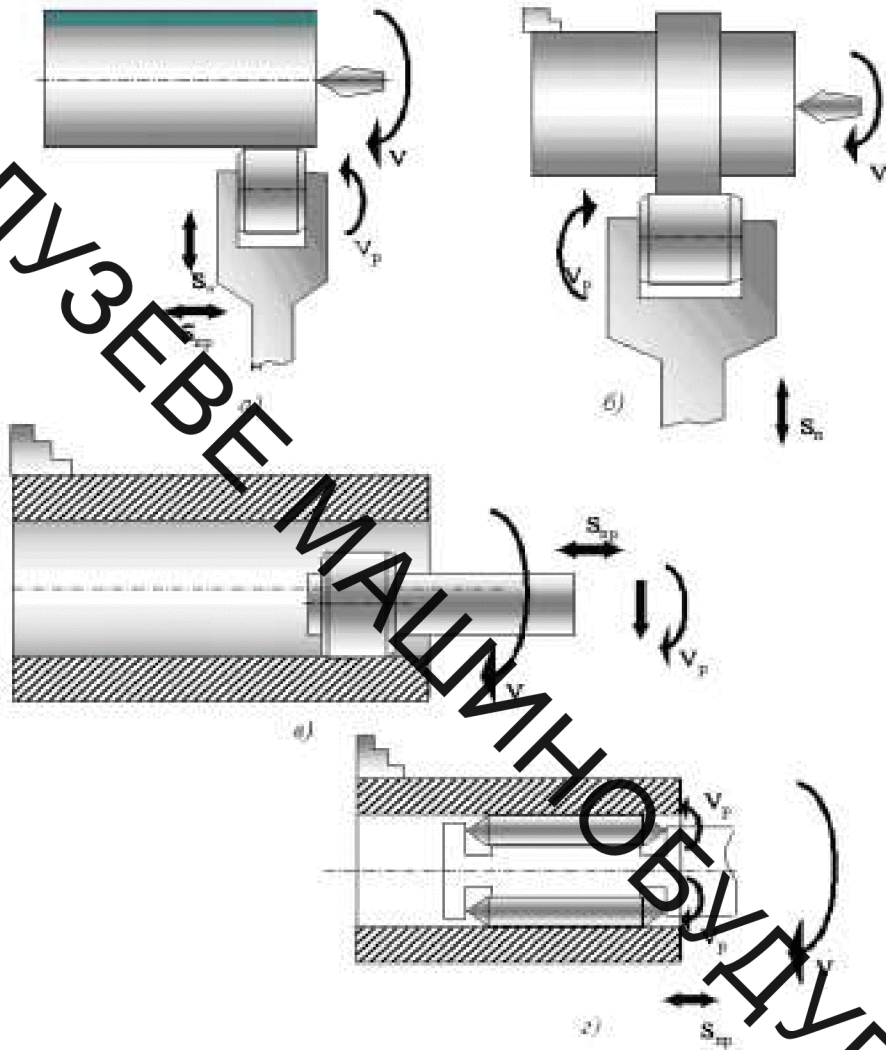


Рисунок 2.3 – Зовнішнє обкатування та розкатування внутрішніх циліндричних поверхонь

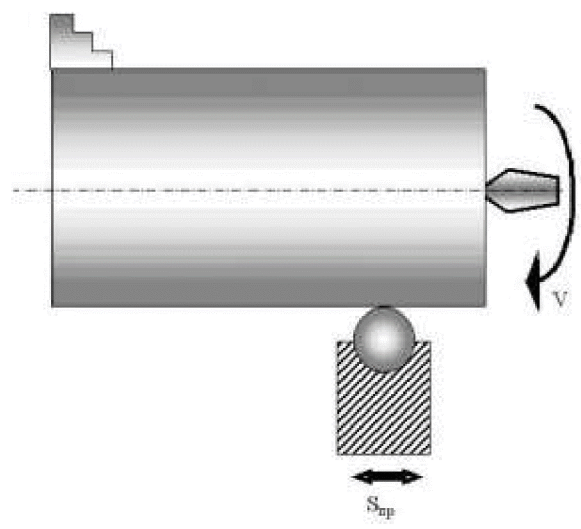


Рисунок 2.4 – Обкатування однією кулькою

Кульки частіше виготовляють з підшипникової сталі, рідше – з інших високоміцних матеріалів, наприклад, з твердого сплаву. Розміри кульок, їх точність та інші вимоги, що пред'являються до них, стандартизовані.

Кульки виготовляють номінальними діаметрами від 0,25 до 150 мм. кулька з необхідним зусиллям підтискають до оброблюваної поверхні. Підтиск кульки здійснюється за допомогою пружини або за допомогою пневматичного або силового механізму. В процесі обробки заготовка обертається, а інструмент має поздовжню подачу. Завдяки самоустановлюваності кульки під час обкатування забезпечується його вільне обертання при терті кочення між кулькою і оброблюваною поверхнею заготовки. В силу цього і створюються більш сприятливі умови для пластичного деформування, щоб забезпечити отримання менш шорстку поверхні при невеликому тиску з боку кул.

Зі збільшенням діаметра кульки глибини залягання залишкових напружень зростає, але градієнт і абсолютні значення зменшуються. Шорсткість поверхні найбільш інтенсивно зменшується при питомих навантаженнях 1000...1 400 МПа [5]. При цьому оптимальне значення питомого навантаження зростає для більш твердих і менш пластичних матеріалів.

Параметр шорсткості обробленої поверхні прямо пропорційний до швидкості і обернено пропорційний радіусу кульки. Швидкість обкатування і число робочих ходів практично не впливають на шорсткість поверхні.

Твердість поверхні при обкатуванні підвищується для всіх металів.

Зазвичай до глибини від 1 до 1,5 мм підвищення твердості значно, а на більшій глибині (≈ 2 мм) зазвичай спостерігається незначне підвищення твердості. Число робочих ходів, а також швидкість обкатування практично не впливають на поверхневу твердість.

Важливою особливістю накатників є використання стандартних кульок з високою точністю обробки і якістю поверхні. Відсутність матеріальної осі обертання кульок і їх самоустановка щодо оброблюваної поверхні під дією

сил обкатування і тертя, відсутність або незначне прослизання кульок, незначні сили обробки (точковий контакт з оброблюваною заготовкою) дозволяють обробляти маложорсткі і нерівножорсткі деталі, в тому числі і деталі з високою поверхневою твердістю. Менші подачі і менша продуктивність обробки, ніж при використанні роликів пристроїв, визначають основну область застосування кулькових пристроїв – обробку маложорстких і нерівножорстких деталей.

Застосування багатокульковиз обкатників і розкатників не тільки забезпечує підвищення продуктивності, але і дозволяє уникнути одностороннього тиску деформуючого елемента на оброблювану деталь. Особливо широке застосування багатокулькових обкатників і розкатників в машинобудуванні зараз спостерігається для обробки зовнішніх і внутрішніх циліндричних поверхонь.

Обкатування кулькою або кульками зазвичай здійснюється з швидкостями від 15 до 100 м/хв. Швидкість в основному визначається конструкцією інструмента. Фасонні поверхні обробляються тільки з застосуванням копіра.

Для обкатування і розкочування також використовуються ролики різної конфігурації. Ролики бувають двох видів – стрижневі й кільцеві, а їх, в свою чергу, підрозділяють на 15 типів, причому деякі типи мають по кілька виконань. Стрижневі ролики слід виконувати діаметром не більше 18 мм, кільцеві – діаметром не більше 160 мм. Найчастіше ролики виготовляють з підшипникової сталі, тобто використовують ролики від стандартних підшипників.

Обкатування і розкочування роликами найбільш доцільно проводити за один робочий хід, максимум – за 2-3. Більше число проходів неприпустимо, так як може призвести до перенаклепу поверхні і її відшарування.

Застосування роликів для обкатки обмежується, головним чином, випадками, коли потрібно отримати більш глибокий зміцнений шар. Але процес обкатування і розкочування роликами дорожче, так як часто вимагає

застосування спеціальних роликів, а конструкція інструменту складніша.

Швидкість обкатування і розкочування за допомогою роликів становить від 20 до 200 м/хв. Швидкість обкатування майже не впливає на отримувану шорсткість та інші характеристики поверхневого шару, вона впливає в основному на продуктивність процесу.

На шорсткість оброблюваної поверхні найбільшою мірою впливає сила накочування, наступним за значенням параметром впливу є подача. подача може бути радіальною і осьовою. Найкраща якість поверхні досягається при обробці з радіальною подачею. На практиці ж зазвичай працюють з осьовою подачею, так як це більш технологічно. На якість одержуваної поверхні впливає і шорсткість вихідної поверхні. Оптимальний параметр шорсткості вихідної поверхні $Ra=3,2...0,80\text{мкм}$. На зміцнення і параметр шорсткості впливає також конфігурація і розміри роликів.

При роликах малих діаметрів досягається більше зміцнення і зниження шорсткості. При розкачуванні отворів ролики діаметром більше 20 мм практично не застосовують.

Обкатування і розкочування кульками та роликами деталей тіл обертання зазвичай здійснюють на токарних верстатах, інших форм – на фрезерних, стругальних, розточувальних верстатах, існують і спеціальні верстати.

Обкатування і розкачування лише в незначній мірі виправляють похибки попередньої обробки. Тому попередня обробка заготовок повинна бути точною з урахуванням того, що зім'яло мікронерівності і зміни остаточного розміру деталі. Процеси обкатування і розкочування рекомендується проводити із застосуванням мастильно-охолоджуючих технологічних засобів, зазвичай це мастила або суміш мастила з гасом, обробку чавуну здійснюють всуху.

Як правило, припуск на обробку поверхневим пластичним деформуванням за допомогою кульок і роликів рекомендується вибирати в межах від 0,005 до 0,02 мм.

Вібронакативання і вібровиглажування застосовують для підвищення зносостійкості деталей машин на поверхнях тертя. У разі якщо деформуючий елемент інструмента кульку, то процес називають вібронакатування, тому що процес відбувається в умовах тертя кочення. Якщо деформуючий елемент алмаз, то процес називають вібровиглажування, тому що процес відбувається в умовах тертя ковзання. При вібронакатуванні і вібровиглажуванні на поверхнях тертя деталей машин видавлюють погано помітні канавки, які прилягають одна до одної. В канавках скупчуються мастильний матеріал і дрібні частинки, що утворюються в процесі зносу. Канавки, що утворюються вібронакатуванням, оптимальна площа яких 35...45% від номінальної площі поверхні тертя деталі. Як деформуючий елемент зазвичай застосовують кульку або алмаз. Радіус робочої частини інструменту зазвичай від 1 до 15 мм, який вибирають в залежності від ширини і глибини канавок, жорсткості деталі та твердості оброблюваного матеріалу. Алмаз або композит рекомендований для матеріалів високої твердості (≥ 50 HRC). Робоча частина алмаза або композиту виконується тільки у вигляді півсфери. Для більш м'яких матеріалів застосовують кульки, в основному з підшипникової сталі, зазвичай діаметром від 4 до 10 мм. При цьому сила підтискання інструменту до 1000 Н. При вібровиглажуванні сила зазвичай від 50 до 200 Н, що дозволяє обробляти м'якші і нерівножорсткі деталі.

Канавки можна формувати на плоских, циліндричних, сферичних і криволінійних поверхнях деталей машин. Для обробки тіл обертання застосовують токарні верстати, на фрезерних і стругальних верстатах обробляють плоскі поверхні. Крім того, вібронакативання і вібровиглажування можуть виконуватися на верстатах з програмним керуванням.

У кінематичному відношенні вібронакатування і вібровиглажування відрізняються від обкатування, розкочування або алмазного вигладжування наявністю додаткового осцилювального руху з малою амплітудою (до 4 мм). Частота коливань від 900 до 3000 подвійних ходів в хвилину.

Вібронакатування і вібровиглажування прийнято відносити до статичних методів поверхневого пластичного деформування. Схема вібронакатування кулькою представлена на рисунку 2.5, кульці надається додатковий осцилюючий рух ΔS в напрямку подачі.



Рисунок 2.5 – Схема вібронакатування кулькою

Змінюючи швидкість, поздовжню подачу, амплітуду і частоту коливання, можна на оброблюваній поверхні отримувати необхідний малюнок. Нанесення канавок одночасно зміцнює поверхню (мікротвердість поверхні канавок і напливів на 10...15% вище твердості вихідного металу). Залишкові напруження при вібронакатуванні в 1,3...1,7 рази більше, ніж при накоєнні без вібрацій. Вібронакатування з утворенням системи канавок на точність обробки практично не впливає [4 - 8].

Зміна розміру в даному випадку відбувається лише за рахунок напливів, що утворюються у країв канавок, і становить кілька мікрометрів. Зміна інших параметрів, що характеризують форму деталі, не відбувається. Приклади мікрорельєфу, отриманого вібронакатуванням або вібровиглажуванням, представлені на рисунку 2.6.

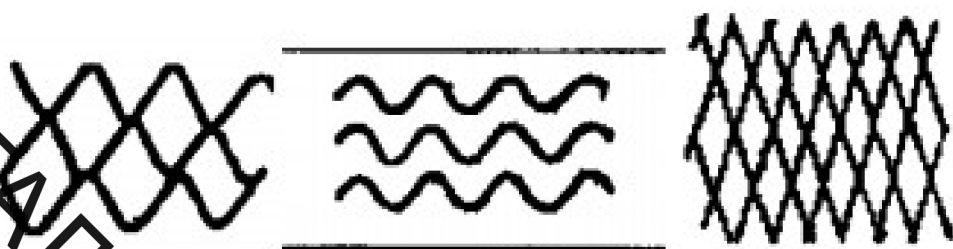


Рисунок 2.6 – Приклади мікрорельєфу, що отримується після вібронакаткування або вібровиглажування

Вібронакаткування застосовується в основному для обробки нетвердих матеріалів, наприклад, металів в стані поставки або нормалізованих. Вібровиглажування також можна застосовувати для обробки м'яких матеріалів. Але деталі з металів високої твердості (до 65 HRC) обробляються тільки вібровиглажуванням. Інструмент для вібровиглажування має наконечник з алмазом або композитом невеликого розміру, що дозволяє обробляти поглиблення шириною більше 5 мм, а також обробляти поверхні безпосередньо від торця або краю поглиблення деталі. Тобто вібровиглажування має більш широкі технологічні можливості в порівнянні з вібронакаткуванням, але в багатьох випадках поступається вібронакатувальній по продуктивності.

2.3 Огляд існуючих пристроїв для зміцнення внутрішніх поверхонь деталей

Отвори в матеріалах із алюмінію, міді, бронзи та сталі можна розкочувати для забезпечення потрібної твердості та зносостійкості, але при звичайному розкочуванні значних результатів важко досягти. Обробка таким способом дасть змогу зміцнити лише поверхневий шар, для більш кращого зміцнення застосовують вібрації, в результаті яких відбувається зміцнення більш глибоких шарів металу, що покращить його структуру та зменшить зносостійкість.

Відомий пристрій для відбортовки і розкочування круглих отворів в плоских и циліндричних заготовках містить розкочувальні ролики, пов'язані за допомогою зубчастих коліс і передачі гвинт-гайка з приводом, опорний ролик з приводом і обойми з матрицею, відрізняється тим, що розкочувальні ролики змонтовані по колу водила, поєднаного з вертикальним валом, пов'язаним рухомим різьбовим з'єднанням з гайкою, складає єдине ціле з шестернею зубчатого колеса, яка знаходиться в зачепленні з зубчастим колесом іншого вертикального валу, що сполученого з приводом розкочувальних роликів, при цьому частота обертання гайки більша від частоти обертання валу (рис. 1.6) [9].

Недоліками пристрою є громіздкість конструкції, складність виготовлення, проблематичність під час балансування пристрою, низька надійність та обробка лише великих діаметральних розмірів.

На рис. 1.7 [9] показано пристрій для вібраційного розкочування отворів, що містить корпус, виконаний з робочими циліндрами, які розташовані радіально під гострим кутом до поздовжньої осі і в яких з можливістю зворотного-поступального переміщення уздовж циліндрів розташовані поршні (в подальшому поршні-регулювальні) із інструментальними штоками, при цьому на зовнішніх торцях штоків закріплені деформувальні елементи, виконані зі сферичною робочою поверхнею із можливістю впливу на оброблювану поверхню, а внутрішні безштокові порожнини всіх циліндрів, заповнені індустріальною оливою під тиском, далі вони з'єднані через перепускні отвори з центральною порожниною, яка з'єднана з зовнішньою гідростанцією, причому корпус виконаний з можливістю планетарного зворотного-обертального руху щодо планетарної осі, що збігається з віссю заготовки і зміщеною щодо його власної поздовжньої осі на величину ексцентриситету, при цьому корпус виконаний з можливістю зміни величини ексцентриситету між власною поздовжньою віссю і планетарної віссю для установки величини амплітуди вібраційних переміщень деформуючих елементів і зміни швидкості його

обертання щодо власної осі для встановлення частоти вібрацій деформуючих елементів [9].

Недоліками пристрою є громіздкість конструкції, проблематичність під час балансування пристрою, низька надійність та ступінчасте регулювання параметрів вібронавантаження (частоти та амплітуди).

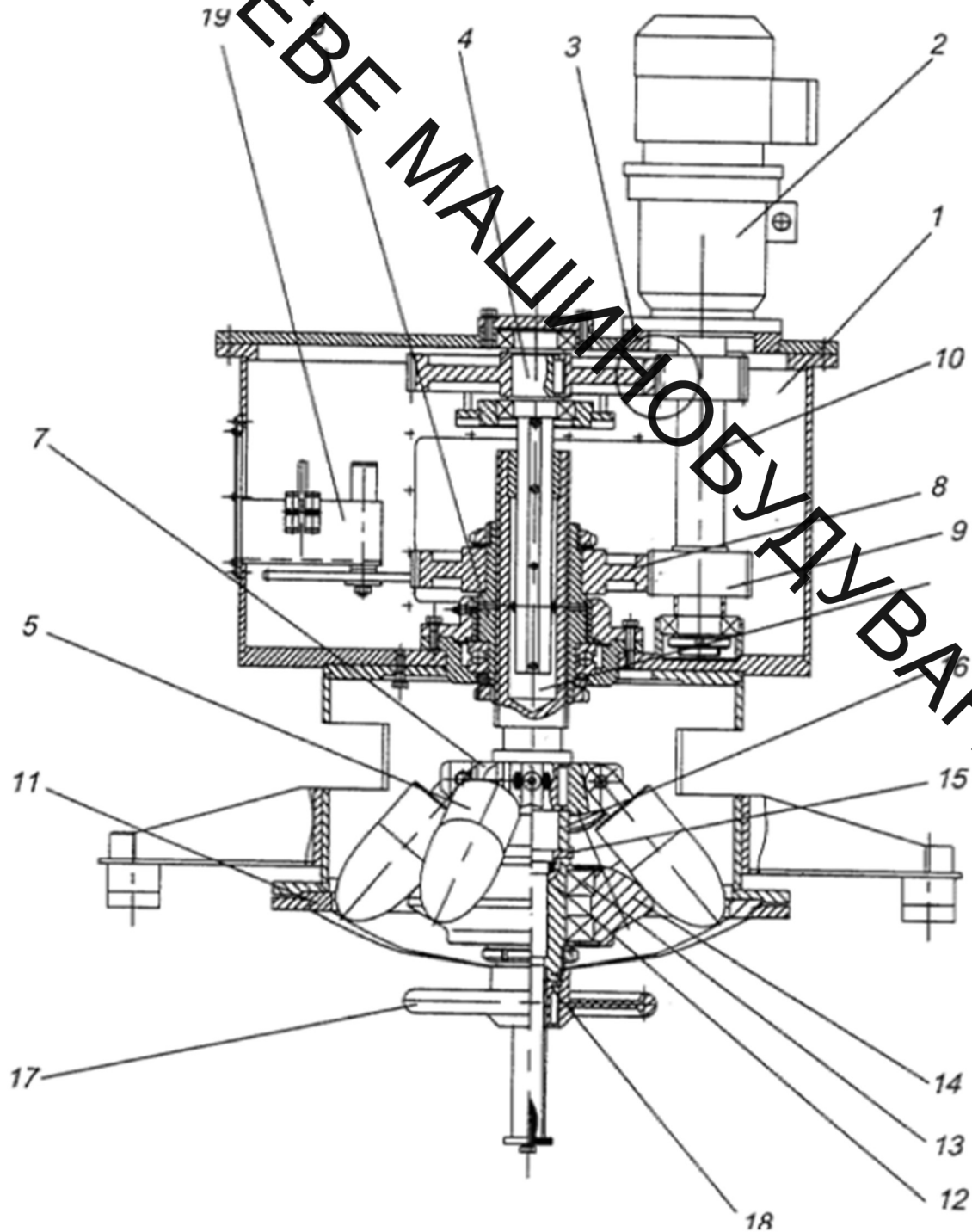


Рисунок 2.7 – Пристрій для відбортовки і розкочування круглих отворів

загартованих кульок високої твердості та механізм 4 передачі крутного моменту та обертового руху, що з'єднує вал електроприводу із зміцнювачем, розташовують всередині ствола 5 гармати.

Механізм 4 передачі обертового руху на зміцнювач 2 передбачає забезпечення радіального переміщення зміцнювача відносно геометричної осі ствола гармати 5. Тому тут у якості механізму передачі крутного моменту та обертового руху доречно використовувати або карданний, або гнучкий вал (рис. 1.9). На зміцнювачі 2 зафіксовано дебаланси 6 (рис. 1.9, в). Електропривід 1 розміщено в корпусі 7, який за допомогою роликів 8 відцентровано співвісно оброблюваній поверхні ствола гармати 5.

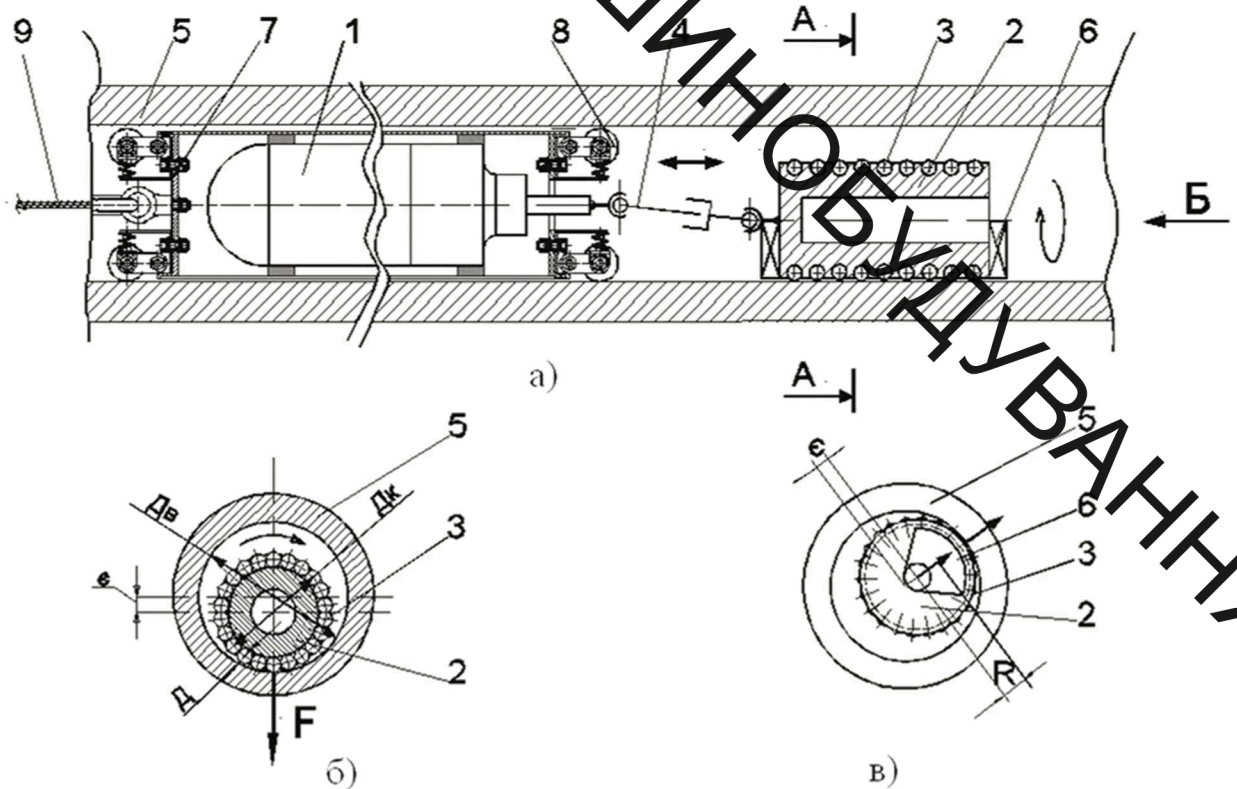


Рисунок 2.9 – Пристрій для зміцнення каналу ствола гармати

Зміцнювальний пристрій розташовують всередині внутрішньої оброблюваної поверхні ствола гармати 5, а для його переміщень вздовж твірної зміцнюваної поверхні призначено приєднаний до корпусу 7 канат 9, що намотується на барабан лебідки (на рис.3 не відображено).

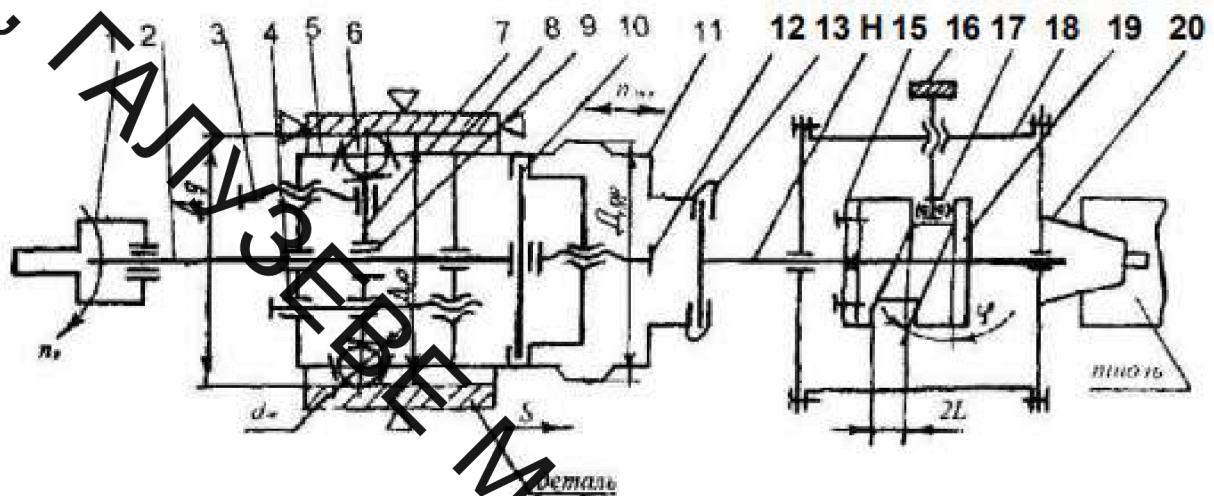
ВНТКУ ПАЛКУ СЕРВІСНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Перевагою запропонованого методу зміцнення поверхневим пластичним деформуванням внутрішніх поверхонь стволів артилерійських гармат, порівняно із відомими, є те, що завдяки ударній взаємодії масивного зміцнювача із зміцнюваною поверхнею забезпечуються значні в межах $0,15 \div 0,2$ мм глибини залягання зміцненого прошарку матеріалу на цих сталевих деталях, забезпечується вища, порівняно із відомими, ступінь зміцнення. До того ж, наявність значної кількості розміщених на масивному зміцнювачі деформованих тіл сприяє підвищенню продуктивності зміцнювальної обробки. Певною перевагою даного методу є і універсальність конструктивної схеми реалізуючого його пристрою, яка дозволяє окрім стволів артилерійських гармат використовувати його і для поверхневого зміцнення внутрішніх циліндричних поверхонь цілої групи довгомірних деталей, зокрема бурових труб та гільз насосів бурового обладнання, труб високого тиску тощо.

Пристрій для нанесення регулярного мікрорельєву методом вібророзкочування, патент України № 33202А винахідників Черновола М.І., Наливайка В.М., Соловиха Є.К., Шелепка І.В., кінематична схема якого зображена на рис. 2.10

Пристрій для нанесення регулярного мікрорельєву методом вібророзкочування складається з ведучого вузла, який містить шліфову втулку 1; багатокулькового інструмента, до складу якого входить вал шліцьовий 2, регулюючі гвинти 3, 4, нерухоме кільце сепаратора 5, деформуючі елементи (кульки) 6, конус 7, рухоме кільце сепаратора 8, шпонку 9, палець 10, корпус розкатника з дорнуючою поверхнею 11, стопор 12, байонет 13, а також осцилюючого вузла, що містить вал осцилятора 14, маточину 15, упор рухомий 16, шарикопідшипник 17, корпус осцилятора 18, копір 19, задню кришку осцилятора з конусом Морзе 20.

Пристрій працює таким чином. Деталь, що оброблюється, закріплюється у спеціальне приладдя, яке установлюється у різцетримачі токарно-гвинторізного верстата. З'ємний багатокульковий розкатник



S – подача деталі; n_p – частота обертання розкатника; D_d – діаметр деталі; d_k – діаметр деформуючого елемента (кульки); D_p – діаметр розкатника; D_{dp} – діаметр дорнуючої поверхні; φ – кут нахилу поверхні копіра; L – амплітуда осциляції розкатника

Рисунок 2.10 – Кінематична схема пристрою для нанесення регулярного мікрорельєву методом вібророзкочування

встановлюється у середину деталі так, щоб кінець валу 2 заходив у шліцьову втулку 1 і кульки розміщувались праворуч від поверхні, на яку наноситься мікрорельєф. У цьому положенні розкатник байонетом 13 з'єднується з валом 14 осцилятора. При обертанні шпинделя верстату обертовий рух передається шліцьовій втулці, багатокульковому розкатнику і валу осцилятора з суміжним копіром. У зв'язку з тим, що шарикопідшипник 17 рухомого упору 16 входить у похилий паз копіру, усі деталі, що обертаються, крім шліцьової втулки, будуть здійснювати осцилюючий рух уздовж вісі деталі, що оброблюється, якій передається рух подачі. Накладення обертового та зворотньо-поступового рухів деформуючих елементів та поступового переміщення деталі забезпечують утворення регулярного мікрорельєфу на поверхні, що оброблюється, який зображений на рис. 2.11.

Для збільшення опорної поверхні в конструкції розкатника передбачена дорнуюча поверхня, яка зминає вершини виступів. При дорнуванні шпindelь верстату не обертається, а деталь, що оброблюється, разом із супортом здійснює поступовий рух здовж дорна, внаслідок чого створюється мікрорельєф, який зображений на рис. 2.12. Таким чином, запропонований пристрій дозволяє отримати мастилоємку поверхню зі збільшеною опорною поверхнею.



Рисунок 2.11 – Мікрорельєф на поверхні, що оброблюється

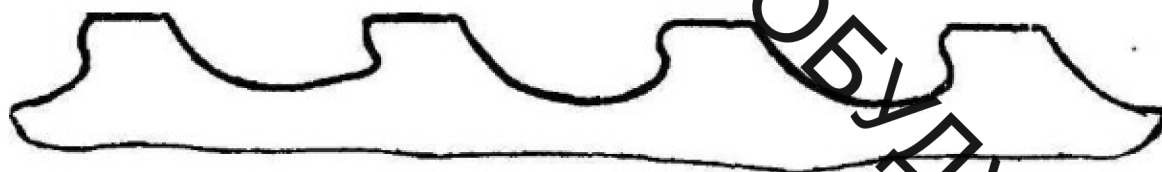


Рисунок 2.12 – Мікрорельєф на поверхні після дорнування

За результатами теоретичного огляду виконано аналіз існуючих технологій зміцнення поверхневим пластичним деформуванням та визначені основні технологічні параметри проектного пристрою – корисне технологічне зусилля, параметри вібронавантаження – амплітуда і частота, геометричні параметри інструментальних тіл.

Метою роботи є створення нової конструкції гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі задачі:

– виконати теоретичний аналіз способів деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин;

– розробити конструктивну схему гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску;

– на основі структурно-розрахункової схеми гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску та детального аналізу циклу роботи пристрою розробити динамічну та математичну моделі гідроімпульсного привода пристрою;

– розробити принципову та конструктивну схему стенда для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою з метою перевірки коректності розроблених його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструючої апаратури для реалізації експериментальних досліджень і розробити методику проведення цих досліджень.

3 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ

На рис. 3.1 зображено конструктивну схему гідроімпульсного пристрою для деформційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей з вбудованим генератором імпульсів тиску [12] містить гідронасос 1, який з'єднано через гідролінію 14 з напірною порожниною А, та в свою чергу через проміжну порожнину В з'єднано з ГТТ, який містить золотник 10 на якому закріплено пакет тарілчастих пружин генератора імпульсів тиску (ГТТ) 12, що регулюється за допомогою гвинта 11. ГТТ через зливну порожнину С та гідролінією 15 з'єднано з гідробаком 13. Також гідроімпульсний пристрій для зміцнення внутрішніх поверхонь деталей з вбудованим генератором імпульсів тиску містить корпус 2 з'єднаний із стаканом 9, на осі якого розташований поршень – регулювальний 3 в який обперті інструментальні штоки 4 на протилежних торцях яких нерухомо встановлені деформувальні елементи у вигляді сферичних робочих поверхонь 5. Під поршнем регулювальним встановлено ПТП 6, які регулюються гайкою 7, що зафіксована контргайкою 8.

Робота гідроімпульсного пристрою для вібраційного для деформційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску відбувається за двох режимів – динамічному та статичному.

Динамічний режим:

- 1) обертання пристрою навколо своєї осі;
- 2) рідина, під тиском, із гідронасоса 1 через гідро лінію 14 потрапляє у напірну порожнину А;

- 3) регульований генератор імпульсів тиску, створює імпульси рідини, що діють на поршень-регулювальний та викликають вібрації, які потрібні для роботи пристрою ;
- 4) при дії на золотник 10 рідини, під тиском, яка потрапляє з напірної порожнини А в проміжну порожнину Б, а далі у зливну порожнину С, за допомогою золотника 10 на якому закріплено ПТП ГІТ 12 жорсткість яких регулюється за допомогою гвинта 11, тим самим змінює частоту вібрацій, після чого рідина потрапляє через гідро лінію 15 в бак 13 ;
- 5) імпульси рідини діють на поршень-регулювальний забезпечуючи його хід донизу де знаходяться ПТП 6, що регулюються за допомогою пробкою 7 та контргайки 8, також за допомогою гайки регулюється розмір оброблювального отвору при розходженні штоків інструментальних 4;
- 6) в поршень – регулювальний, що встановлений в корпус 2, обперті інструментальні штоки 4, які знаходяться в стаканах 3, рухаються за допомогою вібрацій, які передються від поршня регулювального;
- 7) на протилежних торцях штоків інструментальних закріплено робочі сферичні поверхні 5, які обробляють деталь збільшуючи її твердість та зменшуючи зносостійкість.

Статичний режим:

- 1) обертання пристрою навколо своєї осі;
- 2) регулювання розмірів оброблювальних деталей за допомогою гайки та контргайки.
- 3) пластична деформація стінок отворів та збільшення діаметрів при дії на них деформовальних елементів у вигляді кульок 5.

На кожному з етапів виконується робота, яка залежить від конструктивних параметрів та режимів роботи пристрою, які залежать від точності та твердості поверхні, яку нам потрібна забезпечити. Отже, при роботі гідроімпульсного пристрою для зміцнення внутрішніх поверхонь

деталей з вбудованим генератором імпульсів тиску відбувається деформаційне зміцнення та збільшення внутрішніх розмірів обробленої деталі, що призводить до підвищення зносостійкості та більшої тривалості роботи обробленої поверхні.

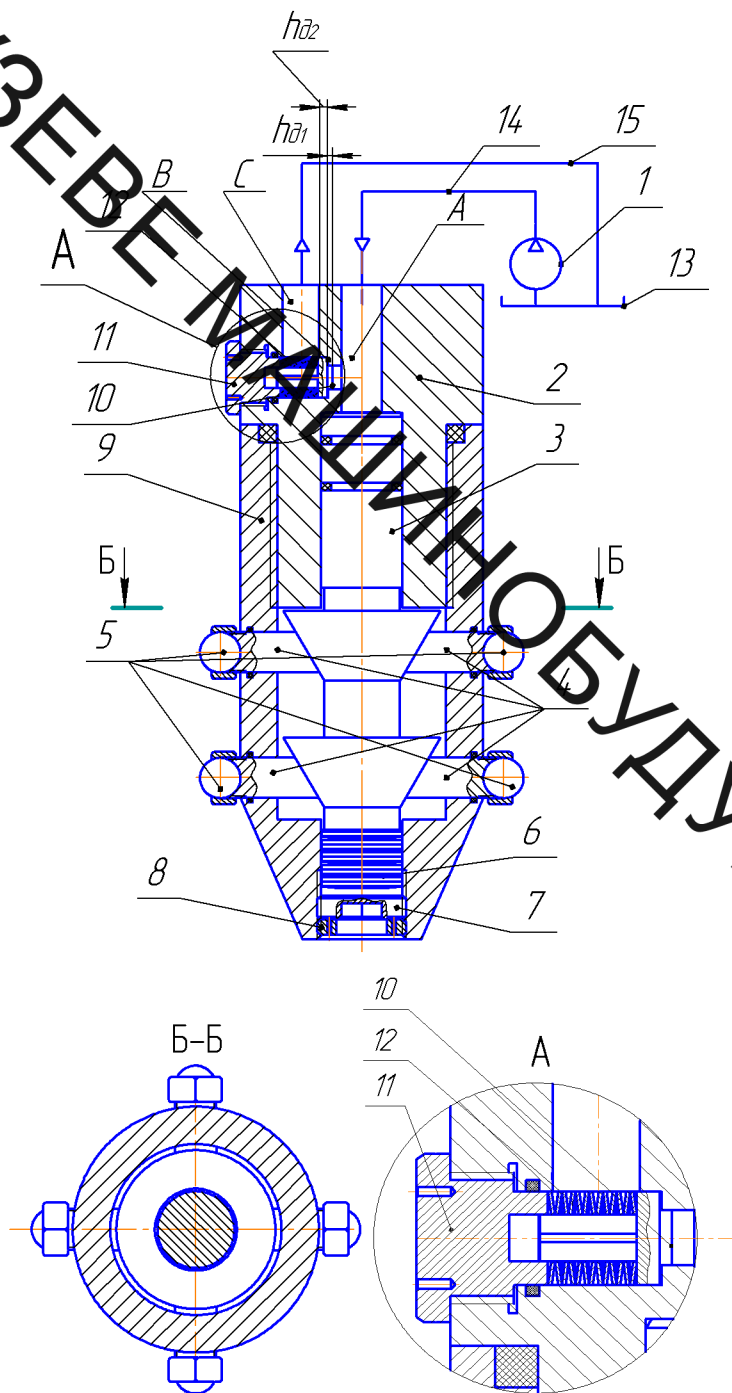


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску

В даному розділі запропонована конструктивна схема гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску з використанням пружин високої жорсткості – тарілчастих пружин. Використання ПТП для побудови пристрою дозволило забезпечити високу компактність та розширити діапазон вібронавантаження.

4 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ

У процесі оброблення деталь сприймає знакозмінні навантаження з боку опорного елемента. Це пояснюється початковим викривленням і попередніми вигинами заготовки. Щоб краще розуміти суть змін, що відбуваються, потрібно розглянути кілька положень заготовки в процесі оброблення. Пружний вигин створюється додатковою поперечною силою, що викликає необхідну деформацію в місці прикладання сили, з боку опорного елемента, який переміщується вздовж осі в процесі оброблення. Затівка під час оброблення обертається.

Під час обертання деталі (рис 4.1 – 4.3) в поверхневому шарі під інструментом будуть створюватись пружні напруження, значення яких в можна виразити формулами:

$$\sigma_{напр}(l/2) = \frac{12ER \left[(\zeta + 1) f_{вих}^{max} - f_{вих}^{max} \cdot \cos\theta \right]}{l^2}, \quad (4.1)$$

$$\sigma_{напр}(e) = \frac{3ER \left[(\zeta + 1) f_{вих}^{max} - f_{вих}(e) \cdot \cos\theta \right]}{e(l - e)}, \quad (4.2)$$

де E – модуль пружності I-го роду матеріалу;

R – радіус заготовки;

$f_{вих}^{max}$ – величина вихідної деформації деталі в центральному перерізі;

$f_{вих}(e)$ – вихідна деформація деталі в перерізі з координатою e , тут e – відстань від краю валу до оброблюваної ділянки;

l – загальна довжина заготовки;

θ – кут повороту деталі від вихідного положення;

ξ – коефіцієнт згину.

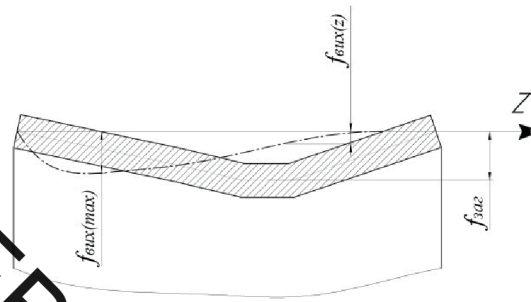


Рисунок 4.1 – Положення стінки циліндричної заготовки під час повороту вихідної опуклої сторони до індентора

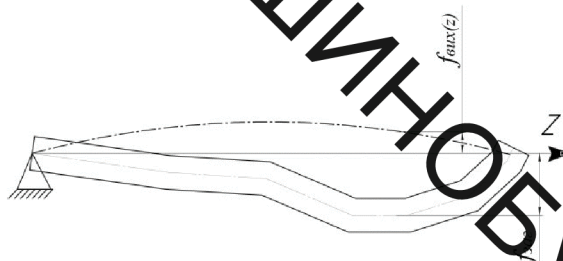


Рисунок 4.2 – Положення стінки циліндричної заготовки під час повороту вихідної ввігнутої сторони до індентора

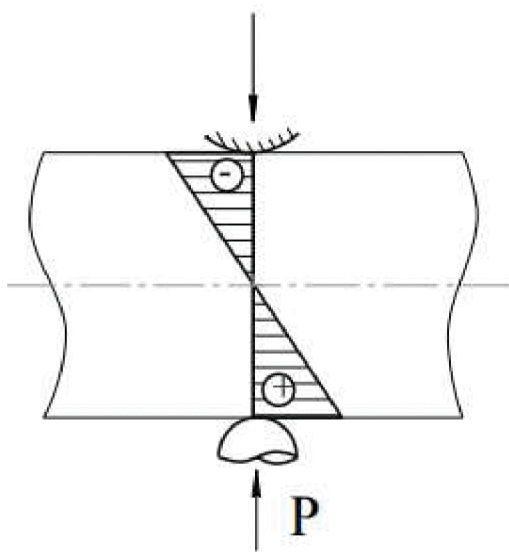


Рисунок 4.3 – Пружні деформації, що виникають від згинальної сили

Розраховуємо вихідну деформацію на початку і кінці оброблюваної ділянки. Для цього можна скористатися формулою кривої осі заготовки, що апроксимується параболою другого ступеня:

$$f_{вих}(z) = \frac{4z}{l} \left(1 - \frac{z}{l}\right) f_{вих}^{max}, \quad (4.3)$$

Процес утворення залишкових деформацій і напружень можна описати, ґрунтуючись на закон складання напружень і деформацій. Під впливом зовнішнього згинального сили, що прикладається до заготовки та інструменту в процесі ППД, в поверхневому шарі формуються напруження під навантаженням, тобто повні напруги. Еюра повних напружень може бути передбачена на підставі відомої діаграми розтягування (стиснення) для даного матеріалу, яка може бути апроксимована подвійною лінійною функцією (рис. 4.4) в області рівномірної деформації.

Виходячи з уявлення про те, що еюра напружень під навантаженням в поверхневому шарі відтворює в певному масштабі діаграму деформування матеріалу і пов'язана прямою залежністю з епюрою деформацій визначимо напружено-деформований стан матеріалу поверхневого шару під впливом інструменту в процесі ППД (рис. 4.5)

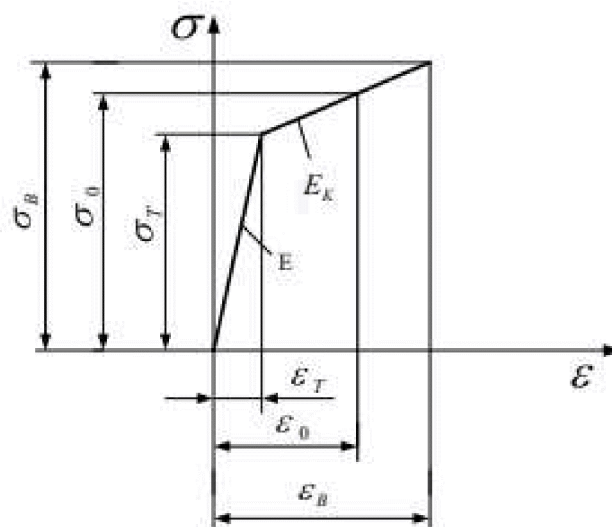


Рисунок 4.4 – Напруження, що виникають від поверхневої пластичної деформації

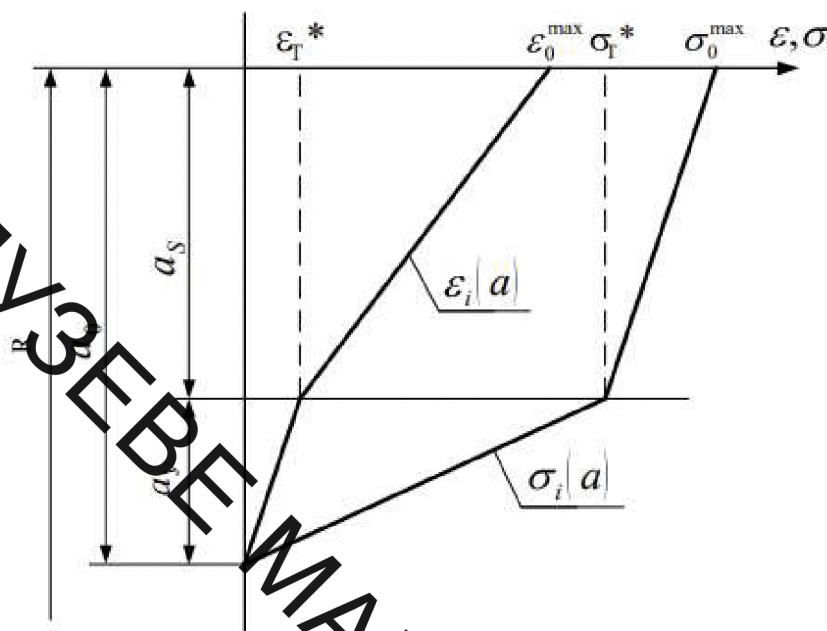


Рисунок 4.5 – Розподілення деформації ϵ і напружень σ від процесу ППД по глибині

Для побудови епюри деформацій і напружень, що виникають від процесу ППД, необхідно розрахувати ряд параметрів. ППД необхідно проводити з деформацією, близькою до рівномірної допустимої, при якій не відбувається руйнування матеріалу поверхневого шару деталі [14]. Цю деформацію визначають за пластичної твердості $HД$ [13]:

$$\epsilon_0^{\max} = \frac{245}{HД}, \quad (4.4)$$

де $HД$ – пластична твердість, що визначається згідно міждержавного стандарту ГОСТ 18835-73, або орієнтовно за емпіричною залежністю $HД=0,486HB^{1,124}$ [15].

Розрахунок сили притиснення інструменту будемо виконувати за методикою Черненка О. С. [16].

Насамперед розраховуємо коефіцієнт стиснення:

$$c = 2,57 - 0,7 \sin \varphi, \quad (4.5)$$

де $\sin \varphi$ – повний кут входження індентора (див. рис. 4.6), який рівний $\sqrt{\varepsilon_0^{\max}}$.

Визначаємо тиск текучості в контакті:

$$q_T = c \cdot \sigma_T, \quad (4.6)$$

де σ_T – межа текучості.

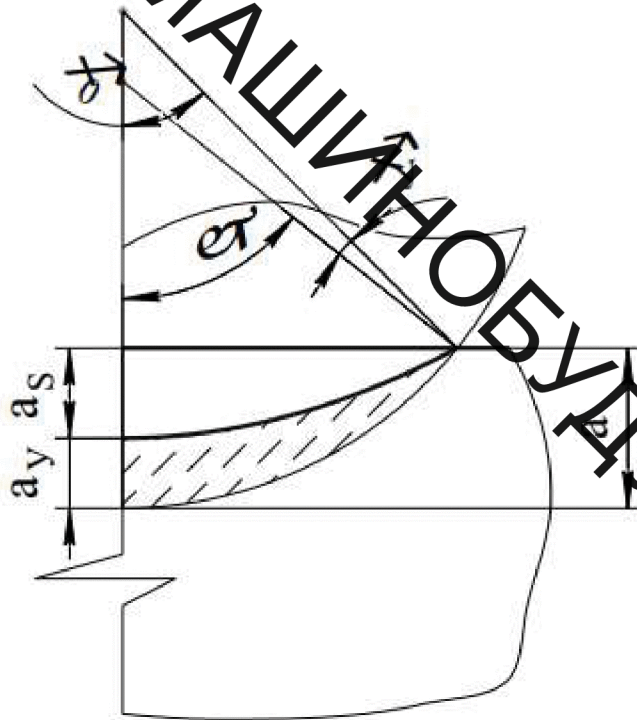


Рисунок 4.5 – Схема входження сферичного індентора

Число циклів навантаження поверхні в результаті оброблення можна розрахувати за формулою:

$$N = \frac{2R \sin \varphi}{S}, \quad (4.7)$$

де $2R \sin \varphi$ – ширина канавки від інструмента в напрямку подачі;

S – повздовжня подача.

Також необхідно визначити пластичну складову повної деформації:

$$\sin \varphi_0 = \sin \varphi - \sin \varphi_y, \quad (4.8)$$

де $\sin \varphi_y$ – пружна складова деформації, яка рівна:

$$\sin \varphi_y = c \cdot 10^{-5} \cdot q, \quad (4.9)$$

де q – середній тиск в контактi, яке в даному випадку можна визначити як 0,8НВ.

В результаті повторного навантаження поверхні в процесі оброблення – механічні властивості змінюються. Цю зміну можна виразити через коефіцієнт циклічності:

$$K_{Ц} = 1 + K_H \alpha_y (N^\tau \sin \varphi_0)^t, \quad (4.10)$$

де K_H – емпіричний коефіцієнт навантаження, який показує ступінь зміцнення матеріалу, яка залежить від режиму пластичного деформування, який рівний (0,32...0,46) [16];

τ, t – коефіцієнти, що залежить від матеріалу заготовки;

α_y – коефіцієнт зміцнення, який залежить від здатності матеріалу зміцнюватись.

$$\alpha_y = \frac{\frac{\sigma_B}{\sigma_T}(1 + e_K) - 1}{e_K}, \quad (4.11)$$

де e_K – істина (логарифматична) деформація під час розтягу, яка вираховується по формулі:

$$e_K = \frac{1}{1 - \psi_K}, \quad (4.12)$$

де ψ_K – відносне звуження зразка.

Величина $K_H \alpha_y$ змінюється в залежності від ступеня зміцнення:

$$E_K = K_H \alpha_y \cdot 10^4, \quad (4.13)$$

Визначаємо середній тиск в контактi інструменту з деталлю:

$$q = q_0 \cdot K_H, \quad (4.14)$$

Для отримання рівномірної допустимої деформації необхідно прикласти відповідне зусилля:

$$P = \pi q R^2 \sin^2 \varphi, \quad (4.15)$$

Визначення глибини пластично деформованого шару будемо розраховувати за формулою:

$$a_s = \frac{1}{m} \sqrt{\frac{P}{2\sigma_T}}, \quad (4.16)$$

де $m = 1 + 0,07 R_{\text{ПР}}$, тут $R_{\text{ПР}}$ – приведений радіус контакту, який розраховуємо за залежністю:

$$R_{\text{ПР}} = \frac{1}{2(A + B)}, \quad (4.17)$$

де $A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R} \right)$; $B = \frac{1}{2R_i}$ – велика і мала півосі залишкової

вм'ятини інструменту.

Із геометричного зв'язку кутів та глибини деформованого шару можна розрахувати глибину пружнодеформованого шару:

$$a_y = \frac{\sin \varphi_y}{\sin \varphi_0} a_s. \quad (4.18)$$

Межа розділення пружної та пружно-пластичної складової деформації обумовлена рівністю:

$$\varepsilon = \varepsilon_T, \quad (4.19)$$

Визначаємо межу текучості σ_T^* матеріалу, яка збільшується в результаті зміцнення при повторному навантаженні індентора в процесі ППД:

$$\sigma_T^* = \sigma_T + E \cdot N^\tau \left(\varepsilon_0^{\max} - \varepsilon_T \right), \quad (4.20)$$

Деформація текучості, яка відповідає σ_T^* :

$$\varepsilon_T^* = \varepsilon_T \cdot K_{II}, \quad (4.21)$$

Напруження на поверхні розраховуємо за формулою:

$$\sigma_0^{\max} = \sigma_T^* + E_K \tau_0^{\max} - \varepsilon_T^*, \quad (4.22)$$

Визначимо зміну глибини деформованого шару Δa , яка утворюється внаслідок накладання деформацій від пружного згину заготовки на деформацію від силової дії інструменту. Із рис. 4.6 визначаємо:

$$\frac{\Delta a}{\varepsilon^*} = \frac{a_s}{\left(\varepsilon_0^{\max} - \varepsilon_T^* \right) + \varepsilon_y - \varepsilon^*}, \quad (4.23)$$

де ε^* – значення пружних напружень на рівні a_s , яке рівне –

$$\varepsilon^* = \varepsilon_y \left(1 - \frac{a_s}{R}\right), \quad (4.24)$$

Підставляючи (4.24) в (4.23), отримуємо:

$$\Delta a = \frac{a_s \left(1 - \frac{a_s}{R}\right)}{\left(\varepsilon_0^{\max} - \varepsilon_T^*\right) + \varepsilon_y \frac{a_s}{R}} \varepsilon_y, \quad (4.25)$$

де ε_y – максимальне значення деформації заготовки, яке викликане дією зовнішніх згинальних моментів, $\varepsilon_y = \sigma_{\text{пруж}} / E$.

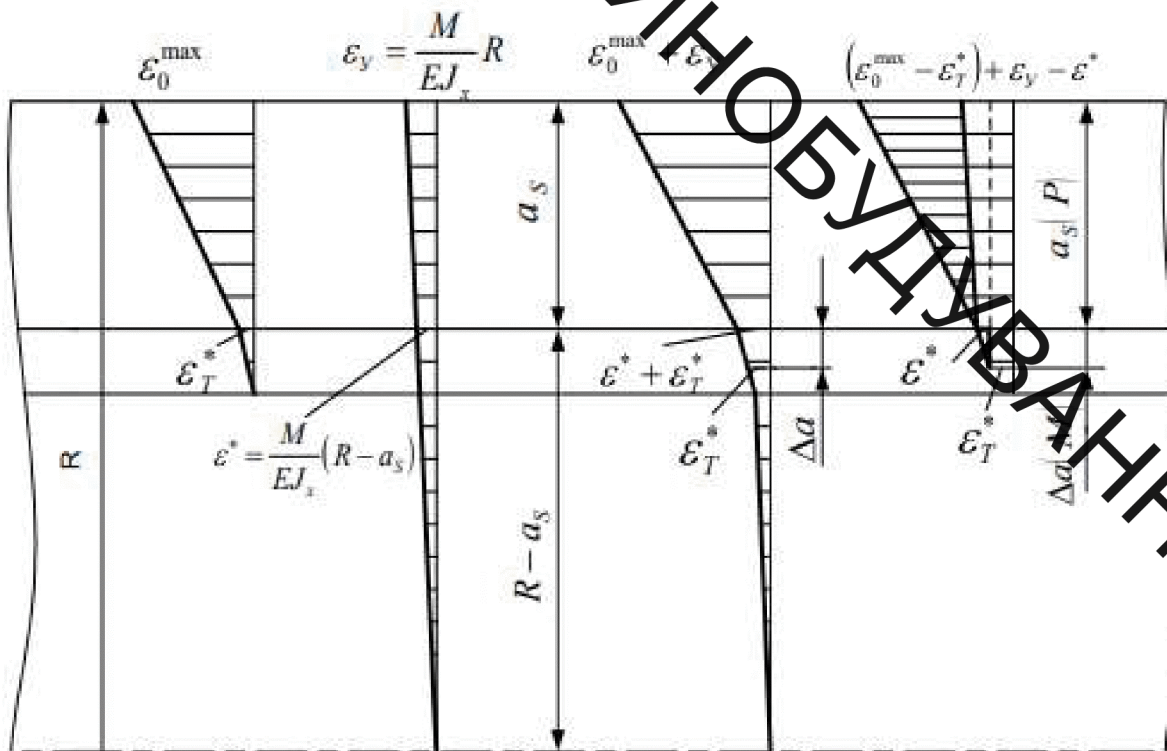


Рисунок 4.6 – Схема поширення деформації в тілі деталі під час ППД

Алгебраїчне складання деформацій від процесу ППД і пружного згина заготовки дозволить визначити деформації, напруження, глибину пластично деформованого шару (див. рис. 4.7)

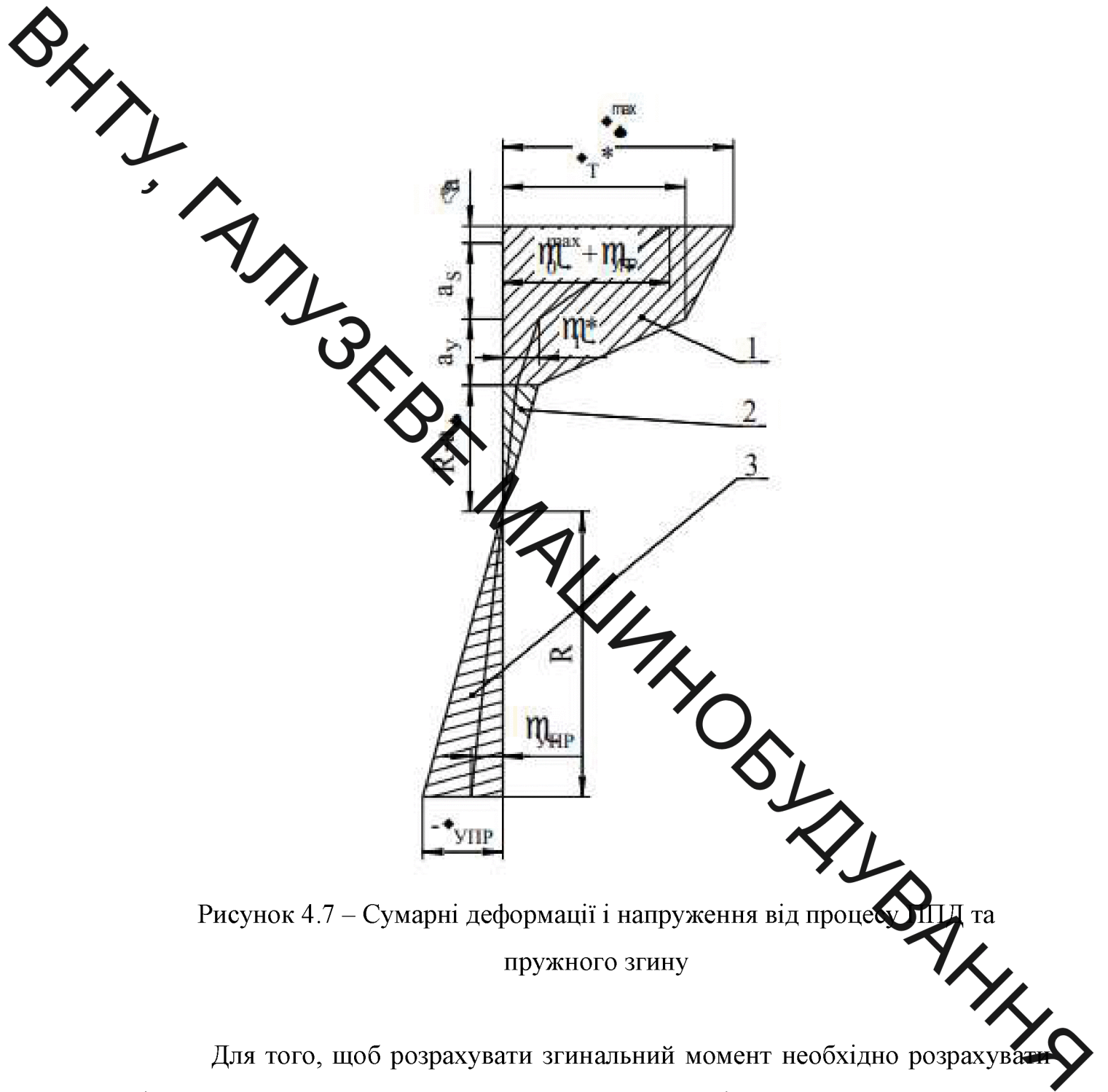


Рисунок 4.7 – Сумарні деформації і напруження від процесу ПД та пружного згину

Для того, щоб розрахувати згинальний момент необхідно розрахувати інтегральну характеристику епюри напружень, які є площею епюри:

$$P_H(\theta) = \int_R \sigma_H(r) dr, \quad (4.26)$$

Елементарний згинальний момент відносно центру перерізу:

$$dM = P_H(\theta) R_C(\theta) d(\theta) \cos \theta, \quad (4.27)$$

де $R_C(\theta)$ – радіус від центру перерізу 0 до центра ваги епюри напружень;

$R_C(\theta)\cos\theta$ – плече відносно XZ.

Інтегруючи вираз (3.27), отримуємо згинальний момент в поперечному перерізі:

$$M = \int R_H(\theta) R_C^2(\theta) \cos\theta d\theta. \quad (4.28)$$

Згідно розрахованих значень напружень будуюмо σ_T і розраховуємо площі.

Насамперед розраховуємо інтегральні характеристики частини епюри №1 (рис. 4.7, 1)

$$P_1^0 = \frac{1}{2} \left(\sigma_T^* + E_K(\varepsilon_0^{\max} - \varepsilon_T^*) \right) a_s + a_y \sigma_T^* + \sigma_T^* + E_K(2\varepsilon_0^{\max} - 2\varepsilon_T^* + \varepsilon_1^0) \Delta a_1^0, \quad (4.29)$$

де
$$\varepsilon_1^0 = \frac{3f_{вих}^{\max} + 1}{z(l-z)}, \quad (4.30)$$

$$\Delta a_1^0 = \frac{a_s \left(1 - \frac{a_s}{R} \right)}{\left(\varepsilon_0^{\max} - \varepsilon_T^* \right) + \varepsilon_1^0 \frac{a_s}{R}} \varepsilon_1^0, \quad (4.31)$$

Визначаємо амплітуду зміни площі епюр початкових напружень для вихідної випуклої сторони:

$$P_1^A = \frac{1}{2} \left[\sigma_T^* + E_K(2\varepsilon_0^{\max} - 2\varepsilon_T^* + \varepsilon_1^A) \Delta a_1^A \right], \quad (4.32)$$

$$\varepsilon_1^A = \frac{3f_{\text{вух}}(z)}{z(l-z)}, \quad (4.33)$$

$$\Delta a_1^A = \frac{a_s \left(1 - \frac{a_s}{R}\right)}{\left(\varepsilon_0^{\text{max}} - \varepsilon_T^*\right) + \varepsilon_1^A \frac{a_s}{R}}, \quad (4.34)$$

Розраховуємо середня відстань від поверхні деталі до центра ваги епюри і e_1^A – амплітудна відстань від поверхні деталі до центра ваги епюри для вихідного випуклого волокна.

$$e_1^0 = \frac{E_K \left(\varepsilon_0^{\text{max}} - \varepsilon_T^*\right) + 3\sigma_T^* \cdot a_s^2 + \sigma_T^* a_y^2 - (\Delta a_1^0)^2 \varepsilon_0^{\text{max}} + 2\varepsilon_1^0 E_K + 3\sigma_T^*}{6P_1^0}, \quad (4.35)$$

$$e_1^A = \frac{\Delta a_1^{A^2} \cdot \varepsilon_0^{\text{max}} - 3\varepsilon_T^* + 2\varepsilon_1^A E_K + 3\sigma_T^*}{6P_1^A}, \quad (4.36)$$

В такому випадку відстань від осі деталі до центра ваги частини епюри №1:

$$R_1(\theta) = R - \frac{P_1^0(e_1^0 + \Delta a_1^0)}{P_1^0 + P_1^A} + \frac{P_1^A e_1^A}{P_1^0 + P_1^A} \cos \theta, \quad (4.37)$$

Приймаємо такі коефіцієнти:

$$K_1 = R - \frac{P_1^0(e_1^0 + \Delta a_1^0)}{P_1^0 + P_1^A}, \quad (4.38)$$

$$K_2 = \frac{P_1^A e_1^A}{P_1^0 + P_1^A}, \quad (4.39)$$

Підставляємо розрахункові значення в формулу (4.27), отримуємо вираз для моменту від першої частини епюри:

$$dM = (P_1^0 - P_1^A \cos \theta)(K_1 + K_2 \cos \theta)^2 \cos \theta d\theta, \quad (4.40)$$

Далі розраховуємо інтегральні характеристики для другої частини епюри:

$$P_2 = \frac{E(\varepsilon_1^0 - \varepsilon_1^A \cos \theta)(R - a_s - a_y - \Delta a_1^0 + \Delta a_1^A \cos \theta)^2}{2R}, \quad (4.41)$$

$$e_2 = 2 \frac{R - a_s - a_y - \Delta a_1^0 + \Delta a_1^A \cos \theta}{3}, \quad (4.42)$$

$$K_3 = R - a_s - a_y - \Delta a_1^0, \quad (4.43)$$

Тоді елементарний момент від другої частини епюри:

$$dM_2 = \frac{2E}{9R}(\varepsilon_1^0 - \varepsilon_1^A \cos \theta)(K_3 + \Delta a_1^A \cos \theta)^4 \cos \theta d\theta, \quad (4.44)$$

Аналогічно для моменту від третьої частини епюри, отримуємо:

$$dM_3 = \frac{2E^3}{9} E(\varepsilon_1^0 - \varepsilon_1^A \cos \theta) \cos \theta d\theta, \quad (4.45)$$

Просумуючи всі три частини епюр та про інтегрувавши, отримуємо формулу згинального моменту в перерізі:

$$M = \pi \left[\frac{8P_1^0 K_1 K_2 - P_1^4 (4K_1^2 + 3K_2^2)}{4} + \frac{4E}{9R} \left[\varepsilon_1^0 \left(2K_3^3 \Delta a_1^4 + \frac{3K_3 \Delta a_1^{A^3}}{2} \right) - \varepsilon_1^0 \left(\frac{K_3^4}{2} - \frac{9}{4} K_3^4 \Delta a_1^{A^2} - \frac{15}{48} \Delta a_1^{A^4} \right) \right] \right] - \frac{2ER^3 \varepsilon_1^4}{9} \quad (4.46)$$

Отримані розрахункові залежності дають можливість визначити максимальну ступінь зміцнення в залежності від матеріалу деталі, необхідні параметри пристрою – технологічне зусилля, параметри вібронавантаження (частота та амплітуда), форму та розміри інструментальних тіл. Використовуючи отриманні залежності можна виконувати оптимізацію процесу зміцнення ППД.

5 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ВНУТРІШНІХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ

5.1 Динаміка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску

Розроблена конструкція вирізняється компактністю у порівнянні до аналогів завдяки використанню гідроімпульсного приводу та пружин високої жорсткості (тарілчасті пружини). Для розробки коректної науково-технічної методики розрахунку розробленого пристрою необхідно теоретично та експериментально дослідити його динаміку, шляхом розробки динамічної та математичної моделі пристрою [17, 18]. Розробка динамічної моделі розпочинається із створення структурно-розрахункової схеми (рис. 5.1).

Основна ланка пристрою є поршень-регулювальний 2 масою m_p , який діє на інструментальні штоки 3 на які діють технологічні сили оброблення F_{1p} . Також поршень-регулювальний 2 працює як силовий елемент (гідродвигун – гідроциліндра) пристрою. Пакет тарілчастих пружин 9 (ПТП) із жорсткістю k_1 , встановлений в центральній розточці корпусу 1 та між торцем поршня регулювального 2 і торцем пробки 10, яка контрить ся контргайкою 11. Регулюванням жорсткості ПТП змінюється силове налаштування пристрою.

Тиск “відкриття” ГІТ обумовлюється площею поперечного перерізу $f_1 = \pi d_1^2 / 4 \approx 0,785d_1^2$ меншого ступеня діаметром d_1 золотникової частини та рівнем попередньої деформації y_{02} пакету тарілчастих пружин ГІТ 6 (ПТП ГІТ), що регулюється гвинтом 7, який в свою чергу зафіксований контргайкою 8. Жорсткість та попередня деформація ПТП ГІТ – k_2 і y_{02} відповідно.

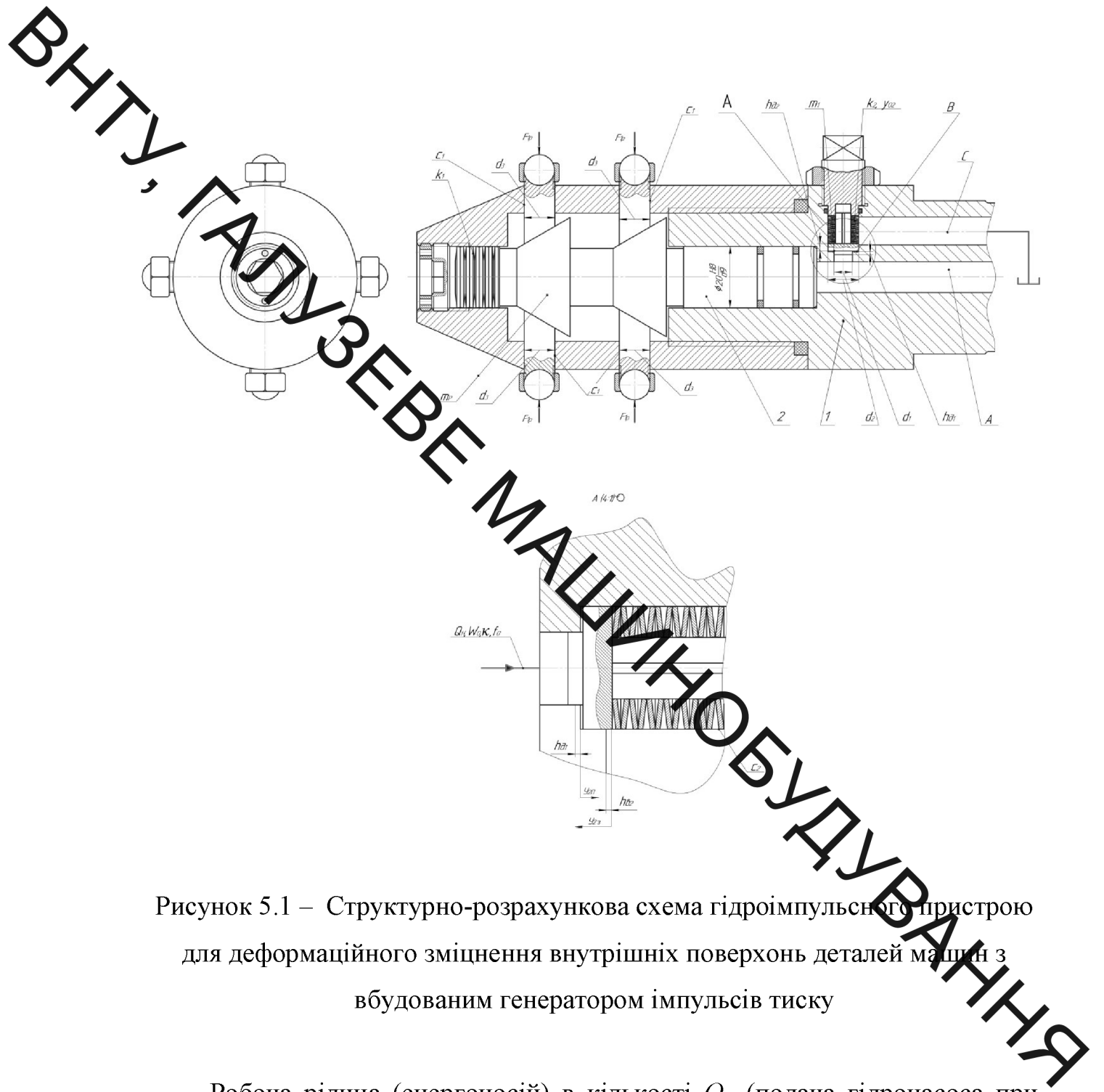


Рисунок 5.1 – Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску

Робоча рідина (енергоносій) в кількості Q_H (подача гідронасоса приводу) підводиться в напірну порожнину A пристрою, яка відділяється від проміжної порожнини B додатним перекриттям h_{01} , утвореним спряженням меншого ступеня золотникової частини золотник з розточкою корпуса пристрою. Проміжна порожнина B від зливної C відділяється додатним перекриттям h_{02} , утвореним спряженням більшого ступеня діаметром d_2 золотника з розточкою корпуса пристрою. Площі f_1 та $f_2 = \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785d_2^2$ поперечного перерізу ступенів золотник є геометричними елементами параметричного ГІТ, які обумовлюють процес генерування імпульсів тиску

енергоносія в гідросистемі приводу пристрою. Напірна та зливна гідролінії приводу пристрою організуються у вигляді гнучких рукавів високого тиску, які, відповідно, з'єднуються з гідронасосом і гідробаком гідросистеми (гідростанції) приводу пристрою.

Жорсткості k_1 і k_2 відповідно пакета тарілчастих пружин силового циліндра і пакету тарілчастих пружин генератора імпульсів тиску доцільно підбирати за умови

$$k_1 \cdot y_{01} = k_2 \cdot y_{02} \quad (5.1)$$

Умова (5.1) дозволяє зберегти постійне значення додатних перекриттів h_{01} і h_{02} . Попередня деформація y_{01} пакета тарілчастих пружин фактично є амплітудою коливань інструментальних штоків, тому ґрунтуючись на результатах досліджень впливу амплітуди коливань на параметри оброблення [4] величина зазору h_p призначається такою, щоб виконувалась умова

$$h_p \leq y_{01\max} + 0,5\text{мм} \quad (5.2)$$

де згідно (5.1) $y_{01\max} = k_2 \cdot y_{02\max} / k_1$ – максимальне значення попередньої деформації пакета тарілчастих пружин 9, яке відповідає $y_{02\max}$.

Жорсткість k_2 ПТП ГПТ 6 та $y_{02\max}$ визначають максимально можливий тиск “відкриття” ГПТ [17]

$$p_{1\max} \geq k_2 y_{02\max} / f_1 \quad (5.3)$$

Враховуючи результати досліджень вченими гідроімпульсного приводу [18] для моделювання використаємо «пружно-зосереджену» модель енергоносія, нехтуючи масою рідини в напірному об'ємі, а гідравлічна ланка

привода представляється тілом Кельвіна-Фойта [18, 19] у вигляді в'язко-пружної моделі, складеної з паралельно з'єднаних безінерційних пружного k_{0r} та дисипативного c_{0r} елементів.

Як показано в роботах [17, 19] жорсткість k_{0r} безінерційного пружного елемента можна визначити відносно усереднених площ поперечного перерізу напірної f_0 та зливної f_{0zl} порожнин, які розраховуються за простими залежностями [17, 19].

$$f_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_i f_i)}{\sum_{i=1}^n l_i}; \quad (5.4)$$

$$f_{0zl} = \frac{\sum_{i=1}^n (l_{izl} f_{izl})}{\sum_{i=1}^n l_{izl}}, \quad (5.5)$$

де $l_i, f_i, l_{izl}, f_{izl}$ – відповідно, довжина та площа перерізу i -го гідроканалу (гідролінії) напірної та зливної порожнини гідросистеми привода. В процесі роботи гідроімпульсного привода жорсткості k_{0r} та k_{0zl} змінюються, оскільки сумарні об'єми напірної W_Σ та зливної $W_{\Sigma zl}$ порожнин є змінними, але змінні 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_Σ та $W_{\Sigma zl}$ можна знехтувати. Це припущення дозволяє вважати жорсткості $k_{0r} = k_0 = const$ та $k_{0zl} = const$. Крім того, зазвичай, для жорстких гідросистем гідроімпульсного привода $W_0 \ll W_{0zl}$ (тут W_0 і W_{0zl} – відповідно початкові об'єми напірної та зливної порожнин гідросистеми привода). Оскільки за відомою залежністю [20] жорсткість безінерційного пружного елемента

$$k_0 = f_0^2 k W_0^{-1} \quad (5.6)$$

тут k – зведений модуль пружності гідросистеми привода за припущенням $k = const$) визначається відносно W_0 , то, враховуючи сказане, $k_0 \gg k_{0_{зл}}$, що дозволяє не розглядати вплив на динаміку привода гідроланки зливної порожниці та зливних гідроліній. Таке припущення ідентичне традиційним підходам до моделювання гідравлічних систем, де впливом тиску енергоносія в зливних гідролініях нехтують, вважаючи його рівним нулю.

В роботах [17, 18, 21] також показано, що 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

$$k_{oj} = i_{oj} \cdot k_0 \quad (5.7)$$

де $i_{oj} = f_j^2 \cdot f_0^{-2}$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки до відповідної ланки ГТ, гідродвигуна тощо, $j = 1, 2, 3, \dots, n$ – порядковий номер ланки елементів привода.

Сила F_{f_0} в'язкого опору безінерційного дисипативного елемента c_0 в запропонованій моделі [9] гідравлічної ланки знаходиться за законом Ньютона

$$F_{f_0} = c_0 \bar{x}_{or}, \approx c_0 \cdot \dot{x}_{or} \quad (5.8)$$

де $\dot{x}_{or} = dx_{or} / dt$ – швидкість деформації гідравлічної ланки (тіла Кельвіна-Фойта) (\bar{x}_{or} – середня швидкість деформації гідравлічної ланки); $c_0 = \mu \pi d_0 / 4 \approx \mu 0,785 d_0$ – коефіцієнт в'язкого опору деформуванню гідравлічної ланки, μ – динамічна в'язкість енергоносія; $d_0 = \sqrt{(f_0 / \pi)}$. За $k_0 = const$, як показано в роботах [19, 17, 21], тиск енергоносія в напірній усередненій гідролінії зв'язаний з деформацією гідравлічної ланки простою залежністю

$$p_r = x_{or} \cdot k_0 \cdot f_0^{-1} \quad (5.9)$$

Деформацію x_{or} можна також приводити до площі поперечного перерізу будь-якого елемента приводу за формулою [19]

$$x_{f_j} = x_{or} \cdot i_{0j}^{-0,5}. \quad (5.10)$$

У випадку зведення дисипативного елемента гідравлічної ланки до відповідних площ гідроімпульсного приводу, дисипативну силу опору можна визначити за формулою [18], аналогічною (5.8) з урахуванням швидкості руху ланки приводу:

$$F_{ff} = i_{0j}^{-0,5} c_0 (\dot{x}_{ff} \mp \dot{y}_j), \quad (5.11)$$

де \dot{x}_{ff} , \dot{y}_j – відповідно, зведена до повної площі поперечного перерізу ланки приводу швидкість деформації гідравлічної ланки та швидкість ланки приводу.

Робочий цикл гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску можна представити орієнтовною циклограмою (рис. 5.2), на якій зображено умовні криві зміни в часі (на кожному графіку кривої по осі абсцис нанесені відповідні відрізки часу) тиску p_r (деформації x_{or} гідравлічної ланки) в напірній порожнині A (див. рис. 5.1) (крива 1), переміщення y_1 інструментальних штоків (крива 2) та переміщення y_2 золотника ГТТ (крива 3). Експериментально встановлено [17, 18], що в гідроімпульсних приводах перший імпульс тиску відрізняється від наступних, тому кожна крива циклограми містить два імпульсу тиску та переміщень: перший і наступний.

Зважаючи на дуже малий об'єм камери B та малу довжину і об'єм від'ємного перекриття під час з'єднання камер A і B , на циклограмі відсутня крива зміни тиску в камері B (див. рис. 5.2), яка ідентична кривій 1. Дослідженнями ГТТ гідроімпульсних приводів встановлено [18], що в проміжних камерах типу B під час спрацювання запірних елементів тиск

енергоносія зрівнюється з тиском в напірній порожнині практично за мільйонні частки секунди, тобто миттєво. Це дозволяє в рівняннях динаміки, що описують процеси роботи гідроімпульсних приводів, не враховувати зміну тиску енергоносія в таких малих порожнинах.

Згідно з циклограмою робочого процесу (див. рис. 5.2) цикл роботи гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску можна розділити на такі умовні фази:

1) підвищення тиску енергоносія в напірній порожнині A від $p_r = 0$ до $p_r = p_1$ – тиску “відкриття” ГІТ, що відповідає деформації гідравлічної ланки, згідно з (5.9)

$$x_{o\max} = p_1 \cdot f_0 \cdot k_0^{-1}; \quad (5.12)$$

2) в момент незначного зростання в порожнині A тиску енергоносія від $p_r = p_1$ до $p_r = p'_1$, що відповідає зміні деформації гідравлічної ланки від $x_{o\max}$ до $x'_{o\max} = p'_1 \cdot f_0 \cdot k_0^{-1}$, рівновага золотника порушується і він переміщується на шляху $0 \leq y_2 \leq h_q$ за час t_θ . В цей же момент під дією сили

$$\bar{F}_y + k_1 \cdot y_{01} - \bar{p}'_1 f_3 = \bar{F}_y + k_2 \cdot y_{02} (1 - f_3 / f_1) \quad (5.13)$$

(тут $f_3 = \pi d_3^2 / 4 \approx 0.785 d_3^2$ – площа поперечного перерізу штовхача; $k_2 \cdot y_{02} (1 - f_3 / f_1) = k_1 \cdot y_{01} - \bar{p}'_1 f_3$ з врахуванням (5.1) та (5.3); $\bar{F}_y \approx 4F_{1p}$ – середня величина радіальної складової сили оброблення; \bar{p}'_1 – середній тиск відкриття ГІТ) інструментальні штовхачі рухається на шляху $0 < y_1 \leq y_{01}$;

3) з'єднання порожнини A та B в момент коли $y_2 \geq h_{\partial_1}$ і миттєве зростання тиску енергоносія в порожнині B , згідно зроблених вище зауважень, до рівня \bar{p}'_1 , що відповідає деформації гідравлічної ланки $x'_{0\max}$. Це спричиняє пришвидшений рух золотника на шляху $y_2 = h_{\partial_2} - h_{\partial_1}$ під дією сили:

$$F_{p_2} \geq p'_1 \cdot f_2 - \bar{F}_{np_1}, \quad (5.14)$$

де $\bar{F}_{np_1} = 0,5 [k_2(y_{02} + h_{\partial_1}) + k_2(y_{02} + h_{\partial_2} - h_{\partial_1})] = k_2(y_{02} + 0,5h_{\partial_2})$ – середня сила ПТП ГТ 6 під час його руху на вказаному шляху;

4) переміщення золотника на шляху $h_{\partial_2} < y_2 < h$ та з'єднання порожнин A і B зі зливною порожниною C (тут $h = h_{\partial_2} + h_{e_2}$ – від золотника, а h_{e_2} його від'ємне перекриття);

5) переміщення золотника на шляху від'ємного перекриття h_{e_2} за тиску енергоносія $p_r = p'_1 \approx const$ та початок зниження тиску енергоносія в порожнинах A і B до рівня тиску “закриття” ГТ:

$$p_2 \leq k_2(y_{02} + h_{\partial_2} + h_{e_2}) / f_2 = p'_1 f_1 / f_2 + k_2(h_{\partial_2} + h_{\partial_1}) / f_2, \quad (5.15)$$

де враховано, що $k_2 y_{02} \leq p'_1 \cdot f_1$ (див. (5.1)). Тиск p_2 відповідає деформації гідравлічної ланки [9]

$$x_{0k} = p_2 \cdot f_0 k_0^{-1} = p_1 f_0 f_1 (f_2 \cdot k_0)^{-1} = x_{0\max} f_1 f_2^{-1} = x_{0\max} i_{21}^{0,5}, \quad (5.16)$$

де $i_{21} = f_1^2 \cdot f_2^{-2}$ – внутрішнє передаточне відношення між перерізами золотника;

6) зменшення тиску енергоносія в порожнинах A і B від p_2 до p_2' , що відповідає зменшенню деформації гідравлічної ланки від x_{0k} до x_{0k}' , і початок зворотного ходу золотника за утримання тиску енергоносія в порожнинах A і B на рівні p_2' (або деформації гідравлічної ланки на рівні x_{0k}'). За час t_p зменшення тиску енергоносія в порожнинах A і B від p_1' до p_2' золотник протягом часу $t_{\text{взв}} = t_p$ утримується у відкритому положенні;

7) зворотне переміщення золотника на шляху $h > y_{23} \geq h_{\delta_1} + h_{\delta_2}$ під дією сили:

$$F_{23\delta} = \bar{F}_{np_1}' - p_2' f_2, \quad (5.17)$$

$$\text{де } \bar{F}_{np_1}' = 0,5 [k_2(y_{02} + h_{\delta_2} + h_{\delta_2}) + k_2(y_{02} + h_{\delta_1})] = k_2[y_{02} + 0,5(h_{\delta_2} + h_{\delta_2} + h_{\delta_1})]$$

– середня сила ПТП ГІТ на цьому шляху його руху (індекс „з” при y_2 означає зворотний хід золотника);

8) зворотне переміщення золотника на шляху від'ємного перекриття h_{δ_2} і утримання інструментальних штоків у відтисненому пакетом тарілчастих пружин стані, що виключає його контакт з деталлю, що обробляється. За час цього переміщення тиск енергоносія в порожнинах A і B залишається на рівні p_2' ;

9) зворотний рух золотника на шляху $h_{\delta_1} \leq y_{23} < h$ здійснюється під дією сили

$$F_{23\delta}' = \bar{F}_{np_1}'' - p_2' f_1, \quad (5.18)$$

де $\bar{F}_{np_1}'' = 0,5 [k_2(y_{02} + h_{\delta_2}) + k_2 y_{02}] = k_2(y_{02} + 0,5 h_{\delta_1})$ – середня сила ПТП ГІТ 1 на цьому шляху його переміщення;

На кожній з кривих циклограми (див. рис. 5.2) робочого процесу гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення можна виділити характерні відрізки часу, які відповідають певним змінам тиску в напірній

порожнині A (або деформації гідравлічної ланки) (див. рис. 3.1) чи переміщень інструментальних штоків та золотника.

Початковий період $T_{цто}$ імпульсу тиску (перший імпульс) складається з таких величин:

$$T_{цто} = t_{но}' + t_{ес} + t_p + t_{ен}, \quad (5.20)$$

де $t_{но}' = \Delta p_0' W_0 / (\kappa Q_{п})$ [9] – час зростання тиску енергоносія від $p_r = 0$ до $p_r = p_1'$, а $\Delta p_0' = p_1'$; $Q_{п}$ – витрата енергоносія, що підводиться в порожнину A пристрою і яка може змінюватись в межах від $Q_{п\min}$ до Q_H – подачі гідронасоса гідросистеми приводу, наприклад відведенням її частини в гідробак через регулятор потоку [18]; $t_{ес}$ – час витримки тиску енергоносія на рівні p_1' ; t_p – час зменшення тиску від p_1' до p_2' ; $t_{ен}$ – час витримки тиску енергоносія на рівні p_2' . Другий та наступні імпульси тиску енергоносія в порожнині A мають період

$$T_{цг} = t_{н1} + t_{ес} + t_p + t_{ен}, \quad (5.21)$$

який відрізняється від періоду $T_{цто}$ тільки часом $t_{н1} = \Delta p' \cdot W_0 / (\kappa Q_{п})$, де $\Delta p' = p_1' - p_2'$. Період $T_{цг}$ характеризує усталений режим генерування імпульсів тиску в порожнині A пристрою.

Аналогічно періоди коливань можна виділити на кривих 2 і 3 циклограми робочого процесу пристрою (див. рис. 5.2):

– переміщення інструментальних штоків (крива 2)

$$T_{цр} = t_{нр} + t_{рн} + t_{ер} + t_{рі}, \quad (5.22)$$

– переміщення золотника (крива 3)

$$T_{цз} = t_{\Pi} + t_{\text{взб}} + t_{\text{зб}} + t_{\text{взн}},$$

де $t_{\text{цр}}$ – час вистою інструментальних штоків у відтисненому від деталі стані; $t_{\text{пр}}$ – час прямого ходу інструментальних штоків; $t_{\text{сп}}$ – час контакту інструментальних штоків з деталлю, що обробляється; $t_{\text{пр}}$ – час повернення інструментальних штоків в початкове положення; $t_{\Pi} = t_{\delta} + t_{\epsilon}$ – час прямого ходу золотника (тут t_{δ} – час руху золотника на шляху додатного перекриття $h_{\delta 1}$, а t_{ϵ} – на шляху від'ємного перекриття $h_{\epsilon 2}$ та частини додатного $h_{\delta 2}$); $t_{\text{взб}}$ – час вистою золотника у відкритому положенні; $t_{\text{зб}}$ – час зворотного ходу золотника; $t_{\text{взн}}$ – час вистою золотника у закритому положенні.

Очевидно, що $T_{\text{цт}} = T_{\text{цр}} = T_{\text{цз}}$ та частоти імпульсів тиску та переміщень рівні між собою:

$$v_{\text{цт}} = v_{\text{цр}} = v_{\text{цз}} = T_{\text{цт}}^{-1} = T_{\text{цр}}^{-1} = T_{\text{цз}}^{-1} \quad (5.24)$$

Згідно суті описаного процесу роботи гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення має місце зсув за фазою між імпульсами тиску в порожнині A , переміщення інструментальні штоки та золотник на $\square t_{\text{н1}} = 0,5t_{\text{пл}}$. Початок імпульсів переміщень інструментальні штоки та золотник за фазою співпадають, але імпульс переміщень інструментальні штоки завершується зі зсувом на дуже малий проміжок часу $t_{\text{пр}}$, якою в реальній циклограмі за певної взаємодії може і не бути.

Оскільки зміна тиску енергоносія в порожнині A (див. рис. 5.1) пристрою повністю ідентична зміні деформації $x_{\text{ор}}$ гідравлічної ланки, то час зміни $t_{\text{н1}}$ деформації від $x_{\text{ор}} = x_{\text{ор}}'$ до $x_{\text{ор}}'_{\text{max}}$ можна оцінити на основі формули (5.9) та теоретичних розробок в роботах [17 – 20] залежністю

$$t_{n1} = (x'_{o\max} - x'_{ok})f_0 \cdot Q_{II}^{-1} = x'_{o\max} (1 - i_{21}^{0,5})f_0 Q_{II}^{-1}. \quad (5.25)$$

Під час орієнтовних інженерних розрахунків оцінка інших часових складових циклів зміни тиску в напірній порожнині A та переміщень інструментальні штоки і золотник може бути зроблена, наприклад для циклів зміни переміщень ланок пристрою на основі припущень їх рівноприскореного чи рівномірного руху на окремих ділянках прямих і зворотних ходів цих елементів та не врахування впливу на цей рух сил тертя як сухого, так і в'язкого.

Згідно зроблених зауважень час прямого ходу інструментальні штоки на шляху $y_{1II} = y_{01}$ (тут індекс „II” біля y_1 вказує на прямий хід) можна визначити завідомою [9] простою формулою із врахуванням (5.12):

$$t_{pII} = \sqrt{2y_{01}m_{p\Sigma} / F_{p1}^{III}} = \sqrt{2y_{01}m_{p\Sigma} / [k_2 y_{02} (1 - f_3 / f_1)]}, \quad (5.26)$$

де $F_{p1}^{III} = k_2 \cdot y_{02} (1 - f_3 / f_1)$ – середня рушійна сила, яка переміщує систему поршень-регулювальний – інструментальні штоки (ПРІШ) на шляху y_{01} з моменту розриву контакту інструментальні штоки з деталлю, що обробляється, коли силу \bar{F}_y (див. (5.12)) вже не діє. За аналогічними (5.26) залежностями можна оцінити час руху золотник на шляху його прямого та зворотного ходів $y_{2II} = y_{2s} = h = h_{o_2} + h_{e_2}$:

$$t_{II} = t_o + t_e = \sqrt{2h \cdot m_1 / F'_{pII}} = \sqrt{2h \cdot m_1 / \{0,125[p_1(f_1 + f_2)^2 \cdot f_2^{-1} - 2k_2(2y_{02} + h)]\}}, \quad (5.27)$$

де $F'_{pII} = 0,25[\bar{p}'_1 \cdot f_1 - k_2(y_{02} + h_{o_1}) + \bar{p}'_1 \cdot f_2 - k_2(y_{02} + h_{o_2} - h_{o_1} + h_{e_2})] = 0,125[p_1(f_1 + f_2)^2 \cdot f_2^{-1} - 2k_2(2y_{02} + h)]$ (5.28) – середня рушійна сила на шляху h прямого ходу золотника; $\bar{p}'_1 = 0,5p_1(f_1 + f_2)^2 \cdot f_2^{-1}$ – середній тиск

енергоносія під час прямого ходу золотника (тут припущено, що $p_2 \approx p_2' \approx p_1 \cdot f_1 / f_2$ та $p_1 \approx p_1'$ [9]);

$$t_{36} = \sqrt{2h \cdot m_1 / F'_{p36}} = \sqrt{2h \cdot m_1 / \{0,5[k_2(2y_{02} + h_{\alpha_1} + 0,5h) - p_2(f_1 + f_2)]\}}, \quad (5.29)$$

де $F'_{36} = 0,5[k_2(2y_{02} + 0,5(h + h_{\alpha_1}) - p_2 f_2 + k_2(y_{02} + 0,5h_{\alpha_1}) - p_2 f_1) =$ (5.30)
 $= 0,5[k_2(2y_{02} + h_{\alpha_1} + 0,5h) - p_2(f_1 + f_2)]$ – середня рушійна сила на шляху зворотного ходу золотника (тут враховані залежності (5.17) та (5.18) і припущено, що $p_2 \approx p_2'$).

Оцінку інших часових складових періодів (див. (5.21), (5.22), (5.23) імпульсів тиску енергоносія p_r в порожнині A (деформації гідравлічної ланки x_{or}) і переміщень інструментальних штоків та золотника (див. рис. 3.1 та рис. 5.2) слід проводити з врахуванням очевидних з циклограми робочого процесу пристрою співвідношень, а саме: $t_{66} = t_{II}$, за припущення, що $p_1 \approx p_1'$ (або $x_{o\max} \approx x'_{o\max}$); $t_{6H} = t_{36}$; $t_{H1} = t_{63H}$ за припущення $p_1 \approx p_1'$; $t_p = t_{636}$ за припущення $p_2 \approx p_2'$ (або $x_{ok} = x'_{ok}$); $t_{np} = t_{63H} - t_{pi}$; $t_{6p} = t_6 + t_{636} + t_{36}$; $t_{II} = t_{\delta} + t_6$; $t_{pII} = t_{\delta}$. Для замикання аналізу часових складових циклів зміни тиску енергоносія та переміщень ланок пристрою необхідно оцінити час t_p зменшення тиску в гідросистемі від $p_r = p_1$ до $p_r = p_2$ (або деформації гідравлічної ланки від $x_{or} = x_{o\max}$ до $x_{or} = x_{ok}$). Таку оцінку можна зробити, скориставшись залежностями, що були застосовані для знаходження t_{H1} :

$$t_p = \Delta p \cdot W_0 / (\kappa Q_s), \quad (5.31)$$

або
$$t_p = x_{o\max} (1 - i_{21}^{0,5}) f_0 \cdot Q_s^{-1}, \quad (5.32)$$

де

$$\Delta p = p_1 - p_2; \quad Q_3 = \zeta_3 \pi d_2 \cdot h_{e_2} \sqrt{2 \Delta p / \rho}$$

тут $Q_3 = \zeta_3 \pi d_2 \cdot h_{e_2} \sqrt{2 k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot \sqrt{x_{0\max} (1 - i_{21}^{0.5})}}$ [9] – середня витрата через від'ємне перекриття h_{e_2} золотника за відкритого ГІТ пристрою; ρ – густина енергоносія; ζ_3 – коефіцієнт витрати через від'ємне перекриття h_{e_2} золотник.

Аналіз залежностей (5.31) і (5.32) показує, що суттєвий вплив на тривалість t_p процесу зниження тиску в гідросистемі приводу пристрою має величину від'ємного перекриття h_{e_2} золотника. Такого типу перекриття запірних елементів в ГІТ гідроімпульсних приводів, зазвичай обмежують [17], з метою запобігання зниженню швидкодії ГІТ через інерційне перевищення розрахункових значень від'ємних перекриттів, оскільки відомі ГІТ мають пружні елементи, побудовані з циліндричних витих пружин стискання, що характеризуються відносно невисокими жорсткостями. У запропонованому гідроімпульсному пристрої використано пружні елементи високої жорсткості, а рухомі маси ланок пристрою відносно невеликі, тому очевидно можна припустити, що інерційне переміщення золотника (див. рис. 5.1) під час його відкриття не буде перевищувати рівень h_{e_1} або h_{e_2} . Орієнтовно необхідну величину h_{e_2} можна визначити за відомою формулою [9], припустивши, що відкритий золотник повинен пропускати витрату енергоносія не нижче Q_H – подачі гідронасоса приводу за допустимої швидкості енергоносія $[V]$, прийнятної для напірних гідроліній запобіжних клапанів машинобудівних приводів [18, 22]:

$$h_{e_2} = Q_{30} / (\pi d_2 [V]) = k_3 Q_H / (\pi d_2 [V]), \quad (5.33)$$

де $Q_{30} = K_3 Q_H$ – витрата енергоносія, що проходить через відкритий золотник ГІТ гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення;

$K_3 = 1,1 \dots 2,0$ [18] – орієнтовний коефіцієнт запасу. Якщо задатись амплітудою тиску $\Delta p = p_1 - p_2$, то орієнтовне значення h_{e_2} можна знайти з дросельної формули [18, 20]:

$$h_{e_2}' = k_3 Q_H / (\pi d_2 \sqrt{2 \Delta p / \rho}) \quad (5.34)$$

і, таким чином, визначити діапазон h_{e_2}' , з якого взяти для проектування середнє значення:

$$\bar{h}_{e_2} = 0,5(h_{e_2} + h_{e_2}'). \quad (5.35)$$

Коректність запропонованої циклограми (див. рис. 5.2) та розглянутого аналізу робочого процесу гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення необхідно перевірити шляхом дослідження його математичної моделі. До кожної фази описаного раніше робочого циклу пристрою можна скласти математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь руху ланок пристрою, рівнянь витрат енергоносія та умов однозначності. З метою спрощення математичного описання роботи привода пристрою фази 1 – 5 можна вважати за прямий, а фази 6 – 10 за зворотний ходи ланок пристрою.

Динамічні моделі гідроімпульсного пристрою для віброточіння на основі його структурно-розрахункової схеми (див. рис. 5.1) та представлення гідравлічної ланки у вигляді тіла Кельвіна-Фойта можна зобразити у вигляді двомасових систем як для прямого (рис. 5.3, а), так і зворотного (рис. 5.3, б) ходів ланок пристрою.

На цих динамічних моделях, крім раніше описаних нанесено ще такі величини: $i_{01(02)}$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки приводу пристрою до золотник, яке під час прямого ходу цієї ланки пристрою набуває

таких значень в залежності від значення поточної координати y_{2II} , а саме за:
 $0 \leq y_{2II} \leq h_{a_1} - i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2}$; $h_{a_1} < y_{2II} \leq h - i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2}$; $i_{02(01)}$ – передаточне відношення між попередньо згаданими ланками пристрою, але під час зворотного ходу: $i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2}$ для $0 \leq y_{2s} \leq h_{a_2} - h_{a_1}$ та $i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2}$ $h_{a_2} - h_{a_1} < y_{2s} \leq h$; $i_{03} = f_3^2 \cdot f_0^{-2}$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки до системи ПРШ; R – сила сухого (чи напівсухого) тертя в спряженнях c_1 – коефіцієнт в'язкого тертя в спряженні штовхача системи ПРШ з отвором його розміщення в корпусі пристрою.

В реальній системі привода пристрою всі фактори, що впливають на його динаміку є змінними та значною мірою міняються випадковим чином.

Намагання врахувати велике число таких факторів створило б практично нездоланні математичні труднощі під час побудови математичної моделі пристрою, тому доцільно, окрім викладених, прийняти ще такі припущення:

- фізичні параметри гідравлічної ланки (зведений модуль пружності енергоносія, його густина та динамічна в'язкість) постійні на всіх фазах робочого циклу привода пристрою;

- зважаючи на малі довжину та об'єм напірних гідроканалів пристрою і привода хвильовими процесами в приводі можна знехтувати;

- коефіцієнти витрати через відповідні перерізи золотника пристрою є сталими величинами;

- термодинамічний процес в гідросистемі привода пристрою – ізотермічний;

- зміна тиску енергоносія в порожнинах А і В (див. рис. 5.1) пристрою внаслідок їх малого об'єму відбувається миттєво;

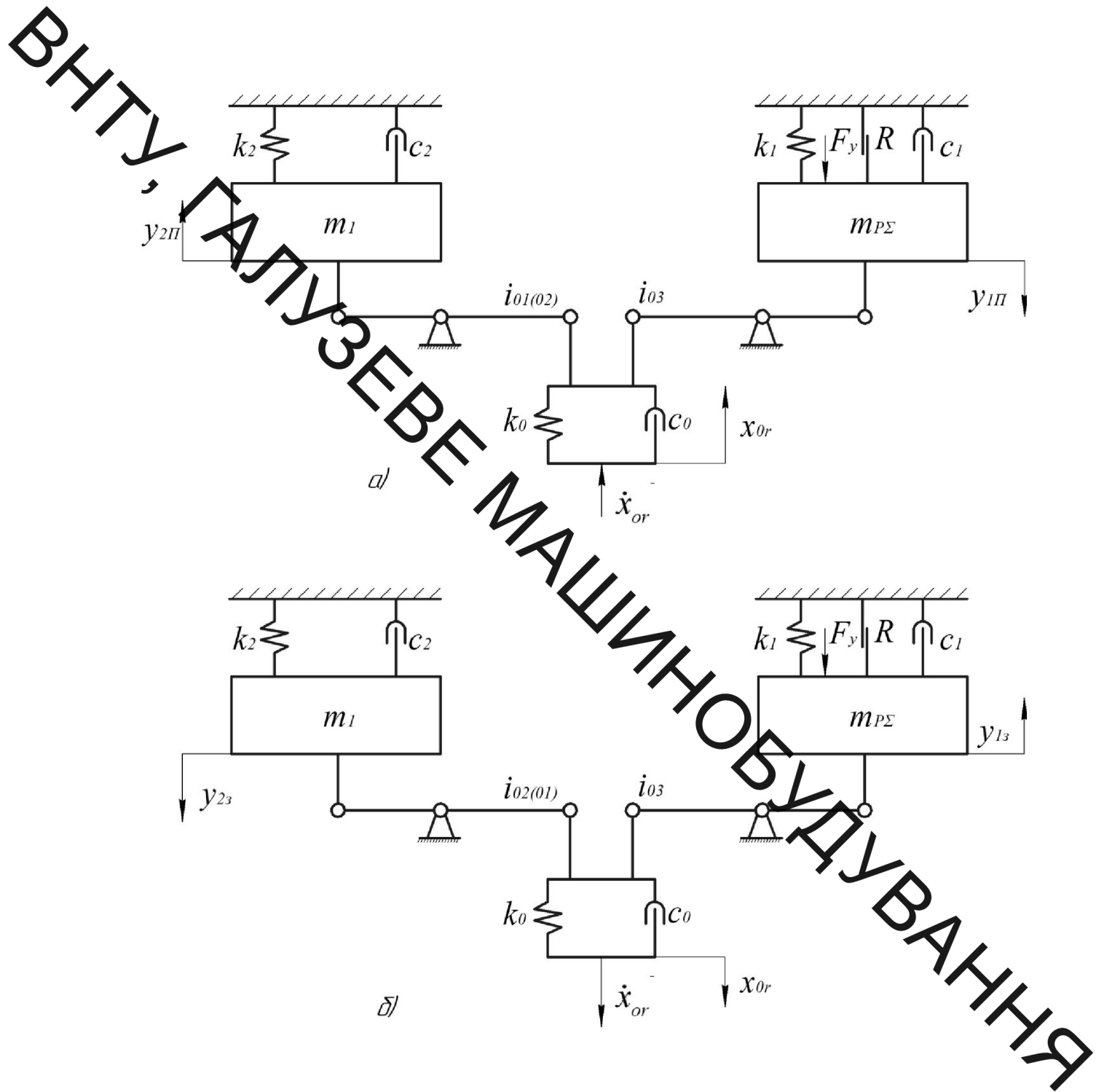


Рисунок 5.3 – Динамічна моделі гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення для прямого (а) та зворотного (б) ходів його ланок

– гідродинамічні сили та сили в'язкого опору переміщенню в гідроканалах пристрою енергоносія малі порівняно з рушійними, пружними, інерційними силами та силами тертя і у вихідних диференціальних рівняннях руху ланок пристрою не враховуються;

– під час руху золотника та штовхачів (рис. 5.1) має місце тільки рідинний режим тертя, а складова сили тертя еластичних ущільнень штовхача входить в силу сухого тертя R (див. рис. 5.3);

– в рівняннях витрати через відкриті щілини золотник приймаємо квадратичну залежність витрати від тиску;

– витoki енергоносія через додатні перекриття h_{a_1} і h_{a_2} малі порівняно з потоками під час відкриття та закриття золотник і у рівняннях витрат не враховуються;

– сили ваги мас m_1 та $m_{p\Sigma}$ малі порівняно з рушійними, інерційними, пружними та дисипативними силами і в рівняннях руху ланок пристрою не враховуються.

5.2 Спрощені динамічні та математичні моделі прямого та зворотного ходів рухомих ланок гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску

На підставі викладених міркувань і прийнятої системи припущень, динамічні моделі (див. рис. 5.3, а, б) прямого та зворотного ходів ланок гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску, шляхом зведення гідравлічної ланки привода пристрою до його рухомих ланок, можна представити у вигляді простих моделей: прямого та зворотного ходів золотник (рис. 5.4, а, в) і системи ПРІШ (рис. 5.4, б, г). Отримані динамічні моделі та структурно-розрахункова схема (див. рис. 5.1) містять базову інформацію достатню для побудови математичних моделей прямого та зворотного ходів рухомих мас m_1 та $m_{p\Sigma}$ ланок пристрою. Важливою складовою частиною цих моделей є рівняння зв'язку – рівняння витрати енергоносія, які замикають рівняння руху мас m_1 та $m_{p\Sigma}$.

Оскільки час тривалості динамічних процесів в усіх відомих числових методах розв'язування диференціальних рівнянь та їх аналізу є незалежним аргументом, що може відповідним чином розділятися на дуже маленькі проміжки (кроки), то для побудови рівнянь витрат енергоносія через прохідні перерізи золотник (див. рис. 5.1) можна скористатись методикою розробленої в роботах [18 - 21]. Згідно цих розробок деформація гідравлічної ланки гідросистеми привода пристрою буде змінюватись за законом для ходів ланок пристрою.

прямого –
$$x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma l_{II}} \cdot t \cdot f_0^{-1}; \quad (5.42)$$

та частини зворотного ходу для $0 \leq y_{23} < h_{e2}$ і $Q_{\Sigma l'_{3}}$;

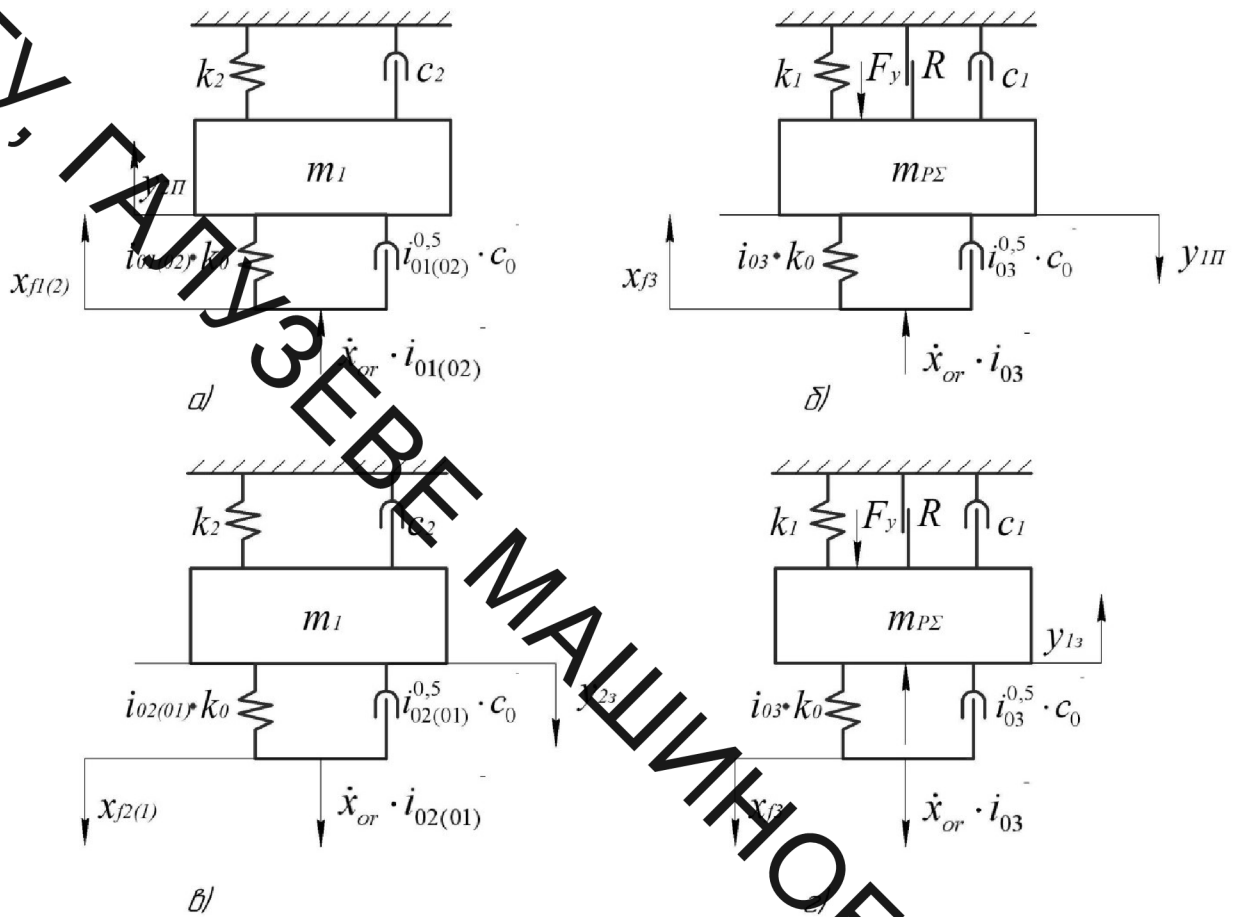
зворотного для $h_{e2} \leq y_{23} \leq h$ –

$$x_{or} = x_{ok} + Q_{\Sigma l'_{3}} \cdot t' \cdot f_0^{-1} = x_{o\max} i_{21}^{0.5} + Q_{\Sigma l'_{3}} \cdot t' \cdot f_0^{-1}, \quad (5.43)$$

де $Q_{\Sigma l_{II}}$, $Q_{\Sigma l'_{3}}$ – відповідно, сумарна витрата енергоносія через гідро-канали та відкриту щілину золотник, яка відповідає певним його переміщенням на шляху прямого (індекс $l=1...3$) та зворотного (індекс $l'=1...3$) ходів; t , t' – відповідно, поточний час зміни x_{or} для певного „ l ” зміни $Q_{\Sigma l_{II}}$ чи $Q_{\Sigma l'_{3}}$, який можна розділити на умовні інтервали $[0, t_H]$, $[t_H, t_1]$, $[t_1, t_2]$, ... $[t_{l-1}, t_{l+1}]$, $[0, t'_1]$, ..., $[t'_{l-1}, t'_{l+1}]$, $[t'_{l+1}, t'_H]$ (тут $t_H = t_{H0} = x_{o\max} \cdot f_0 \cdot Q_H^{-1}$, а $t'_H = t_{H1} = x_{o\max} (1 - i_{21}^{0.5}) f_0 \cdot Q_H^{-1}$, за припущення (див. (5.25) – відповідно час зростання деформації гідравлічної ланки від до для наступного робочого циклу привода пристрою (див. – наступну зміну кривих 1, 2 і 3 на рис. 5.2).

Кількість потрібних інтервалів часу та відповідні їм зміну деформацій гідравлічної ланки і сумарні витрати енергоносія та можна установити на основі наведеного вище по фазного аналізу робочого процесу пристрою та залежностей (5.42) і (5.43). В результаті матимемо для ходів рухомих ланок пристрою:

ВНТУ, ГАЛУЗЬ ЕЛЕКТРОМАШИНОБУДУВАННЯ



Динамічні моделі відповідно прямого та зворотного ходів золотника ГІТ– а) і в) та системи ПРШ (б) і г)

прямого –

$$\left\{ \begin{array}{l}
 1) x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt \text{ для: } y_{1\Pi} = 0; y_{2\Pi} = 0; 0 \leq t \leq t_H; \\
 2) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 1\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для: } 0 \leq y_{1\Pi} \leq y_{01}; 0 \leq y_{2\Pi} \leq h_{\alpha_1}; \\
 t_H < t \leq t_1; t = t_1 \text{ для } y_{2\Pi} = h_{\alpha_1}; \\
 3) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 2\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{1\Pi} = 0; h_{\alpha_1} \leq y_{2\Pi} \leq h_{\alpha_2}; \\
 t_1 < t \leq t_2; t = t_2 \text{ для } y_{2\Pi} = h_{\alpha_2}; \\
 4) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 3\Pi} \cdot t \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{1\Pi} = 0; h_{\alpha_2} \leq y_{2\Pi} \leq h; \\
 t_2 < t \leq t_3; t = t_3 \text{ для } y_{2\Pi} = h;
 \end{array} \right. \quad (5.44)$$

зворотного –

$$\left. \begin{aligned}
 &1) x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma 1s} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{1s} = 0; 0 \leq y_{2s} \leq h_{\delta_2}; 0 \leq t' \leq t'_1; \\
 & \quad t' = t'_1 \text{ для } y_{2s} \geq h_{\delta_2}; \\
 &2) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0,5} + Q_{\Sigma 2s} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{2s} = 0; h_{\delta_2} \leq y_{2s} \leq h_{\delta_2}; \\
 & \quad t'_1 \leq t' \leq t'_2; t' = t'_2 \text{ для } y_{2s} \leq h_{\delta_2}; \\
 &3) x_{or} = x_{o\max} \cdot i_{21}^{0,5} + Q_{\Sigma 3s} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для } y_{1s} = y_{1sy}; h_{\delta_2} < y_{2s} \leq h \\
 & \quad t'_2 \leq t' \leq t'_3; t' = t'_3 \text{ для } y_{2s} = h; \\
 &4) x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt \text{ для } y_{1s} = y_{1s}; y_{2s} = h \quad t = t'_H
 \end{aligned} \right\} \quad (5.45)$$

де $Q_{\Sigma 1\pi} = f_1 \cdot \dot{y}_{2\pi} - f_3 \cdot \dot{y}_{1\pi}$ – на інтервалі $(t_H, t_1]$

$Q_{\Sigma 2\pi} = f_2 \cdot \dot{y}_{2\pi}$ – на інтервалі $(t_1, t_2]$;

$Q_{\Sigma 3\pi} = \xi_s \pi d_2 [(y_{2\pi} - h_{\delta_2}) + |(y_{2\pi} - h_{\delta_2})|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_0} = Q_H - f_2 \cdot \dot{y}_{2\pi}$ – на інтервалі $(t_2, t_3]$;

$Q_{\Sigma 1s} = \xi_s \pi d_2 [(y_{2s} - h_{\delta_2}) + |(y_{2s} - h_{\delta_2})|] / \sqrt{2k_0 f_0^{-1} \rho^{-1} \cdot x_{0r}} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{2s}$ – на інтервалі $[0, t'_1]$;

$Q_{\Sigma 2s} = Q_H + f_2 \cdot \dot{y}_{2s}$; – на інтервалі (t'_1, t'_2) ; $Q_{\Sigma 3s} = Q_H + f_1 \cdot \dot{y}_{2s}$; – на інтервалі $(t'_2, t'_3]$. Для визначення $Q_{\Sigma 3\pi}$ та $Q_{\Sigma 1s}$ можна використовувати як ліві, так і праві частини наведених виразів.

Рівняння, які характеризують зміну деформації гідравлічної ланки x_{or} під час прямого та зворотного ходів рухомих ланок пристрою, та нерівності, що входять до (5.44) і (5.45) є рівняннями витрати енергоносія та умовами однозначності математичних моделей прямого та зворотного ходів ланок пристрою.

Завершені математичні моделі прямого та зворотного ходів ланок пристрою, крім рівнянь та умов, що входять до (5.44) і (5.45), ще містять диференціальні рівняння руху мас m_1 і $m_{p\Sigma}$, які складено на основі

динамічних моделей прямого та зворотного ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$ і принципу

Д'Аламбера для ходів:

прямого –

$$\begin{cases} m_{p\Sigma} \cdot \ddot{y}_{1\Pi} = i_{03} \cdot k_0 (x_{f_3} - y_{1\Pi}) - k_1 (y_{1\Pi} - y_{01}) - c_1 \dot{y}_{1\Pi} - R - F_y - i_{03}^{0,5} \cdot c_0 (\dot{x}_{f_3} - \dot{y}_{1\Pi}); \\ m_1 \cdot \ddot{y}_{2\Pi} = i_{01(02)} \cdot k_0 (x_{f_1(2)} - y_{2\Pi}) - k_2 (y_{2\Pi} + y_{02}) - c_2 \dot{y}_{2\Pi} - i_{01(02)}^{0,5} \cdot c_0 (\dot{x}_{f_1(2)} - \dot{y}_{2\Pi}) \end{cases} \quad (5.46)$$

зворотного –

$$\begin{cases} m_p \cdot \ddot{y}_{1\Sigma} = k_1 (y_{1\Sigma} + y_{01}) + F_{y0} - i_{03} \cdot k_0 [x_{f_3} + (y_{01} - y_{1\Sigma})] - c_1 \dot{y}_{1\Sigma} - R - F_y - i_{03}^{0,5} \cdot c_0 (\dot{x}_{f_3} - \dot{y}_{1\Sigma}); \\ m_1 \cdot \ddot{y}_{2\Sigma} = k_2 (y_{02} + h - y_{2\Sigma}) - i_{02(01)} \cdot k_0 [x_{f_2(1)} - (h - y_{2\Sigma})] - \\ - c_2 \dot{y}_{2\Sigma} - i_{02(01)}^{0,5} \cdot c_0 (\dot{x}_{f_2(1)} - \dot{y}_{2\Sigma}). \end{cases} \quad (5.47)$$

В системі диференціальних рівнянь (5.46) і (5.47), крім обмежень за часом діючих процесів і ходів рухомих ланок пристрою, що входять до (5.44) та (5.45) (умови однозначності), необхідно ввести ще такі додаткові умови для ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$:

прямого –

для: $y_{1\Pi} > 0$; $F_y = 0$ – розрив контакту між інструментальними штовхачами і деталлю, що обробляється (див. рис. 5.1);

$$\begin{cases} y_{1\Pi} \leq h_{01}; \quad i_{01(02)} = i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_1(2)} = x_{f_1} = x_{or} \cdot i_{01}^{-0,5}; \\ y_{1\Pi} > h_{01}; \quad i_{01(02)} = i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_1(2)} = x_{f_2} = x_{or} \cdot i_{02}^{-0,5}; \\ i_{01} = i_{02} \cdot i_{21} = i_{02} \cdot i_{02}^{-1}; \quad i_{12} = i_{21}^{-1}; \end{cases} \quad (5.48)$$

(тут x_{f_1} і x_{f_2} – відповідно деформації гідравлічної ланки, зведені до площ поперечного перерізу золотник f_1 та f_2);

$x_{f_3} = x_{or} \cdot i_{03}^{-0,5}$ – деформація гідравлічної ланки, зведена до площі поперечного перерізу штовхача f_3 (див. рис. 5.1); $\dot{x}_{f_1} = \dot{x}_{or} \cdot i_{01}^{-0,5}$, $\dot{x}_{f_2} = \dot{x}_{or} \cdot i_{02}^{-0,5}$, $\dot{x}_{f_3} = \dot{x}_{or} \cdot i_{03}^{-0,5}$ – відповідно, поточні швидкості деформації гідравлічної ланки, зведені до площ f_1 , f_2 та f_3 ; $\dot{y}_{1\Pi}$, $\dot{y}_{2\Pi}$, $\ddot{y}_{1\Pi}$, $\ddot{y}_{2\Pi}$ – відповідно, поточні швидкості та прискорення мас m_1 і $m_{p\Sigma}$; $x_{o\max} \leq x_{or} \leq (x_{o\max} - Q_{\Sigma 3\Pi} \cdot t_s \cdot f_0^{-1})$;

зворотного

для: $y_{2s} \leq h - y_{01}$; $y_{1s} = 0$; $\dot{y}_{1s} = 0$ та $\ddot{y}_{1s} = 0$ і маса $m_{p\Sigma}$ нерухома;

$y_{2s} \geq h - y_{01}$; $y_{1s} \neq 0$, $\dot{y}_{1s} \neq 0$ та $\ddot{y}_{1s} \neq 0$; $t'_2 < t' < t'_3$;

$y_{1s} < y_{01}$; $F_y = 0$; а для $y_{1s} \geq y_{01}$; $F_y \neq 0$;

$$\begin{cases} y_{2s} \leq h - h_{\delta_1}; i_{02(01)} = i_{02} = f_2^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_2(01)} = x_{f_2} = x_{or} \cdot i_{02}^{-0,5}; \\ y_{2s} > h - h_{\delta_1}; i_{02(01)} = i_{01} = f_1^2 \cdot f_0^{-2} \text{ та } x_{f_2(01)} = x_{f_1} = x_{or} \cdot i_{01}^{-0,5}; \end{cases} \quad (5.49)$$

$(x_{o\max} - Q_{\Sigma 1s} \cdot t'_1 \cdot f_0^{-1}) \leq x_{or} \leq x_{ok}$; \dot{y}_{1s} , \dot{y}_{2s} , \ddot{y}_{1s} , \ddot{y}_{2s} – відповідно, поточні швидкості та прискорення мас m_1 і $m_{p\Sigma}$.

За методикою, наведеною в роботі [18], диференціальні рівняння руху мас m_1 і $m_{p\Sigma}$, що входять в систему (5.46) та (5.47) можна привести до вигляду, що наглядно підкреслюють коливальний рух цих мас під час їх ходів:

прямого –

$$\begin{cases} \ddot{y}_{1\Pi} + 2\beta_1 \dot{y}_{1\Pi} + \omega_{\Sigma 1}^2 \cdot y_{1\Pi} - \omega_{op}^2 \cdot y_{01} + (R + F_y) m_{p\Sigma}^{-1} = \omega_{or}^2 i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}; \\ \ddot{y}_{2\Pi} + 2\beta_2 \dot{y}_{2\Pi} + \omega_{\Sigma 2}^2 \cdot y_{2\Pi} - \omega_{o3}^2 \cdot y_{02} = \gamma \omega_{or}^2 i_{01(02)}^{0,5} \cdot x_{or}; \end{cases} \quad (5.50)$$

зворотного –

$$\begin{cases} \ddot{y}_{1s} + 2\beta'_1 \dot{y}_{1s} + (\gamma + 1)^{-1} \cdot \dot{y}_{1s} \cdot t_{y\delta}^{-1} - \omega_{\Sigma 1}^2 \cdot y_{1s} - \omega_{op}^2 \cdot y_{01} + (R + F_y) m_{p\Sigma}^{-1} = -\omega_{or}^2 i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}; \\ \ddot{y}_{2s} + 2\beta'_2 \dot{y}_{2s} + (\omega'_{\Sigma 2})^2 \cdot y_{2s} + \omega_{o3}^2 \cdot y_{02} - (\omega'_{\Sigma 2})^2 \cdot h = -\gamma \omega_{or}^2 i_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{or}, \end{cases} \quad (5.51)$$

де $\beta_1 = 0,5m_{p\Sigma}^{-1}[c_1 + c_0 i_{03}^{0,5}(\dot{x}_{f_3} \cdot \dot{y}_{1II}^{-1} - 1)]$, $\beta_2 = 0,5m_1^{-1}[c_2 + c_0 i_{01(02)}^{0,5}(\dot{x}_{f_1(2)} \cdot \dot{y}_{2II}^{-1} - 1)]$,
 $\beta'_1 = 0,5m_{p\Sigma}^{-1}[c_1 + c_0 i_{03}^{0,5}(\dot{x}_{f_3} \cdot \dot{y}_{13}^{-1} - 1)]$, $\beta'_2 = 0,5m_1^{-1}[c_2 + c_0 i_{02(01)}^{0,5}(\dot{x}_{f_2(1)} \cdot \dot{y}_{23}^{-1} - 1)]$ –
відповідно, зведені коефіцієнти демпфірування (затухання) під час прямого
та зворотного ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$; $\omega_{\Sigma 1} = \sqrt{m_{p\Sigma}^{-1}(i_{03}k_0 + k_1)} = \sqrt{\omega_{0r}^2 i_{03} + \omega_{0p}^2}$ –
власна частота коливань системи гідравлічна ланка (ГЛ) – ПРШ (ГЛ –
ПРШ); $\omega_{0r} = \sqrt{k_0 / m_{p\Sigma}}$ – власна частота коливань ГЛ відносно маси $m_{p\Sigma}$;
 $\omega_{\Sigma 2} = \sqrt{m_1^{-1}(i_{01(02)}k_0 + k_2)} = \sqrt{\gamma \cdot \omega_{0r}^2 i_{01(02)} + \omega_{0s}^2}$, $\omega'_{\Sigma 2} = \sqrt{m_1^{-1}(i_{02(01)}k_0 + k_2)} =$
 $= \sqrt{\gamma \cdot \omega_{0r}^2 i_{02(01)} + \omega_{0s}^2}$ – відповідно, власна частота коливань системи ГЛ –
золотник ГТ під час прямого та зворотного ходів m_1 і $m_{p\Sigma}$, зведена до площ
 f_1 чи f_2 (див. умови (5.48) та (5.49); $\omega_0 = \sqrt{k_2 / m_1}$ – власна частота
коливань; $\gamma = m_{p\Sigma} / m_1$.

В роботі [18] доведено, що змінна частина коефіцієнтів демпфірування
 β_k та β'_k (тут $k = 1; 2$) суттєво менше їх сталої частини, що дозволяє прийняти
ці коефіцієнти сталими та розраховувати за простими залежностями [18]:

$$\begin{cases} \beta_1 = \beta'_1 = 0,5m_{p\Sigma}^{-1} \cdot c_1; \\ \beta_2 = \beta'_2 = 0,5m_1^{-1} \cdot c_2. \end{cases} \quad (5.52)$$

Сила оброблення та її складові, зокрема F_y , і сила сухого тертя R в
процесі роботи пристрою для деформаційного зміцнення можуть, в принципі,
змінюватись за певними законами, характер яких залежить від великої
кількості факторів, деякі з яких міняються випадковим чином. Намагання
врахувати в математичних моделях (5.50) і (5.51) змінність сил F_y і R значно
ускладнило б аналіз цих моделей, то доцільно в названих моделях оперувати
усередненими значеннями цих сил, вважаючи їх постійними, які в комплексі

з іншими вільними членами систем диференціальних рівнянь (5.50) і (5.51) є постійними складовими прискорень мас m_1 і $m_{p\Sigma}$ під час їх прямого та зворотного ходів.

Введенням в рівняння систем (5.50) і (5.51) нових змінних:

$$\begin{cases} z_{1\Pi} = y_{1\Pi} - \omega_{o_3}^2 \cdot y_{01} / \omega_{\Sigma 1}^2 + (R + F_y) m_{p\Sigma}^{-1} / \omega_{\Sigma 1}^2; \\ z_{2\Pi} = y_{2\Pi} + \omega_{o_3}^2 \cdot y_{02} / \omega_{\Sigma 2}^2; \\ z_{1\Sigma} = y_{1\Sigma} + \omega_{o_p}^2 \cdot y_{01} / \omega_{\Sigma 1}^2 - (R + F_y) m_{p\Sigma}^{-1} / \omega_{\Sigma 1}^2; \\ z_{2\Sigma} = y_{2\Sigma} + \omega_{o_3}^2 \cdot y_{02} / (\omega'_{\Sigma 2})^2 \cdot h \end{cases} \quad (5.53)$$

які не змінюють характер руху мас m_1 і $m_{p\Sigma}$, оскільки $\dot{y}_{1\Pi} = \dot{z}_{1\Pi}$, $\ddot{y}_{1\Pi} = \ddot{z}_{1\Pi}$, $\dot{y}_{1\Sigma} = \dot{z}_{1\Sigma}$, $\ddot{y}_{1\Sigma} = \ddot{z}_{1\Sigma}$, за методикою, наведеною в роботі [9], рівняння цих систем приводяться до нелінійних диференціальних рівнянь, що описують вимушені коливання за наявності в'язкого тертя та нелінійної збуджувальної сили, близької за характером до імпульсного збурення. В нових змінних з врахуванням (5.52) системи рівнянь (5.50) і (5.51) набудуть вигляду для ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$:

прямого –

$$\begin{cases} \ddot{z}_{1\Pi} + 2\beta_1 \dot{z}_{1\Pi} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1\Pi} = \omega_{o_r}^2 \cdot i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}; \\ \ddot{z}_{2\Pi} + 2\beta_2 \dot{z}_{2\Pi} + \omega_{\Sigma 2}^2 z_{2\Pi} = \gamma \cdot \omega_{o_r}^2 \cdot i_{01(02)}^{0,5} \cdot x_{or}; \end{cases} \quad (5.54)$$

зворотного –

$$\begin{cases} \ddot{z}_{1\Sigma} + 2\beta_1 \dot{z}_{1\Sigma} - (\gamma + 1)^{-1} \dot{z}_{1\Sigma} t_{y\delta}^{-1} - \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1\Sigma} = -\omega_{o_r}^2 \cdot i_{03}^{0,5} \cdot x_{or}; \\ \ddot{z}_{2\Sigma} + 2\beta_2 \dot{z}_{2\Sigma} + (\omega'_{\Sigma 2})^2 z_{2\Sigma} = -\gamma \cdot \omega_{o_r}^2 \cdot i_{02(01)} \cdot x_{or}; \end{cases} \quad (5.55)$$

Системи (5.54) та (5.55) разом з рівняннями витрати енергоносія та умовами однозначності, наведеними в (5.44), (5.45), (5.48) і (5.49) є математичними моделями прямого та зворотного ходів системи ПРШ і золотника ГІТ гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення (див. рис. 5.1). Дослідження цих математичних моделей доцільно проводити числовими методами інтегрування диференціальних рівнянь або за допомогою комп'ютерних програм, наприклад створених на основі пакету MATLAB чи аналогічних інших.

Диференціальні рівняння другого порядку систем (5.54) і (5.55) для зручності їх числового інтегрування на ПК доцільно звести до рівнянь першого порядку заміною похідних $\dot{z}_{k\Pi} = U_{k\Pi}$ і $\dot{z}_{k\Sigma} = U_{k\Sigma}$ (тут $k = 1; 2$), тоді для ходів мас m_1 і $m_{p\Sigma}$ матимемо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{прямого –} \\ \dot{z}_{1\Pi} = U_{1\Pi}; \quad \dot{z}_{2\Pi} = U_{2\Pi}; \\ \dot{U}_{1\Pi} = A_{1\Pi} \cdot x_{or} - 2\beta_1 \cdot U_{1\Pi} - \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1\Pi}; \\ \dot{U}_{2\Pi} = B_{1\Pi} \cdot x_{or} - 2\beta_2 \cdot U_{2\Pi} - \omega_{\Sigma 2}^2 z_{2\Pi}; \end{array} \right. \quad (5.56)$$

зворотного –

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{z}_{1\Sigma} = U_{1\Sigma}; \quad \dot{z}_{2\Sigma} = U_{2\Sigma}; \\ \dot{U}_{1\Sigma} = -A_3 \cdot x_{or} - 2\beta_1 \cdot U_{1\Sigma} + (\gamma + 1) \cdot U_{1\Sigma} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1\Sigma}; \\ \dot{U}_{2\Pi} = -B_3 \cdot x_{or} - 2\beta_2 \cdot U_{2\Sigma} - (\omega'_{\Sigma 2})^2 z_{2\Sigma}; \end{array} \right. \quad (5.57)$$

$$\text{де } A_{1\Pi} = A_3 = \omega_{0r}^2 \cdot i_{03}^{0.5}; \quad B_{1\Pi} = \gamma \cdot \omega_{0r}^2 \cdot i_{01(02)}^{0.5}; \quad B_3 = \gamma \cdot \omega_{0r}^2 \cdot i_{02(01)}.$$

Висновки

1. Ґрунтуючись на результатах теоретичних та експериментальних досліджень динаміки гідроімпульсних приводів [17 – 20], гідравлічну ланку привода гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску параметричного типу представлено у вигляді в'язко-пружної моделі, складеної з паралельно установлених безінерційних пружною та дисипативною елементів, зв'язаних з рухомими ланками пристрою через передаточні відношення.

2. На основі розробленої діаграми робочого процесу пристрою виконано детальний, за окремими фазами циклу, аналіз робочого процесу з математичним обґрунтуванням тривалості окремих фаз циклу та змін відповідних їм рухомих сил.

3. Отримані в процесі аналізу робочого циклу математичні залежності можуть бути використані для орієнтовного (початкового) розрахунку геометричних параметрів пристрою, а також є базовими елементами для розробки науково-обґрунтованої методики проектного розрахунку пристрою та подібних конструкцій.

4. На основі структурно-розрахункової схеми, пофазного аналізу циклу роботи, обґрунтованих припущень та об'єднання окремих фаз циклу роботи пристрою в два періоди – прямий і зворотний ходи розроблено динамічні моделі гідроімпульсного привода пристрою для прямого та зворотного ходів його рухомих ланок.

5. В результаті зведення гідравлічної ланки до відповідних ланок пристрою, вихідні динамічні моделі прямого та зворотного ходів системи ПРШ і золотника ГТТ розділено на чотири прості моделі, на основі яких і структурно-розрахункової схеми пристрою складено математичні моделі прямого та зворотного ходів цих систем пристрою, які містять

диференціальні рівняння руху ланок пристрою, рівняння витрат енергоносія на окремих інтервалах переміщень рухомих ланок і умови однозначності.

6. За методикою, розробленою в роботах [17, 18], 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 ПРИЩ і золотника ГІТ приведені до систем класичних диференціальних рівнянь, що описують вимушені коливання.

6 ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗРОБЛЕНОГО ПРИСТРОЮ

6.1 Методика проведення експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є:

- встановлення реальних закономірностей зміни робочих режимів гідроімпульсного привода пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин під час регулювання параметрів спрацювання ГТТ;
- перевірка ступеня адекватності розроблених динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГТТ, та експериментальної конструктивної схеми пристрою;
- визначення відносних величин розходження між результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

Під час проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного привода гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску необхідно визначити:

- 1) відповідність експериментальних і заданих параметрів вібронавантаження різця (амплітуди та частоти);
- 2) закон зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині привода під час регулювання подачі;
- 3) експериментально дослідити вплив технологічного навантаження F_y на режими роботи ГТТ;
- 4) технічні можливості гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску;
- 5) перевірити відповідність переміщень (рис. 6.1) золотника ГТТ та інструментальних штоків;

6) технологічну придатність гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску.

7) визначати шкідливий вплив гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення на основні вузли металорізального верстата.

8) порівняти якість оброблення поверхонь отриманих за допомогою розробленого пристрою та без оброблення.

Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГПТ з комплектом вимірювальної апаратури наведена на рис. 6.1.

Стенд працює наступним чином: електродвигун через муфту приводить в дію насос, який всмоктує рідину через гідролінію 1 з баку Б і через напірний фільтр Ф і зворотний клапан ЗВ1 та гідролінію 2 подає її в досліджуваний пристрій. Регулятором тиску в напірній лінії виступає запобіжний клапан ЗК з відповідними гідролініями 6 і 7. З метою фіксування миттєвого тиску в конструкції стенду передбачено манометр ММ з гідророзподільником ЗМН. Регулювання режимів вібронавантаження різального інструмента відбувається за допомогою регулятора вібрації РВ, що з'єднаний з гідролініями 2 і 10. Злив енергоносія здійснюється через гідролінію 3 далі через радіатор АТ і гідролінію 4 в бак Б. У разі перевищення допустимого тиску в зливній гідролінії, енергоносій через лінію 5 і зворотний клапан ЗВ зливається в бак минаючи радіатор АТ.

Реєстрація параметрів режимів роботи дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГПТ під час проведення експериментальних досліджень буде проводитись методом осцилографування за допомогою струмовихрових давачів переміщення $D1$ і $D2$ та давача тиску $D2$. Давач тиску $D2$ увімкнений в напірну гідролінію HP . Давачами переміщення $D1$ і $D2$, відповідно, фіксують переміщення золотника 5 ГПТ та переміщення інструментальних штоків 3.

ВНТУ, ГАЛУЗЬ ВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

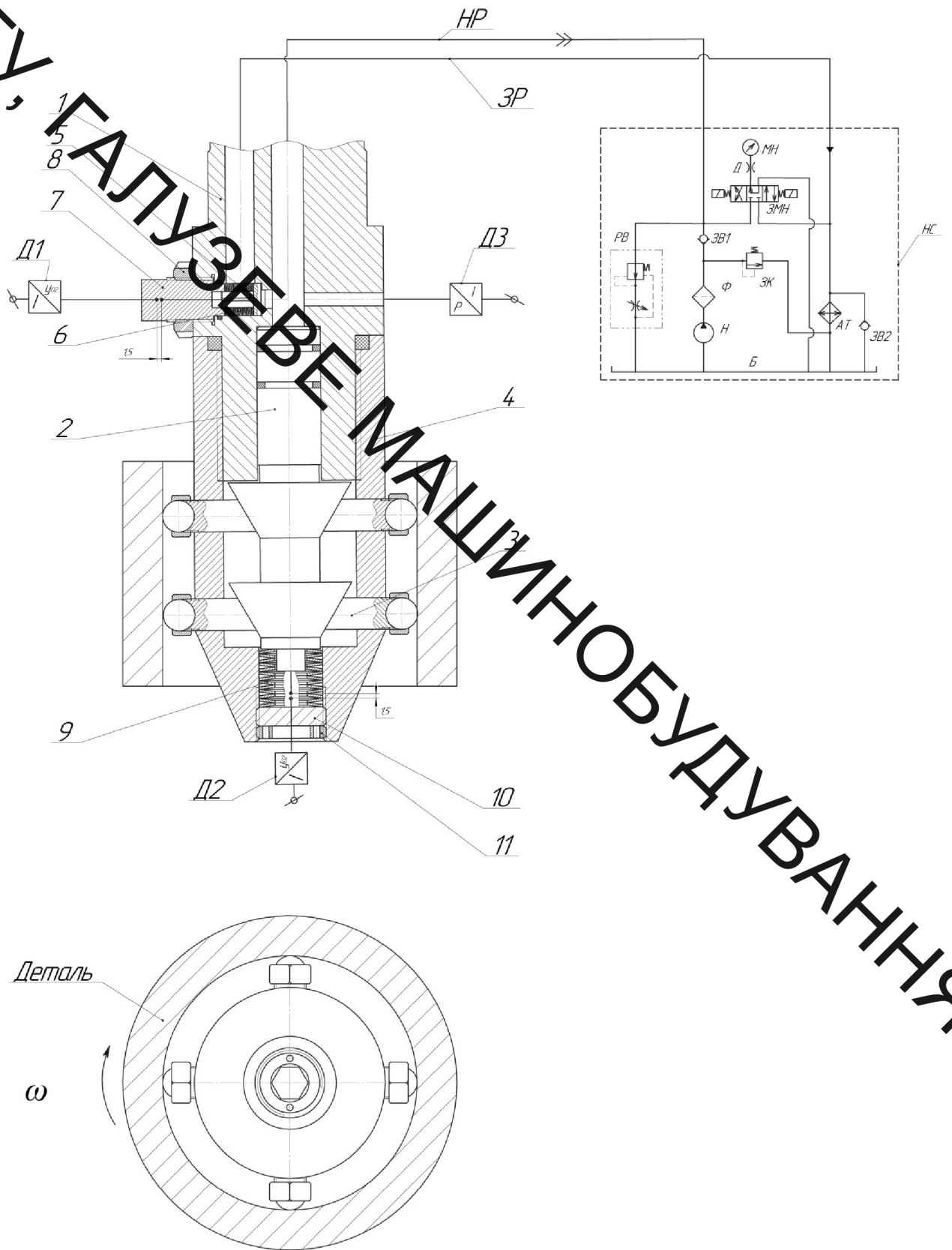


Рисунок 6.1 – Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГІТ

ВНТУ
ЗАЛУЖЖЯ
МАШИНОБУДУВАННЯ

Необхідною умовою вимірювання переміщень є забезпечення зазорів – відповідно 1,5 – 2мм. Гідронасос *H* разом з приводним електродвигуном, гідроапаратура *Ф, ЗК, Кр1, М, Д, РП, Кр2* та гідробак *Б* установлюються на станину насосної станції *НС*.

Для проведення експериментальних досліджень розробленого пристрою в рух приводиться не пристрій, а заготовка. Це викликано специфікою вимірювань амплітуди інструментальних штоків 3. Амплітуда коливань вимірюється посередністю вимірювання амплітуди поршня-регулювального 2.

Методика проведення експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГТТ, будується згідно з структурною схемою, показаною на рис. 6.2.

Під час підготовки гідроімпульсного привода ГТТ дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення до експериментальних досліджень необхідно виконати такі роботи:

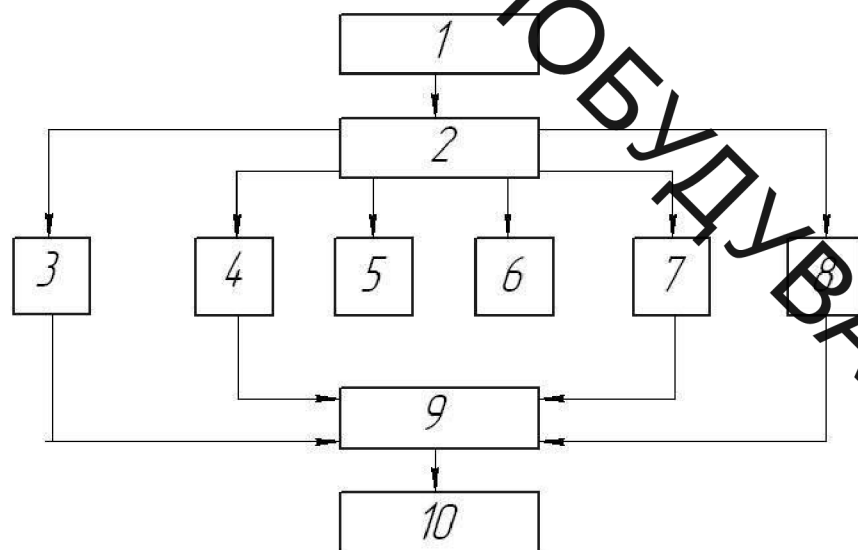
- 1) виміряти та відрегулювати у вибраному напрямку конструктивних параметрів попередньої деформації пружних елементів гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГТТ;

- 2) установити та закріпити гідроімпульсний пристрій для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГТТ на верстата;

- 3) розмістити поблизу верстата комплекс вимірювально-реєструючої апаратури;

- 4) монтаж на гідроімпульсному пристрої для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГТТ давачів тиску та переміщення;

- 5) з'єднання давачів кабелями з комплексом вимірювально-реєструючої апаратури;
- 6) занулення, налагодження та прогрівання вимірювально-реєструючої апаратури;
- 7) перевірка на холостих режимах функціонування систем привода, ГІТ та апаратури;
- 8) приведення величини підсилення електричних сигналів із давачів у відповідність з їх тарувальними характеристиками;
- 9) проведення пробної реєстрації на різних режимах динамічних параметрів привода та ГІТ з метою вибору найбільш раціональної, наприклад, часової розгортки осцилограм зміни тиску у відповідних порожнинах привода та переміщення.



1 – підготовка дослідного зразку до проведення експериментальних досліджень; 2 – планування та проведення експериментів; 3 – 8 реєстрація динамічних параметрів гідроімпульсного привода та ГІТ дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГІТ на різних режимах робочого процесу; 9 – оброблення результатів вимірювань та оцінка їх точності; 10 – побудова за результатами вимірювання експериментальних графічних залежностей

Рисунок 6.2 – Структурна схема методики проведення експериментального дослідження

Закономірність зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожній приводі визначатиметься в залежності від декількох фіксованих значення подачі Q_H гідронасоса привода та постійного значення тиску „відкриття” p_1 , попередньої деформації пружин. На носій даних (жорсткий диск) потрібно записати режими роботи гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГТТ шляхом послідовної зміни подачі Q_H гідронасоса привода.

З метою одержання достовірних значень експериментальних параметрів привода (частоти проходження імпульсів тиску, частоти та амплітуди вібрацій різця дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГТТ), число n необхідних вимірювань одного і того ж параметра на заданому режимі визначатимемо по формулі [23, 24]

$$n \geq (1 + P_D + 2n_{\text{нр}}) \cdot (1 - P_D)^{-1}, \quad (4.1)$$

де $n_{\text{нр}}$ – число явно недостовірних значень параметрів (грубі промахи), які не беруться до уваги; P_D – довірна ймовірність того, що похибка визначення параметра знаходиться в допустимих межах. Для нормальної квантильної оцінки результуючої та випадкової похибок вимірювальної техніки автори робіт [24 – 26] рекомендують вибирати $P_D = 0,8 - 0,9$, тоді $n_{\text{нр}} = 0$

$$n \geq [1 + (0,8...0,9)] \cdot [1 - (0,8...0,9)]^{-1} = 9...19.$$

Випадкова похибка вимірювань розподіляється, згідно з теоремою О. М. Ляпунова [28], за законом близьким до нормального, що дозволяє для знаходження істинного значення вимірюваного за осцилограмою параметра та його середньої квадратичної похибки σ застосувати формули [25, 26]:

$$a \approx \bar{x} = n^{-1} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (6.2)$$

$$\sigma \approx \sqrt{(n-1)^{-1} (x_i - \bar{x})^2}, \quad (6.3)$$

де x_i та \bar{x} – відповідно, вимірне та середньоарифметичне значення параметра. Повна (результуюча) похибка визначення експериментального параметра складається із систематичних, інструментальних, методичних та випадкових похибок вимірювального ланцюга [25] – давач-вібровимірювальний блок – ПК – параметр. Середньоквадратичне значення цієї похибки σ_{Σ} необхідно розраховувати за відомою залежністю [18]

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\delta_D^2 + \delta_{II}^2 + \delta_B^2}, \quad (6.4)$$

де δ_D – похибка давача; δ_{II} – сумарна похибка ПК; δ_B – сумарна похибка вібровимірювального блоку.

6.2 Вимірювально-реєструюча апаратура для експериментальних досліджень привода дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин, вбудованим ГІТ

Під час проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного привода розробленого пристрою, будуть вимірюватись такі параметри:

- переміщення золотника ГІТ та переміщення інструментальних штоків;
- тиск в напірній гідролінії гідросистеми привода.

Перераховані параметри будуть реєструватись за допомогою апаратури та приладів: давача тиску ADZ-SML-10, давачів переміщення ИКВ-1-4-1, вібровимірювального блоку, манометра та ПК.

На основі теоретичного дослідження гідроімпульсного приводу гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГІТ установлено, що очікувана максимальна частота проходження імпульсів тиску та вібрацій різального інструмента не перевищує 200 Гц, тому метрологічні параметри давачів тиску та переміщення повинні забезпечувати частотний діапазон не менше ніж 200 Гц.

З врахуванням технічних (частоти та амплітуди) параметрів та конструктивних особливостей досліджуваного пристрою в якості давача переміщення прийнято давач ИКВ-1-4-1 технічні характеристики якого наведені в табл. 6.1.

Таблица 6.1 – Технічна характеристика давача ИКВ-1-4-1

МЕТРОЛОГІЧНІ ПАРАМЕТРИ		Конструктивне виконання DS-1
Діапазон вимірювання переміщення, мм		0,5...2,5
Діапазон робочих частот, Гц		3...500
ІНТЕРФЕЙС		
Тип вихідного сигналу		„струменеву петлю”, 4...20мА
Діапазон живлючої напруги, В		10...20
КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ		
Тип кріплення		шпилька
Габаритні розміри вібровимірювального блока, мм		300×260×75
Маса, вібровимірювального блока, кг		4,2
Ступінь захисту		
віброперетворювача		IP 67
вібровимірювального блока		IP 65
ВИБУХОЗАХИСТ		
Вид		„іскробезпечні ланцюги”
Маркировка вибухозахисту		
віброперетворювача		1ExibIICT5
вібровимірювального блока		1ExibIICT6
Підключення віброперетворювача через бар’єр безпеки з параметрами		
I_0 , мА,		120

U ₀ , В	24
--------------------	----

Для вимірювання тиску обраний датчик ADZ-SML-10 технічні характеристики якого наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Технічна характеристика датчика ADZ-SML-10

ПАРАМЕТРИ	ЗНАЧЕННЯ
Тип датчика	Перетворювач тиску
Верхні границі вимірювань, МПа:	
– надмірного тиску	16
– розрідження	-10
– абсолютного тиску	16
– різниця тисків	2,5
Вихідний сигнал	0...20мА, 4...20мА
Діапазон живлючої напруги, В	12...32
Похибка при +25°C (від повної шкали)	±1,0%, ±0,5%, ±0,25%, ±0,1%,
Час реакції	<1,5 мс
З'єднувальний штуцер	M12x1,5
Механічні характеристики:	
– перевантаження	2-кратна до 25МПа
– тиск руйнування	мінімум 3-кратне
– допустиме ударне навантаження	IEC 68-2-32
– допустиме вібраційне навантаження	IEC 68-2-6 с 20g, IEC 68-2-36
– ступінь захисту	IP68
Довготривала нестабільність	±0,01% в рік
Тип тиску	абсолютний; надлишковий; різниця тисків

6.3 Висновки

1. Установлена мета експериментальних досліджень, яка передбачає визначення відносних величин розходження між результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

2. Розроблена принципова гідрокінематична та конструктивна схема дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГІТ для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою, з метою перевірки коректності розроблених його динамічної та математичної моделей.

3. Розроблена методика експериментального дослідження гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим ГІТ, яка встановлює алгоритм підготовки дослідного зразка для експериментальних досліджень.

4. За установленими очікуваними максимальними значеннями параметрами вібронавантаження інструментальних штоків підібрана вимірювально-реєструюча апаратура.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1 Аналіз умов праці

Розглядається дільниця виготовлення гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску. Дільниця знаходиться в механічному цеху одноповерхової будівлі.

При роботі виникає ряд фізичних, хімічних, психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів :

- Зміна мікроклімату робочої зони.
- Підвищена загазованість повітря робочої зони парами і газами, які виділяються при технологічних процесах.
- Відсутність або недостатня освітленість природним світлом, недостатня освітленість робочої зони від світильників штучного освітлення.
- Підвищений рівень шуму і вібрації на робочих місцях від працюючого обладнання
- Рухомі частини виробничого обладнання, вузли і агрегати, що рухаються.
- Відлітаючі частини інструментів, який зруйнувався під час роботи.
- Підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може відбутись через тіло людини.

Фізичні динамічні та статичні навантаження.

Монотонність праці.

7.2 Організаційно-технічні рішення щодо безпечних умов праці

На дільниці обладнання живиться від трифазної чотирипровідної мережі з заземленою нейтраллю напругою 380/220 В. Дільниця знаходиться в одноповерховому виробничому приміщенні.

У цехах, що мають велику ширину, шкідливі роботи необхідно розташовувати поблизу зовнішніх стін для кращого забезпечення природної

вентиляції приміщення. При внутрішньому плануванні приміщення повинні бути передбачені достатня ширина і число проходів, сходів, дверей із метою можливого усунення зустрічних людських потоків у періоди початку і закінчення змін, а також у випадку аварійних ситуацій.

Обсяг виробничих приміщень повинен бути таким, щоб на кожного працюючого припадало не менше 4,5 м² площі, 15м³ об'єму, висота виробничого приміщення повинна бути не менше 3,2 м. Площа дільниці 60 м², об'єм – 192 м³, тобто вимоги виконуються.

7.2.1 Мікроклімат

Роботи, що виконуються на дільниці відносяться до категорії робіт Пб – середньої важкості. Вони пов'язані з розбиранням і збиранням вузлів і агрегатів, процесами відновлення та зміцнення. Ці роботи пов'язані з середнім фізичним навантаженням.

Параметри, що характеризують мікроклімат в приміщенні є наступними: температура, відносна вологість, швидкість руху повітря.

Оптимальні і допустимі норми цих параметрів в залежності від категорії робіт, періоду року. Числові значення цих норм додано в таблицю 7.1.

Таблиця 7.1 – Оптимальні і допустимі норми параметрів мікроклімату в приміщенні

Період року	Категорія	Температура, °С			Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв	
		Оптим.	Допустима		Опти м.	Допус т	Оптим.	Допуст.
			Верхня гран.	Нижня гран.				
Холод	Пб	17-19	21	15	40-60	75	0.3	0.4
Тепло	Пб	20-22	27	16	40-60	70	0.4	0.5

Інтенсивність опромінення $100\text{Вт}/\text{м}^2$. Опромінення людського тіла не більше 25%. Для нормалізації мікроклімату в виробничому приміщенні необхідно улаштувати вентиляцію і опалення.

На дільниці характерне забруднення повітря виробничих приміщень отруйними газами та парами.

Попадаючи в організм людини шкідливі речовини негативно діють на людину. Концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони не повинна перевищувати допустимих значень.

Контроль вмісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони проводиться на найбільш характерних робочих місцях. При однаковому обладнанні, або при виконанні однакових операцій контроль проводиться вибірково на окремих робочих місцях, розташованих в центрі і по периферії приміщення.

Система вентиляції приміщення буде комбінована, тобто буде поєднувати в собі механічну і природну, організовану вентиляцію.

Механічна вентиляція буде здійснюватиметься за рахунок вентилятора з приводом від електродвигуна. При обертанні вентилятора створюється різниця тиску, в результаті чого повітря переміщується з переміщення (витяжна вентиляція) і в приміщення (поточна вентиляція).

Приточна вентиляція забезпечуватиме приток чистого повітря в приміщення, а витяжна вентиляція забезпечуватиме видалення забрудненого повітря назовні.

Природна вентиляція здійснюватиметься за рахунок різниці густини повітря, що виникатиме за рахунок різниці температури повітря, а також за рахунок енергії вітру.

7.2.2 Освітлення

Кількісні і якісні характеристики освітлення регламентовані:

Природне освітлення забезпечується подвійними вікнами.

Розряд зорової роботи – 4а.

Коефіцієнт природного освітлення:

$$e^4 = e_H^3 \cdot m \cdot C_K, \quad (7.1)$$

де $e_H^3 = 1.5$ - нормоване значення коефіцієнта природного освітлення;

$m = 0.9$ – коефіцієнт світлового клімату;

$C_K = 0.75$ - коефіцієнт сонячності клімату;

$$C_K = 1,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1,01$$

Штучне освітлення в приміщеннях повинно задовольняти вимогам (табл. 7.3).

Таблиця 7.2 – Норми освітленості приміщень і виробничих дільниць

Приміщення	Площина нормування освітленості	Розряд зорової роботи	Освітленість	
			норма	ліоче
Механічна дільниця	Горизонтальна 0,8м	4а	300(750)	250(700)

Для загального освітлення в системі комбінованого слід передбачити газорозрядні лампи, незалежно від типу джерела місцевого освітлення. Для загального освітлення слід приймати мінімальну нерівномірність освітленості в зоні розташування робочих місць, при цьому відношення максимальної освітленості до мінімальної не повинна перевищувати для робіт II розряду при люмінесцентних лампах 1,5.

Освітлення проходів і дільниць, де роботи не виконуються повинно складати 25% освітлення, що створюється світильниками загального освітлення на робочому місці, але не менше 75 лк. Аварійне освітлення передбачається, якщо відключення робочого освітлення може викликати: порушення норм обслуговування обладнання, тривале порушення технічного процесу.

7.2.3 Шум

Джерелом шуму на дільниці є працююче обладнання та допоміжний транспорт.

За характером спектру шуму на дільниці широкосмуговий із безперервним спектром шириною більше октави. За часовими характеристиками шум постійний, так як рівень звуку за восьмигодинний робочий день змінюється в часі не більш, ніж на 5 дБА. За походженням шум механічний (від працюючого обладнання) і аеродинамічний (від вентиляційних установок). Допускається в якості характеристики постійного широкосмугового шуму на робочих місцях при орієнтовній оцінці приймати рівень звуку (дБА), виміряний на тимчасовій характеристиці "доцільно" шумоміра.

Гранично допустимий спектр шуму на робочих місцях на механічній дільниці приведений у табл. 7.3.

Таблиця 7.3 – Допустимий спектр шуму на робочих місцях

Вид трудової діяльності	Октавні рівні звукового тиску, дБ на середньгеометричних частотах, Гц									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
На постійних робочих місцях	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Для зменшення шуму на дільниці використовують архітектурно-планувальні методи захисту. Сюди відноситься раціональне розміщення технологічного обладнання, верстатів, раціональне розміщення робочих місць, раціональне акустичне планування зон і режиму руху транспорту, створення різних шумозахищених зон в різних місцях знаходження людей.

7.2.4 Вібрація

Від роботи обладнання та під час переустановки деталей на працюючих може діяти вібрація (загальна і переважно локальна). Вібрація характеризується такими показниками як віброшвидкість, віброприскорення, рівень віброшвидкості, рівень віброприскорення.

Категорія вібрації 3 тип "а" - технологічна на робочих місцях. Критерій оцінки - межа зниження продуктивності праці. На працюючих діє локальна і загальна вібрація. Вона передається через руки працюючих і через підшви ніг.

Санітарні норми одночислових показників вібраційного навантаження на працюючого при тривалості зміни 8 год приведені в табл. 6.4.

Таблиця 7.4 – Норми вібраційного навантаження

Вид вібрації	Категорія вібрації за санітарними нормами	Напрямок дії	Нормативні коректовані за частотою та еквівалентні коректовані значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			м/с ²	дБ	м/с · 10 ⁻²	дБ
Локальна	-----	X _n ; Y _n ; Z _n	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип "а"	X ₀ ; Y ₀ ; Z ₀	0,1	100	0,2	92

Для зменшення вібрації, яка передається на робочі місця, обладнання на дільниці встановлено на віброізолятори. Вентилятори систем вентиляції

Також встановлюють на віброізолятори і розміщують поза приміщеннями.

7.3 Організаційно – технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

7.3.1. Технічна безпека

Забороняється експлуатація несправного обладнання, технічного інструменту, тощо. При несправному обладнанні вирішується табличка „Працювати заборонено” або „Не працює”.

Робітники повинні забезпечуватись справними інструментами та інвентарем.

Відходи виробництва, обтирочні матеріали, повинні прибиратися після кожної зміни.

Для миття та знежирення повинні застосовуватись негорючі суміші і розчинники. Мийні ванни з часом після закінчення роботи повинні закриватись. Підлога має бути горизонтальною, рівною без вибоїн. Біля верстатів і стендів повинні бути дерев'яні трапи на всю ширину робочої зони.

Особливу увагу необхідно приділяти при роботі з кран-балкою.

Необхідно дотримуватись інструкцій по роботі з обладнанням.

Нормативні умови на ділянці забезпечуються такими засобами:

- механізацією;
- встановлення ефективної вентиляції;
- встановлення опалення;
- застосування засобів особистої гігієни.

Для захисту рук від агресивних середовищ застосовують рукавиці і халати.

7.3.2 Електробезпека

По способу захисту людини від уражень електричним струмом електричні вироби в цеху відповідають 2-му класу і відносяться до категорії з особливою небезпекою, зокрема струмопровідна підлога та агресивна атмосфера. Основний засіб захисту – занулення.

Корпуса апаратів, джерел живлення, а також установки і маніпулятори повинні бути заземлені; категорично забороняється використання контурів заземлення в якості оберненого дроту зварного ланцюга. Пристрої для перемикання і підключення електричних ланцюгів повинні бути захищені кожухами; номінальний струм плавких запобіжників не повинен перевищувати струм, вказаний в схемі. Працюючий повинен бути забезпечений окулярами для захисту очей. Монтажні роботи і ремонт обладнання потрібно проводити тільки після вимкнення електричного струму.

До обслуговування електроустановок допускаються особи, які закінчили спец, курси та школи.

Захист від електричного струму. В електричних схемах обладнання передбачено блокуючий пристрій на випадок падіння або збільшення напруги. Режими різання - регламентовані, контроль за цим веде технолог цеху.

Конструкція обладнання повинна забезпечити виключення до регламентованих рівнів шуму, обладнання не повинно служити джерелом виділення в робочу зону виробничих приміщень шкідливих речовин (шуму, газів, парів) вище ГДК, а також великої кількості теплоти, вологи, які змінюють метеорологічні умови. Обладнання повинно мати засоби сигналізації про порушення нормального режиму роботи. Органи управління повинні забезпечити надійність пуску і швидкість зупинки, зручне використання, зусилля для переміщення повинне бути невелике.

7.4 Пожежна безпека

Приміщення віднесено до категорії Д, по ступені вогнестійкості будівля відноситься до II ступені вогнестійкості. Це будівлі із несучими і конструкціями, захищають, із природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону з застосуванням аркушевих і плитних негорючих матеріалів у покриттях будинків припускається використовувати незахищені сталеві конструкції. У залежності від ступеня вогнестійкості будинків і споруджень встановлені мінімальні межі вогнестійкості будівельних матеріалів і максимальні межі поширення вогню. В таблиці 6.5 вказані мінімальні границі вогнестійкості будівельних конструкцій та максимальні границі розповсюдження вогню по них.

Таблиця 7.5 – Мінімальні границі вогнестійкості будівель

Ступінь вогнестійкості споруди	Мінімальний границі вогнестійкості будівельних конструкцій, год; максимальні границі розповсюдження вогню по ним, м					
	Стіни		Колони		Плити, настили	Балки, ферми, арки, рамки
	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі	Несучі	Не несучі		
II	0,25/0	0,25/0	0,5/0	0,25/0	1/0	0,5/0

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця до найближчого евакуаційного виходу з приміщення безпосередньо назовні приведена в таблиці 7.6.

Таблиця 7.6 – Максимальна відстань до найближчого евакуаційного

проходу

Об'єм приміщення, м ³	Категорія приміщення	Ступінь вогнестійкості споруди	Відстань, м, при щільності людського потоку в загальному проході, люд/м ³
Не залежно від об'єму	В	II	Не обмежується

Основними причинами виникнення пожеж є коротке замикання в електропроводниках, самозаймання ганчір'я, паління в недозволених місцях, розряди блискавки і порушення правил пожежної безпеки.

Обладнання повинно бути виконано в вибухобезпечному виконанні. Необхідно своєчасно проводити протипожежний інструктаж і встановлювати жорсткий протипожежний режим. Для паління відводяться та обладнуються спеціальні місця.

Для використаного обтирочного матеріалу передбачають металеві ящики з кришками та цей матеріал зберігається не більше однієї зміни.

Для запобігання пожежі від короткого замикання в провідниках їх необхідно розміщувати в металевих трубах, або гнучких, металевих кожухах.

Для захисту від блискавок, застосовують металеві стержні, які розташовані вище даху приміщення та з'єднані із землею дротом. Для оповіщення відповідних служб про пожежу застосовують телефони та теплові повідомлювачі максимальної дії ДІЛ, які спрацьовують, коли температура, навколишнього середовища досягає критичної.

7.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

6.5.1 Дія іонізуючих та електромагнітних випромінювань на електронні пристрої та системи

Радіоелектронна апаратура, що знаходиться в зоні дії іонізуючих випромінювань, може істотно змінювати свої параметри і виходити з ладу.

Ці пошкодження відбуваються в результаті зміни фізичних і хімічних властивостей радіотехнічних (напівпровідникових, ізоляційних, металевих і ін.) матеріалів, параметрів приладів і елементів електронної техніки, виробів електротехніки і радіоелектронних схемних пристроїв.

Здатність виробів виконувати свої функції і зберігати характеристики і параметри в межах встановлених норм під час і після дії іонізуючих випромінювань називають радіаційною стійкістю.

Ступінь радіаційних пошкоджень в опромінюваній системі залежить як від кількості енергії, що передається при опроміненні, так і від швидкості передачі цієї енергії. Кількість поглиненої енергії і швидкість передачі її у свою чергу залежать від виду і параметрів випромінювання і ядерно-фізичних характеристик речовин, з яких виготовлений опромінюваний об'єкт.

Зміна властивостей речовин, що виникають в результаті взаємодії з іонізуючими випромінювань, ґрунтується на утворення різних дефектів в матеріалі. Радіаційні зміни в матеріалах бувають наступних типів: вакансії (вакантні вузли), атоми домішок (домішкові атоми), зіткнення при заміщеннях, термічні (теплові) піки, піки зсуву, іонізаційні ефекти.

Суттєвий вплив на роботу електронних систем та обладнання має електромагнітне випромінювання. До основних його джерел можна прирахувати перш за все електромагнітну та атомну зброю, а також електротранспорт (трамваї, тролейбуси, поїзди і т.д.), лінії електропередач (міського освітлення, високовольтні і т.д.), електропроводку (усередині будівель, телекомунікації і т.д.), побутові електроприлади, теле- і

радіостанції (трансляючі антени), супутниковий і стільниковий зв'язок (трансляючі антени), персональні комп'ютери і т. д.

Для зниження інтенсивності впливу цих випромінювань на різні системи можна вжити інженерно-технічні захисні заходи, що будуються на використанні явища екранування електромагнітних полів безпосередньо в місцях розташування обладнання або на заходах щодо обмеження емісійних параметрів джерела поля. Цей вид випромінювання має високу проникну здатність. Для захисту обладнання, що розташоване в відкритих приміщеннях здійснюється екранування оглядових вікон, вікон приміщень, перегородок застосовується металізоване скло, що володіє екрануючими властивостями. Така властивість скла додає тонка прозора плівка з оксидів металів, частіше за все олово, або металів – мідь, нікель, срібло і їх поєднання. Плівка володіє достатньою оптичною прозорістю і хімічною стійкістю. Будучи нанесеній на одну сторону поверхні скла вона ослабляє інтенсивність випромінювання в діапазоні 0,8-150 см на 30 Дб (у 1000 разів). При нанесенні плівки на обидві поверхні скла ослаблення досягає 40 дб (у 10000 разів). Для захисту обладнання від дії електромагнітних випромінювань в будівельних конструкціях, як захисні екрани можуть застосовуватися металева сітка, металевий лист або будь-яке інше провідне покриття, у тому числі і спеціально розроблені будівельні матеріали. У ряді випадків достатньо використання заземленої металевої сітки, що поміщається під облицювальний або штукатурний шар. Як екрани можуть застосовуватися також різні плівкові і тканинні ізоляції з металізованим покриттям. Останніми роками як екрануючі матеріали широко використовуються металізовані тканини на основі синтетичних волокон. Їх отримують методом хімічної металізації (з розчинів) тканин різної структури і щільності. Існуючі методи отримання дозволяє регулювати кількість металу, що наноситься, в діапазоні від сотих доль до одиниць мкм і змінювати поверхневий питомий опір тканин від десятків до доль Ом.

7.5.2 Визначення області працездатності системи ЧПК верстатного обладнання в умовах дії іонізуючих випромінювань

Критерієм, що визначатиме працездатність системи ЧПК в умовах дії іонізуючих випромінювань приймається максимальне значення потужності дози в умовах експлуатації, яка може зумовити виникнення зміни параметрів елементів системи не порушуючи її працездатність в цілому.

Аналіз структурної та електричної схем системи ЧПК показує, що елементами без яких неможливе її нормальне функціонування є: інтегральні схеми, конденсатори, мікросхеми, випрямлячі, магнітні матеріали, транзистори, діоди, резистивні елементи, діелектричні матеріали, індуктивні елементи та напівпровідники.

Довідникові дані про граничні значення доз іонізуючого випромінювання для системи ЧПК наведені в таблиці 7.5.

Таблиця 7.5 – Визначення граничної дози іонізуючих випромінювань для елементів системи ЧПК

Елементи і матеріали системи ЧПК	Гранична доза гамма-випромінювання для елементів системи ЧПК, $D_{gr,i}$, Р	Гранична доза гамма-випромінювання для системи ЧПК, D_p , Р
Індуктивні матеріали	10^6	10 ⁴
Інтегральні схеми	10^4	
Конденсатори	$10^7 \dots 10^9$	
Резистивні елементи	$10^7 \dots 10^9$	
Діелектричні матеріали	10^{10}	
Транзистори, діоди	10^4	
Мікросхеми	10^5	
Випрямлячі	10^6	
Магнітні матеріали	10^{10}	
Напівпровідники	$10^5 \dots 10^6$	

За довідниковими даними граничне значення дози гамма-випромінювання для системи ЧПК складає $D_{гр}=10^4$ Р.

Граничне значення потужності дози іонізуючого випромінювання можна визначити за формулою

$$P_{сп.год} = \frac{D_{гр} \cdot K_{нос}}{2(\sqrt{t_k} - \sqrt{t_n})} = \frac{10^4 \cdot 5}{2(\sqrt{87601} - \sqrt{1})} = 167,5 \text{ (Р/год)},$$

де $t_n=1$, $t_k=10$ років $=87601$ год – відповідно, час початку і кінця роботи системи ЧПК, що визначається її експлуатаційним терміном;

$K_{нос} = 5$ – коефіцієнт послаблення радіації.

Отже, можна зробити висновки про те, що область працездатності системи ЧПК в умовах дії іонізуючих випромінювань визначена потужністю експозиційної дози іонізуючих випромінювань в межах від 0 до 167,5 Р/год.

Проведені для системи ЧПК верстатного обладнання розрахунки показали, що в умовах дії іонізуючих випромінювань область її працездатності визначена потужністю дози іонізуючих випромінювань в межах від 0 до 167,5 Р/год і вертикальною складовою напруженості електричного поля в межах від 0 до 0,3 В/м.

ВИСНОВКИ

1. За результатами теоретичного огляду виконано аналіз існуючих технологій зміцнення поверхневим пластичним деформуванням та визначені основні технологічні параметри проектного пристрою – корисне технологічне зусилля, параметри вібронавантаження – амплітуда і частота, геометричні параметри інструментальних тіл. Виділено напрями удосконалення існуючих способів зміцнення поверхневим пластичним деформуванням.

2. Встановлено, що найбільш перспективним напрямом зі створення та удосконалення існуючих пристроїв для деформаційного зміцнення є напрям статико-імпульсних пристроїв. Такі пристрої краще будувати на базі гідроімпульсного приводу з використанням пружних елементів високої жорсткості – типу прорізних, кільцевих, тарілчастих пружин.

3. В ході виконання МКР розроблено нову конструкцію гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску.

4. З врахуванням досліджень в області обробки тиском, отримані розрахункові залежності, які дають можливість визначити максимальну ступінь зміцнення в залежності від матеріалу деталі, необхідні параметри пристрою – технологічне зусилля, параметри вібронавантаження (частота та амплітуда), форму та розміри інструментальних тіл. Використовуючи отримані залежності можна виконувати оптимізацію процесу зміцнення ППД.

5. За результатами детального, пофазного аналізу робочого циклу, обґрунтованих припущень і структурно-розрахункової схеми пристрою розроблено динамічну та математичну моделі приводу пристрою, в якій гідравлічну ланку представлено у вигляді тіла Кельвіна-Фойта.

6. З метою встановлення ступеня адекватності розробленої математичної моделі гідроімпульсного пристрою для деформаційного

ВНТУ
АНАЛІЗ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИНОБУДУВАННЯ

зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску його реальній системі та всебічного дослідження цієї моделі, розроблено принципову схему дослідного стенда, вибрано давачі для реєстрації зміни тиску енергоносія та переміщень рухомих ланок, а також сформульовані основні положення методики експериментальних досліджень приводу пристрою.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні вказівки до виконання студентами-магістрантами наукового напрямку економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. В.О. Козловський – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 22 с.
2. Козловський В. О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця : ВДТУ, 2003. – 76 с.
3. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.
4. Одинцов Л.Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием [Текст]: справочник / Л.Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.
5. Папшев Д.Д. Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием [Текст] / Д.Д. Папшев. – М.: Машиностроение, 1978. – 152 с.
6. Проскуряков Ю.Г. Упрочняюще-калибрующие методы обработки [Текст]: справочное пособие / Ю.Г. Проскуряков. – М.: Машиностроение, 1995.
7. Технология конструкционных материалов [Текст]: учеб. для вузов / А.М. Дальский [и др.]; под общ. ред. А.М. Дальского. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 448 с.
8. Гаркунов, Д.Н. Триботехника: учебник для втузов/ Д.Н. Гаркунов.-Изд. 2-е, перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1989.-328 с.: ил.-ISBN 5-7855-0361-1.
9. Патент РФ № 2264273, м. кл. B21D19/02, 2005 р.
10. Патент РФ № 2441742, м. кл. B24B39/02, 2012 р.
11. Патент № 116268 Україна, МПК B24B 39/02 (2006.01), B23P 9/04 (2006.01) Пристрій для зміцнення поверхневим пластичним деформуванням внутрішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей. Афтаназів І.С., Шевчук Л.І. – а201603003 Заявл. 23.02.2016; Опубл. 26.02.2018, Бюл.№4.

12. Годлевський Б.С., Приймаченко О.С. / Гідроімпульсний пристрій для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску // Всеукраїнська науково-практична інтернет-конференція «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2021)»
13. Дрозд М. С. Определение механических свойств металла без разрушения. -М.: Металлургия, 1965, -171 с.
14. Дрозд М. С., Сидякин Ю. И. Метод оптимизации технологических параметров режима упрочняющего обкатывания деталей роликами. -Вестник машиностроения. 1984, №1, с. 26-28
15. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. Изд. 2-е, перераб. и дополн. -М.: Машиностроение, 1975. -400 с.
16. Черненко О. С. Повышение производительности процесса и точности изделий при поверхностном пластическом деформировании на основе совершенствования технологии операций и инструмента.
17. Обертюх Р . Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 164 с.
18. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук. – УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с. (Монографія). – ISBN 978-966-641-252-5.
19. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением. – М., 1980. – С. 12-40. – (Тр. МВТУ №335).
20. Іскович-Лотоцький Р.Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх Р.Р., Севостьянов І.В. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006, – 291с.

21. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К. А. Колисниченко, В.Т. Маслов – [2-е изд. перероб и доп]. – Киев: Техника, 1977. – 320с.
22. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – Машиностроение, 1979. – 232с.
23. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин: (Измерительные преобразователи). Учебн. пособие для вузов. / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий. – Ленинград.: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1983. – 320 с.
24. Математическая теория планирования эксперимента / С. М. Ермаков, В. З. Бродский и др.– М.: Наука, 1983. – 392 с.
25. Севостьянов Б. А. Курс теории вероятностей и математической статистики / Б. А. Севостьянов. – М.: Наука, 1982. – 256 с.
26. Коваленко И. Н., Теория вероятностей и математическая статистика. / И. Н. Коваленко, А. А. Филиппова Учебн. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982. – 256 с.
27. Терещенко О.П., Кобилянський О.В. Методичні вказівки щодо опрацювання розділу “Безпека життєдіяльності” в дипломних проектах і роботах студентів машинобудівельних спеціальностей.–В .: ВНТУ, 2004.– 45с.
28. Сакевич В.Ф. Основи розробки питань цивільної оборони в дипломних проектах. Методичні вказівки. – В .: ВНТУ, 2004.

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д. т. н., професор Поліщук Л.К,

(підпис)

« ____ » _____ 2020

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску

Розробив студент

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

Годлевський Богдан Сергійович

« ____ » _____ 2020

Керівник: к.т.н., доцент

Слабкий Андрій Валентинович

1 Найменування і область застосування

Найменування – гідроімпульсний пристрій для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даного дипломного проекту є індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Метою є розробка конструкції пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей машин з використанням пружин високої жорсткості на базі гідроімпульсного привода. Призначення розробки обґрунтування ефективності та переваг нової конструкції, а також формування методики розрахунку пристроїв такого типу за допомогою розробки математичної моделі.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

4.1 Одинцов Л. Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием. Справочник. – М.: Машиностроение, 1987, 328 с., ил..

4.2 Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.

4.3 Искович-Лотоцкий Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, В.А. Крат. – Киев: Техника, 1982. – 208с.

4.4 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справ. Пособие. М.: Машиностроение, 1971. – 345 с.

4.5. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В.Т. Маслов – [2-е изд. перероб и доп]. – Киев: Техника, 1977. – 320с.

4.6 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. 509 с, ил.

5 Вихідні дані для розробки пристрою:

- 1) Номінальний тиск роботи пристрою – 10 МПа;
- 2) Номінальна подача гідронасоса – $2,5 \cdot 10^{-4}$ м³/с;
- 3) Орієнтований діапазон регулювання амплітуди – $(1 \dots 5) \cdot 10^{-3}$ м;
- 4) Частоти – 10...100 Гц;
- 5) постійною попередньою деформацією $y_{03_{ма}} = 10 \cdot 10^{-3}$ м;
- 6) Максимальні габаритні розміри – довжина – 305 мм, ширина – 300 мм, висота – 500 мм;

5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажно-придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- маса продукції – до 10 кг;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини ГІТ взаємозамінні
- деталі, вузли ГІТ, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила
- одиничний вид виробництва деталей, запасні частини не передбачаються.

5.2 Вимоги до надійності:

довговічність – не менше 6 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність ГТТ в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність – компоновочне рішення ГТТ повинно бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби (сідло) та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція деталей ГТТ повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час розробки конструкції ГТТ використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонті. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонті пристрою.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні і управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей ГТТ слід вибирати відповідно до рекомендацій, що застосовують під час виготовлення контрольно – розподільної гідроапаратури.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

– умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

- час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 рік;
- вид обслуговування періодичний;
- періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 4 дні (один раз в три місяці);

5.9 Вимоги до транспортуванню і збереженню

- можливість транспортування на будь – якому виді транспортних засобів
- захист від ударів під час завантаження і розвантаження
- зберігання на складі готової продукції
- зберігання у законсервованому вигляді
- складування на стелажах.

6 Економічні показники:

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 3,5 роки,
- освоєння виробництва продукції,
- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

7 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» Годлевський Богдан Сергійович

8 Етапи НДР і терміни їх виконання:

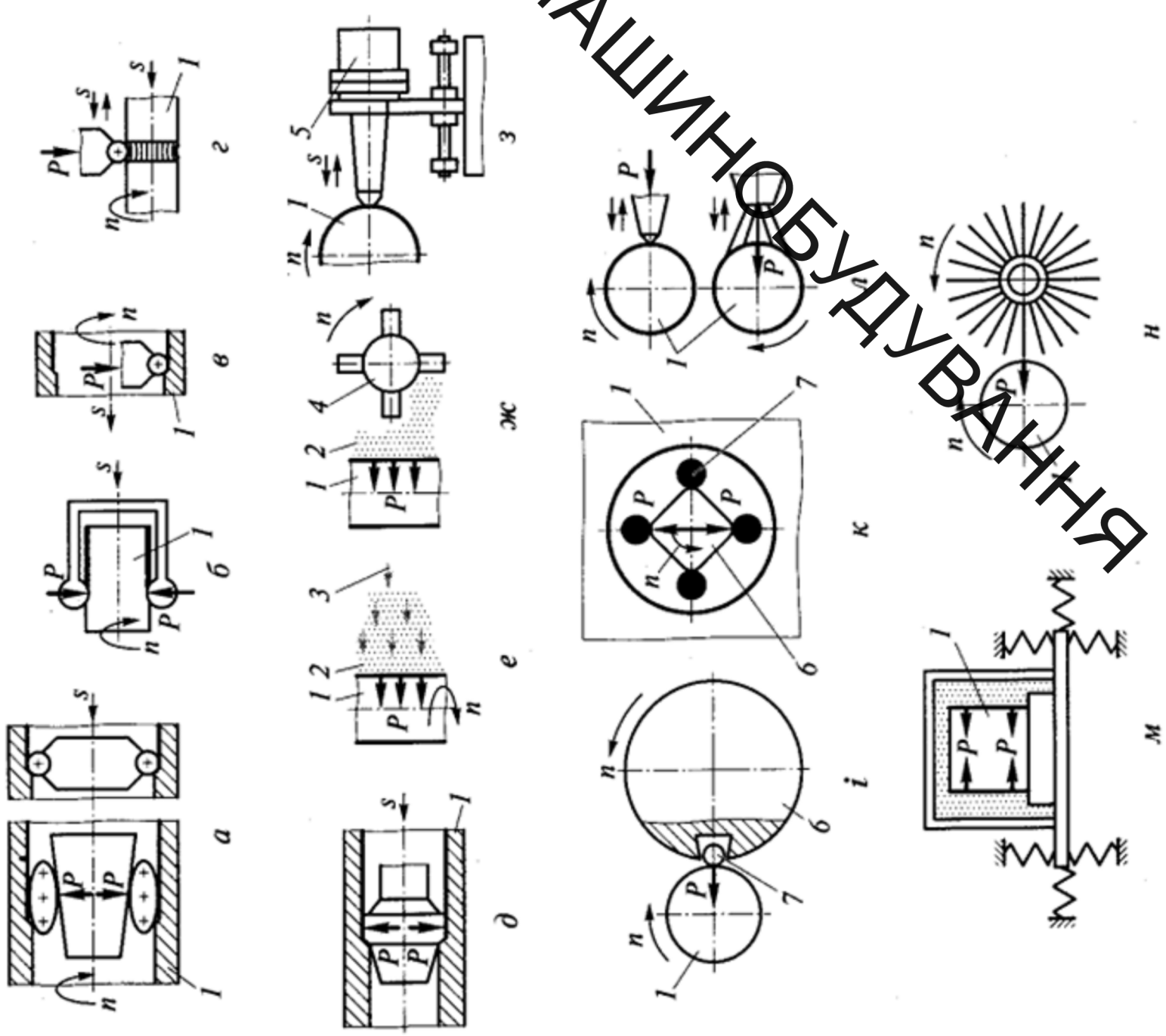
- огляд відомих способів і пристроїв для деформаційного зміцнення
- розробка гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення внутрішніх поверхонь деталей з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску;
- моделювання процесу оброблення;
- розробка динамічної та математичної моделей пристрою;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- охорона праці;

- висновки.
- розробка конструкції пристрою;
- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

9 Порядок контролю і прийомки

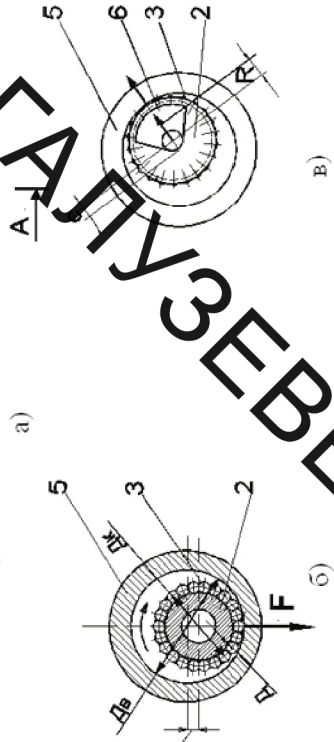
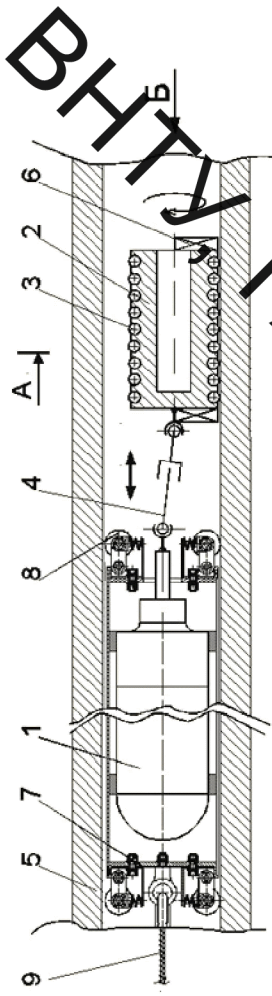
- попередній захист проекту
- захист проекту перед МКР

ВНТКУ ДАГІДІ МАШИНОБУДУВАННЯ

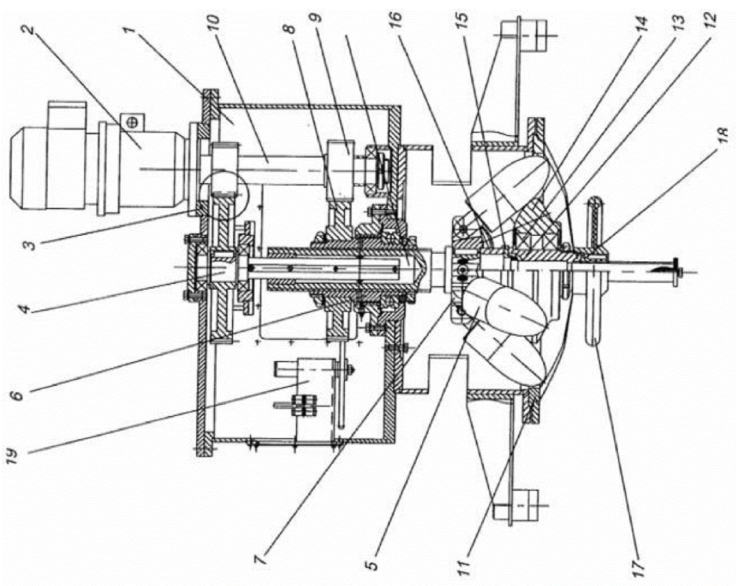


а, б - зміноючі розкошування і обкатування;
 в - вигладжування;
 г - вібраційне напливі вигладжування;
 д - поверхнєве дорчовачі;
 е - дробоструменєві обробка;
 ж - дробометні обробка;
 з - ультразвуков обробка дробом;
 и - відцентрова обробка;
 к - ударне розкошування;
 л - ударне стале карбування;
 м - ударна ударна обробка;
 н - оброблення механічною шіткою.

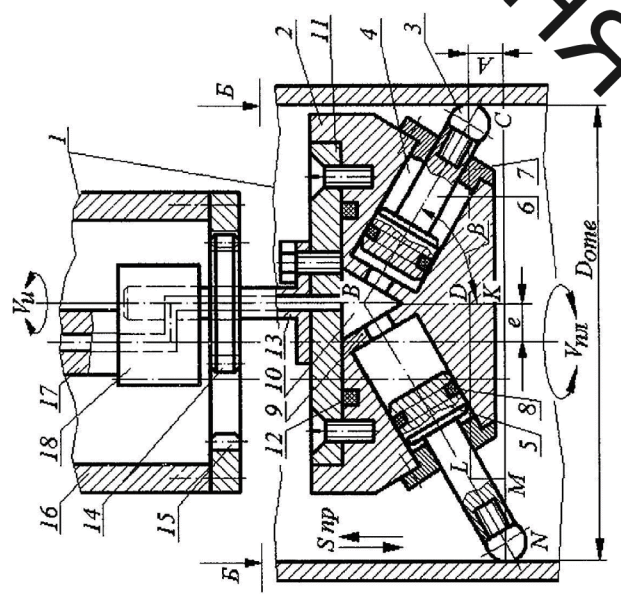
1 - заготовка;
 2 - дріб;
 3 - струмінь газу і (або) рідини;
 4 - дробомет (турбінка);
 5 - ультразвуковий генератор;
 6 - опора;
 7 - ролики;
 п - обертання заготовки і (або) інструменту;
 s - переміщення заготовки та (або) інструменту;
 P - зусилля деформування;
 → - напрямок різного виду рухів.



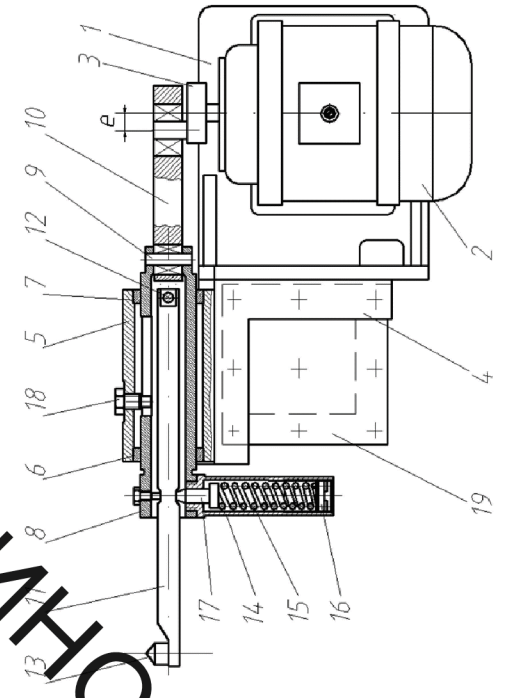
Пристрій для зміцнення поверхневим пластичним деформуванням внутрішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей



Пристрій для відбитковки і розкочування круглих отворів



Пристрій для відбитковки отворів



Відроголовка з монтуванням на торканому верстаті

ВІДГОЛОВКА
ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

4 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІНЕННЯ ПОВЕРХНЕВА ПЛАСТИЧНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ

Щоб чи оброблена деталь в поперечному перерізі інструментом була сферичною, потрібні відповідні значення кутів і швидкості інструменту.

$$\sigma_{\text{нрр}}(\theta) = \frac{12E\delta \left[(\zeta+1) \frac{f_{\text{нрр}} - f_{\text{нрр}}^0 \cos \theta}{\sigma} \right]}{l^2} \quad (4.1)$$

$$\sigma_{\text{нрр}}(\theta) = \frac{3E\delta \left[(\zeta+1) \frac{f_{\text{нрр}} - f_{\text{нрр}}^0 \cos \theta}{\sigma} \right]}{\sigma l (\zeta+1)} \quad (4.2)$$

де E – модуль пружності ізо року матеріалу;
 R – радіус заготовки;

$f_{\text{нрр}}^0$ – величина вільної деформації деталі в натуральному перерізі;
 $f_{\text{нрр}}$ – загальна довжина заготовки;
 l – загальна довжина заготовки;
 θ – кут повороту деталі від вільного положення;
 ζ – коефіцієнт зчупу.

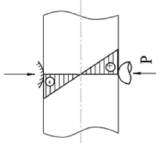


Рисунок 1 – Пружні деформації, що виникають під впливом сили розтягнення вільної деформації на початку і кінці обробки обидвома діями. Для цього можна скористатися формулою прямої осі заготовки, що атрошується працюючи другою ступеню:

$$f_{\text{нрр}}(\theta) = \frac{\Delta l}{l} \left(1 - \frac{\zeta}{\zeta+1} \right) \quad (4.3)$$

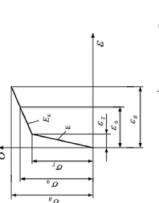


Рисунок 2 – Напруження, що виникають під поверхневою пластичною деформацією

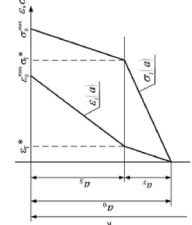


Рисунок 3 – Розподіл величини деформації ϵ і напруження σ від процесу ППД по глибині

Для побудови спери деформації і напруження, що виникають під процесу ППД, необхідно розрахувати радіуси ППД. ППД необхідно проводити деформацію, спираючись на рівномірної допустимої, при якій не відбувається руйнування матеріалу поверхневого шару деталі. Цю деформацію визначають за пластичною твердістю ПД:

$$\epsilon_{\text{нрр}}^{\text{нрр}} = \frac{2\Delta l}{Zl} \quad (4.4)$$

де H_D – пластична твердість, що визначається лінійно масштабованою стандартом ГОСТ 18335-73, або ориєнтовано за омпіричною залежністю ПД=0,48H_DНД.

Розрахунок сили приписання інструменту було виконати за методом Цуканова О. С.:

$$c = 2,57 - 0,1 \sin \theta \quad (4.5)$$

де $\sin \theta$ – повиний кут виконання інструмента (див. рис. 4.6), який рівний $\sqrt{\epsilon_{\text{нрр}}^{\text{нрр}}}$.

Визначаємо текучістю в контакт:

$$\theta = c \sin \theta \quad (4.6)$$

де σ_T – межа текучості.

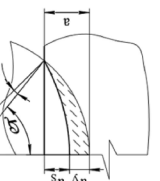


Рисунок 4 – Схема виконання сферичного інструмента

Число шпиль намагаються поверхні в результаті обробки можна розрахувати за формулою:

$$N = \frac{2R \sin \theta}{\delta} \quad (4.7)$$

де $2R \sin \theta$ – ширина кантику від інструмента в напрямку попері;

δ – товщина пластини.

Тяжок необхідно визначити пластичну сталюю повної деформації:

$$\sin \theta = \sin \theta_0 - \sin \theta_1 \quad (4.8)$$

де $\sin \theta_0$ – пружна складова деформації, яка рівна:

$$\sin \theta_0 = c \cdot 10^{-3} \cdot \epsilon \quad (4.9)$$

де θ – середній кут в контакт, яке в даному випадку можна визначити як 0,8НД.

В результаті повторного намагаються поверхні в процесі обробки – величини вільної деформації. Цю зміну можна виразити через коефіцієнт шпильності:

$$K_{\text{ш}} = 1 - K_{\text{ш}} \epsilon_0 (\sin \theta_0 / \sin \theta) \quad (4.10)$$

де $K_{\text{ш}}$ – омпіричний коефіцієнт намагаються, який показує ступінь збільшення матеріалу, яке залежить від режиму пластичного деформування, який рівний (0,32 - 0,40); τ, ϵ – коефіцієнти, що залежить від матеріалу заготовки;

ϵ_0 – коефіцієнт зчупу, який залежить від властивості матеріалу зчупованості.

$$\epsilon_0 = \frac{\Delta l}{l} (1 + \epsilon_0) - 1 \quad (4.11)$$

де ϵ_0 – істина (деформативна) деформація під час розриву, яка працюється по формулі:

$$\epsilon_0 = \frac{1}{1 - \nu} \quad (4.12)$$

де ν – відносна зчупованість.

Величина $K_{\text{ш}} \epsilon_0$ залежить в залежності від ступеня зчупу:

$$K_{\text{ш}} = K_{\text{ш}} \epsilon_0 \cdot 10^4 \quad (4.13)$$

Визначаємо середній тиск в контакт інструменту з деталю:

$$p = \sigma_T \cdot K_{\text{ш}} \quad (4.14)$$

Для отримання рівномірної допустимої деформації необхідно прикласти відповідні зусилля:

$$P = \pi R^2 \sin^2 \theta \cdot p \quad (4.15)$$

Визначаємо глибину пластично деформованого шару було розрахувати за формулою:

$$\delta = \frac{1}{m} \sqrt{\frac{P}{\sigma_T}} \quad (4.16)$$

де $m = 1 + 0,07 R_{\text{нрр}}$, тут $R_{\text{нрр}}$ – приведений радіус кантику, який розраховується за залежністю:

$$R_{\text{нрр}} = \frac{1}{2(A + \delta)} \quad (4.17)$$

В геосферично за яку кутів та глибини деформованого шару, можна розрахувати глибину деформованого шару:

$$\delta = \frac{2R \sin \theta}{\sigma} \quad (4.18)$$

Межа розриву матеріалу та пружно-пластичної складової деформації обумовлена рівнястю:

$$\sigma_T = \sigma_T + E \cdot N' \left(\epsilon_{\text{нрр}} - \epsilon_T \right) \quad (4.19)$$

Визначаємо модуль текучості σ_T матеріалу, який збільшується в результаті зчупування при пластичному намагаються інструмента в процесі ППД:

$$\sigma_T = \sigma_T + E \cdot N' \left(\epsilon_{\text{нрр}} - \epsilon_T \right) \quad (4.20)$$

Деформації текучості, яка відповідає σ_T :

$$\epsilon_T = \epsilon_T + K_{\text{ш}} \cdot \epsilon_T \quad (4.21)$$

Напруження на поверхні розраховуємо за формулою:

$$\sigma_{\text{нрр}} = \sigma_T + E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \epsilon_T \quad (4.22)$$

Визначаємо зміну глибини деформованого шару $\Delta \delta$, яка утвориться внаслідок намагаються деформацій від пружного зчупу заготовки на деформацію від спротиву інструменту. В рис. 5 вказується:

де ϵ – загальна величина намагаються на рівні σ , яке рівна:

$$\epsilon = \epsilon_0 \left(1 - \frac{\sigma}{\sigma_T} \right) \quad (4.24)$$

Підставляючи (4.24) в (4.23), отримуємо:

$$\Delta \delta = \frac{\sigma}{\sigma_T} \left(1 - \frac{\sigma}{\sigma_T} \right) \cdot \epsilon_T \quad (4.25)$$

де ϵ_0 – максимальне значення деформації заготовки, яке вказується лінійно збільшенням коефіцієнта $\epsilon_0 = \epsilon_0 \cdot \sigma_{\text{нрр}} / Z$.

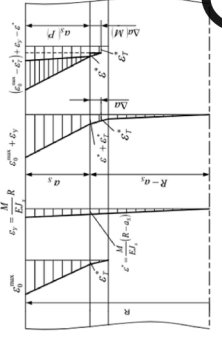


Рисунок 5 – Схема поширення деформації в тій деталі, яка підлягає Альтернативне складання деформації від процесу ППД. Для цього необхідно дозволити визначити величини деформації, намагаються деформованого шару (див. рис. 6)

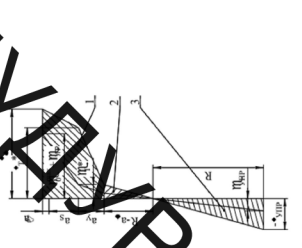


Рисунок 6 – Схематичне зображення намагаються від процесу ППД та пружного зчупу

Для того щоб розрахувати загальний момент необхідно розрахувати інтегральну характеристику спери намагаються, від с спротиву:

$$M_{\text{нрр}}(\theta) = \int \sigma_T(r) r^2 dr \quad (4.26)$$

Елементарний загальний момент власною центру перерізу:

$$\Delta M = R_1(\theta) R_2(\theta) \cos \theta \cdot \delta \cdot d \quad (4.27)$$

де $R_1(\theta)$ – радіус від центру перерізу до центра ваги спери намагаються;

$R_2(\theta) \cos \theta$ – шесте власною XZ.

Інструменту вказує (3.27), отримуємо загальний момент в поперечному перерізі:

$$M = \int R_1(\theta) R_2(\theta) \cos \theta \cdot \delta \cdot d \cdot d \quad (4.28)$$

Згідно розрахунків загальна намагаються було σ_T і розраховуємо площу:

$$M = \int R_1(\theta) R_2(\theta) \cos \theta \cdot \delta \cdot d \cdot d \quad (4.29)$$

де $\epsilon_0^{\text{нрр}} = \frac{2R \sin \theta}{Z} \cdot \frac{1}{\sigma_T - \sigma_T}$ (4.30)

$$\Delta \delta = \frac{\sigma}{\sigma_T} \left(1 - \frac{\sigma}{\sigma_T} \right) \cdot \epsilon_0^{\text{нрр}} \quad (4.31)$$

Визначаємо аліменту зміни площі спери початкових намагаються від вільної намагаються спротиву:

$$R^2 = \frac{1}{2} \left(\sigma_T^2 + E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \Delta \delta \cdot \sigma_T + \sigma_T^2 \right) \cdot \Delta \delta^2 \quad (4.32)$$

$$R^2 = \frac{1}{2} \left(\sigma_T^2 + E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \Delta \delta \cdot \sigma_T + \sigma_T^2 \right) \cdot \Delta \delta^2 \quad (4.33)$$

$$\epsilon_0^{\text{нрр}} = \frac{2R \sin \theta}{Z} \cdot \frac{1}{\sigma_T - \sigma_T} \quad (4.34)$$

Розраховуємо $\epsilon_0^{\text{нрр}}$ – середня величина намагаються в центрі ваги спери і $\epsilon_0^{\text{нрр}}$ – аліменту зміни площі від вільного до центра ваги спери від вільного намагаються вказується:

$$\epsilon_0^{\text{нрр}} = \frac{E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \Delta \delta^2 + \sigma_T^2}{\sigma_T^2 + E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \Delta \delta \cdot \sigma_T + \sigma_T^2} \cdot \epsilon_0^{\text{нрр}} \quad (4.35)$$

$$\epsilon_0^{\text{нрр}} = \frac{E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \Delta \delta^2 + \sigma_T^2}{\sigma_T^2 + E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \Delta \delta \cdot \sigma_T + \sigma_T^2} \cdot \epsilon_0^{\text{нрр}} \quad (4.36)$$

Вказуємо аліменту зміни площі від вільного до центра ваги частини спери:

$$R_1(\theta) = R - \frac{R^2(\theta) \cos \theta}{R^2 + R^2} \quad (4.37)$$

Вказуємо аліменту зміни площі від вільного до центра ваги частини спери:

$$R_2(\theta) = R - \frac{R^2(\theta) \cos \theta}{R^2 + R^2} \quad (4.38)$$

Приймаємо такі коефіцієнти:

$$K_1 = R - \frac{R^2(\theta) \cos \theta}{R^2 + R^2} \quad (4.39)$$

$$K_2 = \frac{R^2(\theta) \cos \theta}{R^2 + R^2} \quad (4.40)$$

Підставляємо розраховані значення в формулу (4.27), отримуємо вираз для моменту від першої частини спери:

$$\Delta M = \left(R_1^2 - R_2^2 \cos \theta \right) \left(K_1 + K_2 \cos \theta \right) \cos \theta \cdot \delta \cdot d \quad (4.41)$$

Дані розраховуємо інтегральні характеристики для другої частини спери:

$$R_3 = \frac{E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \Delta \delta^2 + \sigma_T^2}{\sigma_T^2 + E \cdot K_{\text{ш}} \cdot \Delta \delta \cdot \sigma_T + \sigma_T^2} \cdot \epsilon_0^{\text{нрр}} \quad (4.42)$$

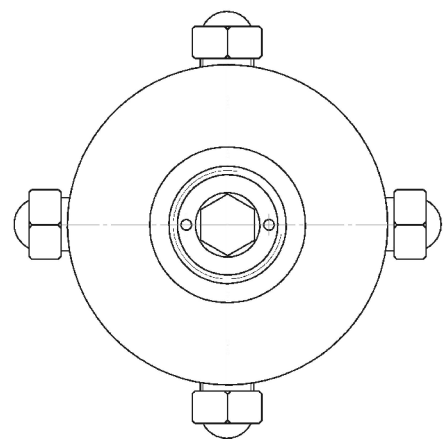
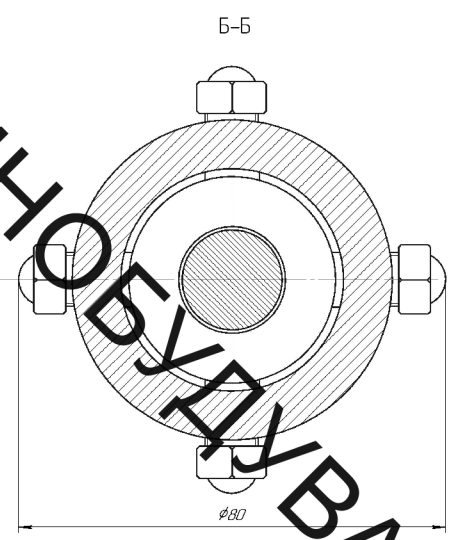
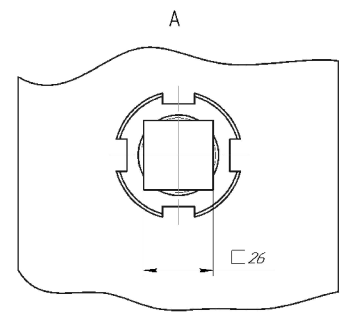
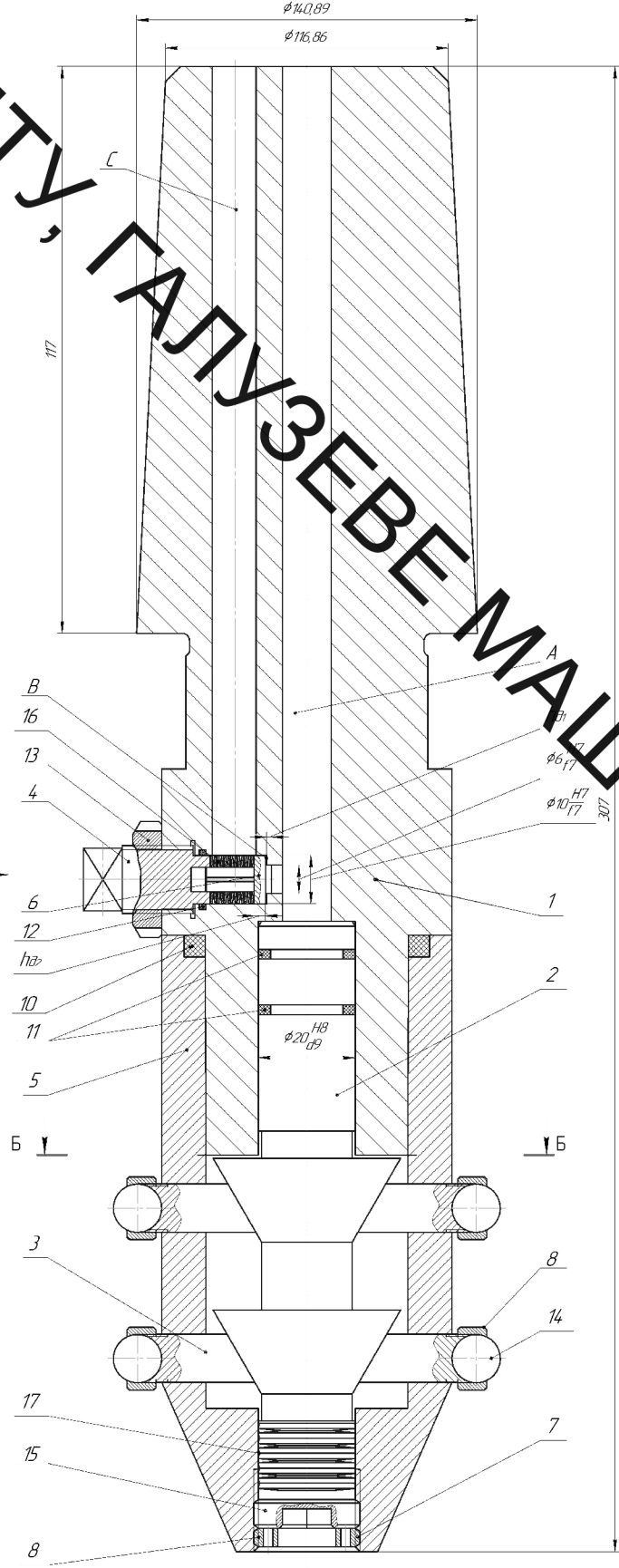
$$\epsilon_0^{\text{нрр}} = \frac{2R \sin \theta}{Z} \cdot \frac{1}{\sigma_T - \sigma_T} \quad (4.43)$$

$$K_3 = R - \sigma_T - \sigma_T \cdot \Delta \delta \quad (4.44)$$

Тоті елементарний момент від другої частини спери:

$$\Delta M_2 = \frac{2E}{9R} \left(\epsilon_0^{\text{нрр}} - \epsilon_0^{\text{нрр}} \cos \theta \right) \left(K_3 + \Delta \delta \cdot \cos \theta \right) \cos \theta \cdot \delta \cdot d \quad (4.45)$$

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



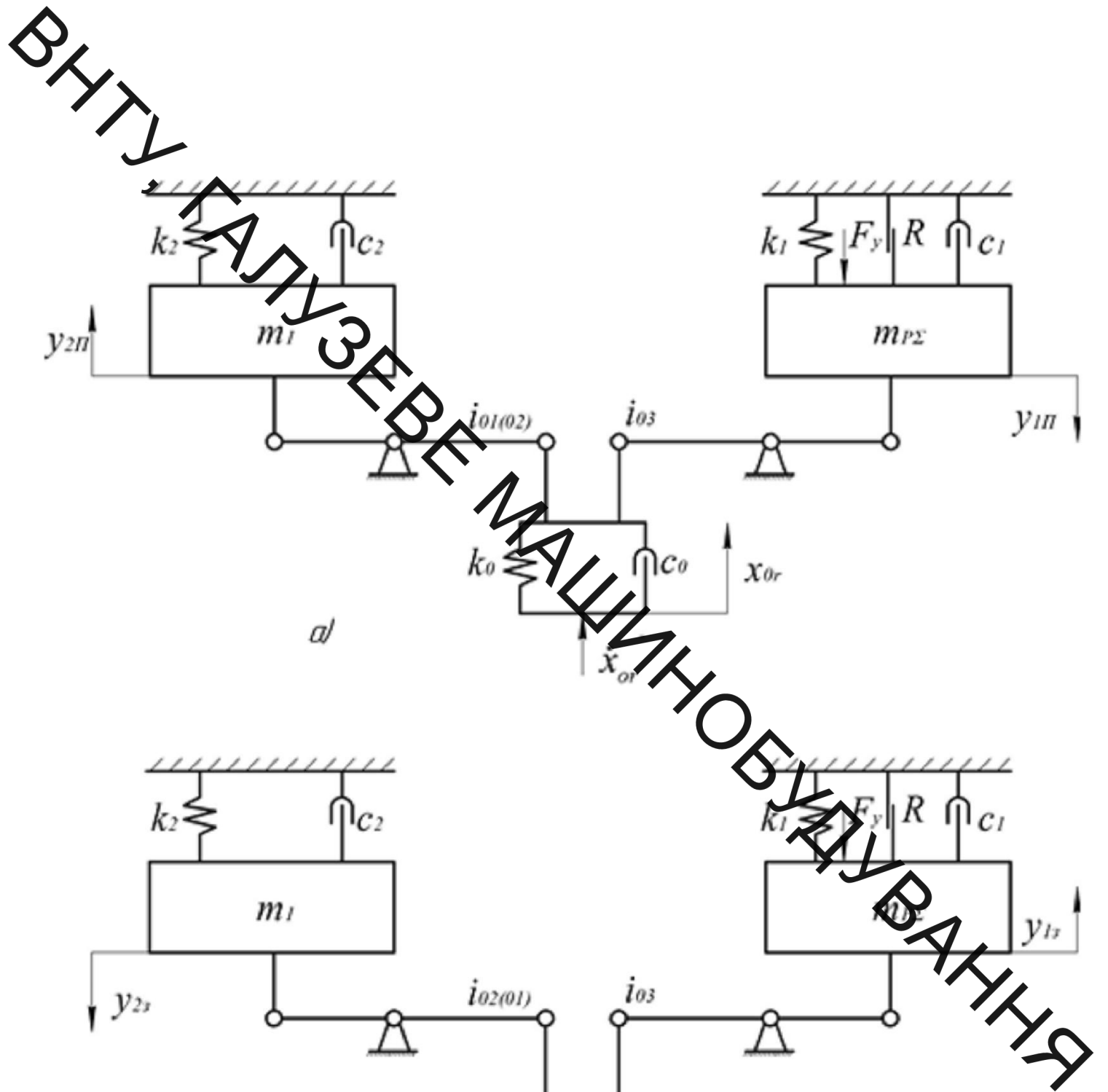
Технічна характеристика

- 1. Номінальний тиск відкриття ГТТ пристрою, МПа..... 10;
- 2. Номінальна подача насоса привода пристрою, м³/с..... 2,5 · 10⁻⁴;
- 3. Діапазон регулювання параметрів відрозвантаження:
 частоти, Гц..... 1..100;
 амплітуди, м..... (1..3) · 10⁻³;
- 5. Умовний прохід, м..... 10 · 10⁻³.

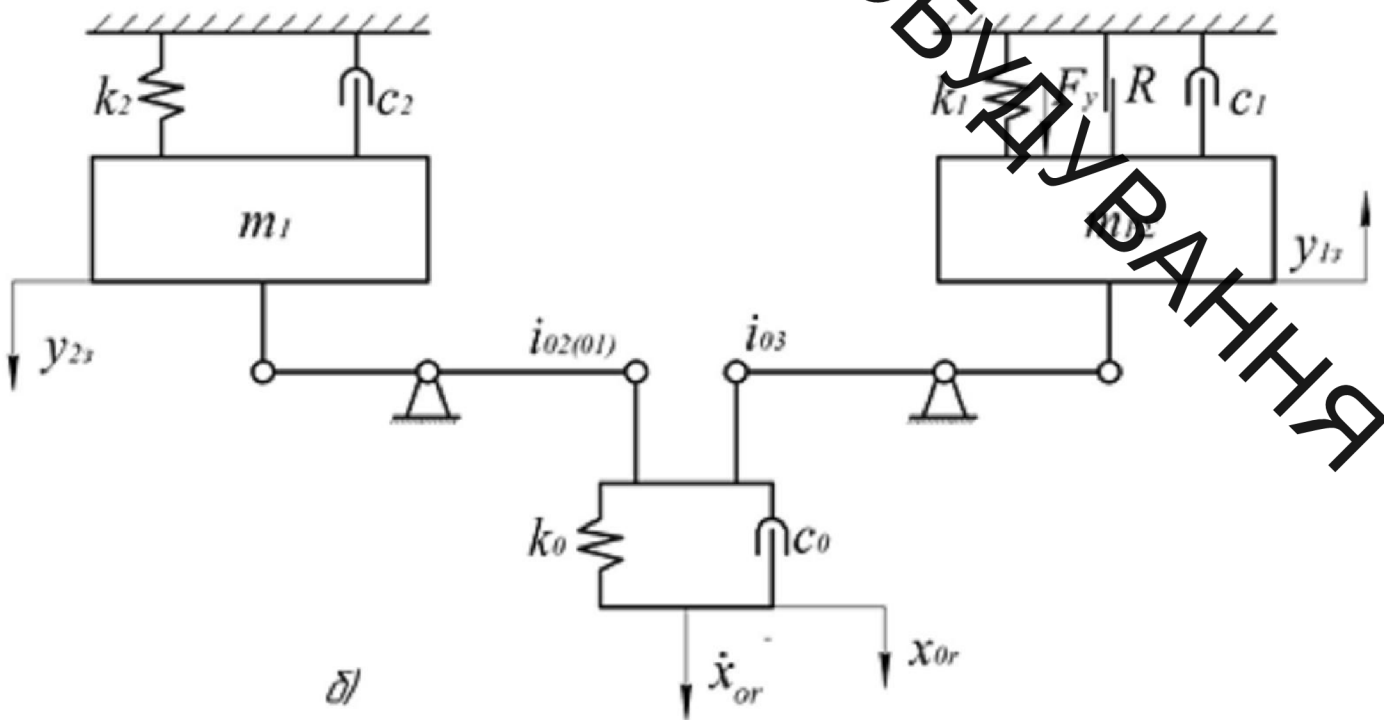
Технічні вимоги

- 1 * Розміри для довідок.
- 2. Під час монтажу пристрою на верстаті виставити вісь пристрою на рівні осі шпинделя.

				08-27.МКР.02.00.001СК		
Имя_Лист	№_Детале	Ряд_1	Дата	Гідромеханічний пристрій для відрозвантаження змінливим викликом надвисокого тиску (збудованим ГТТ (копійований з оригіналу))	Лист	Листів
Розроб	Головний_БС				27	7
Проб	Головний_АВ					
Технік						
Зам_К	№_З_АУ					
Зна	Підпис_ІЗ					



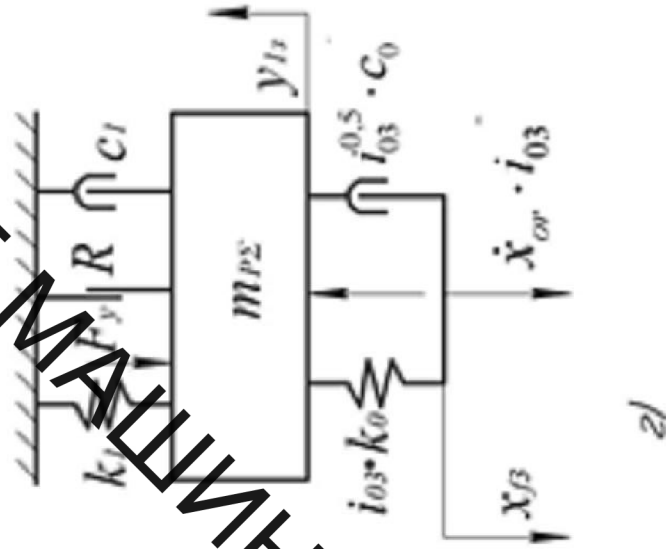
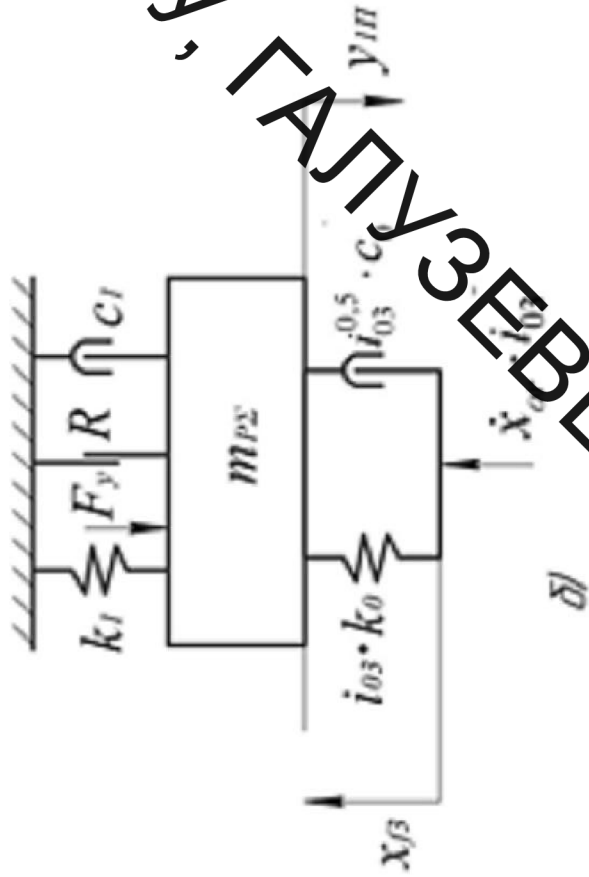
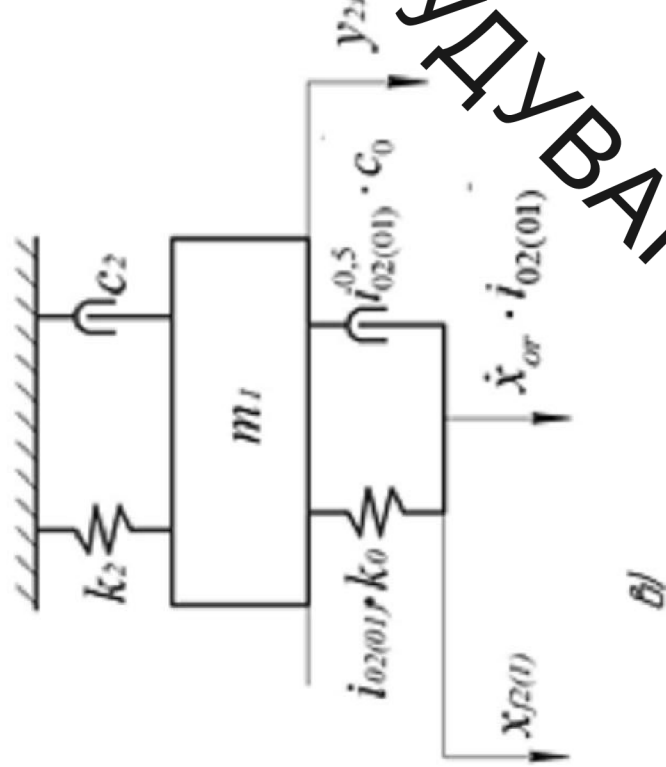
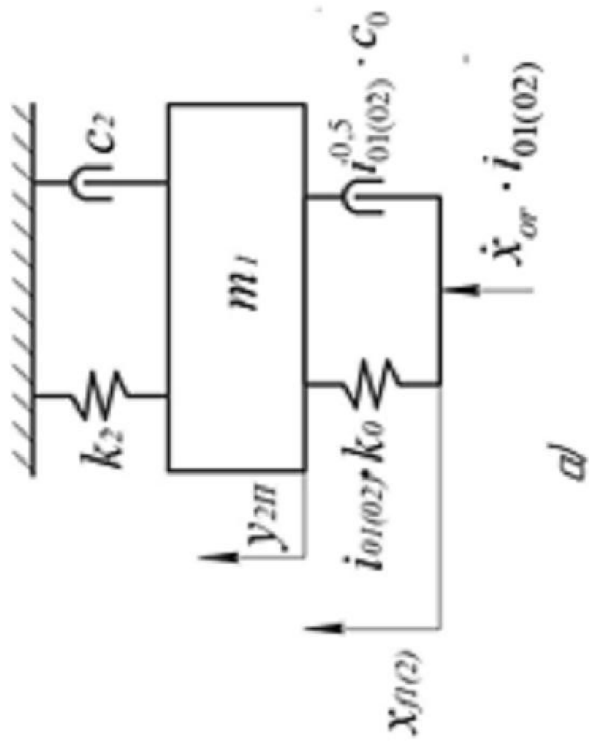
a/



b/

Динамічна моделі гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення для прямого (а) та зворотного (б) ходів його ланок

ВНТУ, ГАЛУЗЬВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



Динамічні моделі відповідно прямого та зворотного ходів

золотника ГГТ– а) і в) та системи ПРІШ – б) і г)

