

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
« _____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

**«Дослідження функціональних параметрів
системи регулювання радіального розміру для
алмазного хонінгування отворів»**

Виконав здобувач вищої освіти ІІ-го курсу
групи ГМ-22М-З
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»
_____ Іван ТЕЛЕШКУ

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Кирил ЩЕРБИНА

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Механіко-технологічний факультет

Кафедра «Машинобудування, мехатроніка і робототехніка»

Освітнього ступеня магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

“ ” 20 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Телешку Іван Георгійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження функціональних параметрів системи регулювання
радіального розміру для алмазного хонінгування отворів

керівник роботи: Щербина Кирил Костянтинович, доцент канд. техн наук,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу № _____ від “ ” 20 року

2. Строк подання студентом проекту 31.05.2024

3. Вихідні дані до роботи _____

3.1. Креслення деталей _____

3.2. Аналіз існуючих хонінгувальних верстатів _____

3.3. Аналіз конструкції існуючих інструментів для алмазної обробки отворів _____

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

4.1. Аналіз традиційних систем регулювання радіального розміру _____

4.2. Конструкторська частина _____

4.3. Статичний аналіз гідростатичного хону _____

4.4. Економічна частина _____

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

Графічний матеріал - 11 л. ф. А4

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічна частина	к.е.н., доц. Журило І.В.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз традиційних систем регулювання радіального розміру	08.03.2024	
2	Конструкторська частина	08.04.2024	
3	Статичний аналіз гідростатичного хону	30.04.2024	
4	Економічна частина	15.05.2024	
5	Розробка презентації	31.05.2025	

Студент

_____ Телешку І.Г.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту

_____ Щербина К.К.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

Кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки на 81 сторінках та графічної частини на 11 листах формату А4.

1. Актуальність роботи. Процесу функціонування систем регулювання радіального розміру хонінгувальних головок в умовах перехідного процесу недостатньо досліджений

2. Наукова новизна роботи. Проведено дослідження процесу функціонування систем регулювання радіального розміру хонінгувальних головок в умовах перехідного процесу зі статички до динаміки.

3. Практична цінність роботи. Синтезована конструкція системи регулювання радіального розміру на базі гідростатичного хону

4. Оцінка найбільш важливої суті роботи виконаної роботи.

Одним з вагомих функціональних показників процесу регулювання радіального розміру в процесі хонінгування є можливість миттєвого реагування на зміни в процесі обробки. В роботі був запропонований перехід від сил інерції, котрі викликані переходом від сил статичного до сил кінетичного тертя до регулювання радіального розміру за рахунок пружних деформацій під дією гідростатичного тиску. Проведено дослідження функціонування традиційних конструкцій хонінгувальних головок в умовах перехідного процесу де визначено вплив інерційності на процес регулювання радіального розміру. Також в роботі представлена система регулювання радіального розміру на базі гідростатичного хону, що дала змогу нівелювати явище інерційності в процесі функціонування.

Всі приведені зміни економічно обґрунтовані.

Ключові слова: хонінгування, гідростатичний тиск, перехідний процес, хон, алмазно-абразивний брусок.

Annotation

The qualification work consists of an explanatory note on 81 pages and a graphic part on sheets of A4 format.

1. Relevance of the work. The process of functioning of systems for adjusting the radial size of honing heads in the conditions of transient process is not sufficiently studied

2. Scientific novelty of the work. A study of the functioning of systems for controlling the radial size of honing heads in the conditions of the transition process from statics to dynamics was carried out.

3. Practical value of the work. Synthesized design of a radial dimension control system based on a hydrostatic hone

4. Evaluation of the most important essence of the work performed.

One of the significant functional indicators of the radial dimension control process in the honing process is the ability to instantly respond to changes in the machining process. In this work, a transition from inertial forces caused by the transition from static to kinetic friction forces to radial dimension control due to elastic deformations under the influence of hydrostatic pressure was proposed. A study of the functioning of traditional designs of honing heads under transient conditions was carried out to determine the influence of inertia on the process of radial dimension control. The paper also presents a system of radial dimension control based on a hydrostatic honing head, which made it possible to level the phenomenon of inertia in the process of functioning.

All the above changes are economically justified.

Key words: honing, hydrostatic pressure, transient process, diamond abrasive bar.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1. Аналіз традиційних систем регулювання радіального розміру.....	8
1.1 Загальна характеристика системи регулювання радіального розміру.....	8
1.2. Аналіз сил тертя в ланках узагальненої СРРР.....	10
1.3 Динамічний аналіз СРРР традиційних конструктивних схем.....	11
1.4 Аналіз і синтез СРРР в умовах адаптивного керування процесом.....	25
1.5. Висновки і рекомендації.....	33
2. Конструкторська частина.....	34
2.1. Додаткові вимоги до створення СРРР.....	34
2.2 Конструктивне виконання інструменту для відділкової алмазно-абразивної обробки отворів малих діаметрів.....	35
3. Статичний аналіз гідростатичного хону.....	42
3.1 Статичний аналіз ГСТХ.....	42
3.2. Статичний аналіз ГСТХЗРЕ.....	47
3.3 Аналіз геометричної форми ГСТХЗРЕ.....	51
3.4. Дослідження твердотільної моделі ГСТХ та ГСТХЗРЕ.....	56
3.5 Статичний аналіз СРРР на базі ГСТХ.....	59
3.6 Силовий портрет СРРР на базі ГСТХ.....	61
3.7 Висновки і рекомендації.....	63
4. Економічна частина	64
Висновки.....	76
Список використаних джерел	77

ВСТУП

Алмазно-абразивна обробка точних отворів деталей машин містить безліч проблем пов'язаних з необхідністю забезпечення геометричної точності, шорсткості і розмірів. Існує значна кількість способів, інструментів і систем, які забезпечують бажану точність оговорених вище параметрів.

Нещодавно виник новий спосіб абразивної обробки отворів – алмазне хонінгування. Даний метод поступово вдосконалюється. Найбільш доцільне його використання при обробці переривистих поверхонь (поверхонь, що мають внутрішні повздовжні канавки). Але відомі традиційні методи алмазного хонінгування вищезгаданих поверхонь неможливо автоматизувати і забезпечити адаптивне керування процесу обробки.

Для забезпечення можливості адаптивного керування процесами доцільно розробити систему, яка буде враховувати в якості вхідного параметра будь-який елемент режимів обробки, а вихідним параметром буде реакція системи на стабілізацію і інтенсифікацію процесу обробки.

Метою даної кваліфікаційної роботи є розробка і дослідження функціональних показників процесу регулювання радіального розміру в умовах перехідного процесу.

1. Аналіз традиційних систем регулювання радіального розміру

1.1 Загальна характеристика системи регулювання радіального розміру

При алмазно-абразивному хонінгуванні отворів виникає необхідність регулювання радіального розміру хону для забезпечення точності розмірів та геометричної форми деталі. Відомі інструменти оснащені системою регулювання радіального розміру (СРРР в подальшому).

Якість процесу управління СРРР, яку можливо оцінити за рахунок диференційного рівняння системи.

Дану задачу необхідно розділити на дві самостійні:

- задача статички;
- задача динаміки.

Перша, з яких вирішує питання якості системи в сталому режимі (статичці), а інша в перехідному режимі (динаміці).

Не менш важливим є необхідність здійснення класифікації СРРР.

СРРР в загальному вигляді складається із ряду ланок:

- привідна ланка, яка після отримання вхідного сигналу здійснює рух;
- комплект передавальних ланок, які перетворюють рух привідної ланки в кінцеві лінійні і силові параметри;
- кінцева ланка, яка отримує необхідне лінійне переміщення і виконує силову функцію обробки .

Складемо загальну класифікація СРРР, яка наведена в таблиці 1.1

Відповідно до загальної класифікації, необхідно провести подальшу класифікацію складових елементів СРРР із визначенням їх статичних і динамічних характеристик.

Після вводу визначень та ряду класифікацій ланок СРРР можливо більш детально проаналізувати та синтезувати ланки та фізичні явища, які виникають в процесі функціонування.

Варто зазначити, що СРРР передбачають регулювання радіального розміру в лінійних величинах від частини одного мікрона до декількох мікрон [2].

Таблиця 1.1

Найменування елементів СРРР	Функціональне призначення	Конструктивне виконання
Привід	Забезпечення переміщень на основі вхідного сигналу	Електричні, гідравлічні і пневматичні крокові двигуни.
Комплект передавальних кінематичних ланок	Забезпечення переміщень необхідної лінійної величини, з необхідною швидкістю	Зубчата, гвинтова і інші передачі
Кінцева ланка	Регулюємий носій алмазних чи абразивних зерен, який виконує обробляючу функцію	Клинова передача спряжена з комплектом призматичних тіл розміщених в пазах циліндричної обойми.

Необхідність такого, незначного за лінійною величиною, регулювання передбачає можливість віднесення його до так званої системи малих переміщень (СМП в подальшому) [35]. Такі переміщення, як правило здійснюються за малих швидкостей руху. Фактично СМП здійснюється в умовах граничного тертя (статичного тертя, яке переходить у кінетичне) при яких значення коефіцієнтів тертя має перемінну величину. Умови функціонування СМП приводять до наявності ефекту переривчатого руху [35].

Як загально відомо, переривчатий рух характеризується наявністю скачків та зупинок, що призводить до виникнення коливань. Тобто наявність такого руху негативно впливає на точність переміщення кінцевої ланки.

Регулювання радіального розміру є процесом, який проходить в умовах перехідного режиму, внаслідок короткочасності часу та шляху переміщення, що викликає необхідність розгляду його функціонування в умовах динаміки. З даної точки зору будуть розглянуті умови роботи СРРР традиційних конструктивних схем.

При цьому необхідно здійснити перевірку сталості СРРР традиційних конструктивних схем, працюючих в режимі програмного керування підналадкою, без адаптації. Для отримання більш достовірної інформації аналізуються окремі ланки, котрі утворюють СРРР, у відповідності до класифікації (див. табл. 1.1)

Враховуючи, той факт що в процесі функціонування присутні сили тертя в СМП, необхідно їх розглянути детальніше.

1.2. Аналіз сил тертя в ланках узагальненої CRRP.

Наявність переривчатого руху обумовлена залежністю сили тертя або коефіцієнту тертя μ від швидкості переміщення V [34,35]. Особливо цей ефект виявляється при так званих малих переміщеннях (до декількох мікрон) з малими швидкостями руху (до 25 мкм/сек).

Таким чином, якщо розглянути представлену в роботах [34,35] залежність $\mu = f(V)$, то можливо зробити висновок про не лінійність даної функції.

З метою з'ясування ступені не лінійності і виведення математичної залежності необхідно розглянути графіки представлені в зазначених роботах більш детально.

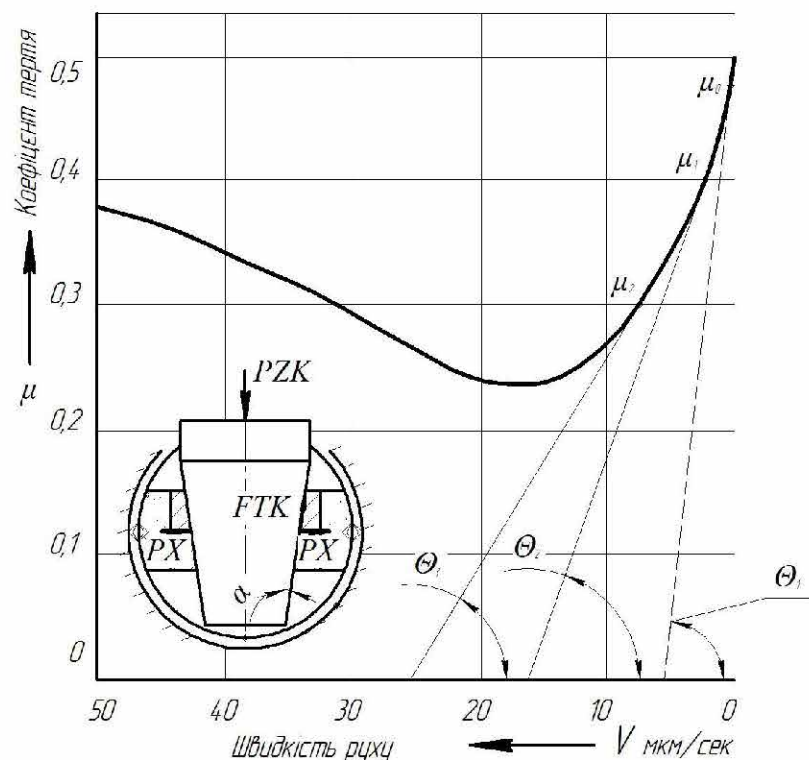


Рис. 1.1 Графік залежності $\mu = f(V)$ та схема дії сил в клиновій ланці

μ_0, μ_1, μ_2 — коефіцієнт тертя відносно зміни швидкості,
 $\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3$ — кут нахилу дотичної до осі;
 PZK - осьова сила прикладена до клина;
 FTK — сила тертя;
 PX — радіальна сила;
 α — кут підйому клина.

На рис.1.1 представлений графік залежності $\mu = f(V)$ отриманий експериментально авторами робіт [34 стор.174, 35 стор. 39].

З графічно побудованого графіка можливо вивести рівняння (1.2.1.):

$$\mu = \arctg \frac{d\mu}{dV} * V * 10^{-1} \quad (1.2.1)$$

де: μ – перемінне значення коефіцієнту тертя;

V – швидкість переміщення мкм/сек.

Аналіз рівняння (1.2.1) вказує на наявність нелінійності при процесах малих переміщень з відповідно, низькими швидкостями. В подальшому рівняння (1.2.1) можливо застосовувати при динамічному аналізу СРРР.

1.3 Динамічний аналіз СРРР традиційних конструктивних схем

Динамічний аналіз традиційних кінцевих ланок будемо проводити у відповідності до класифікації СРРР традиційних конструктивних схем (див. табл. 1.1) та їх класифікації розділ 1.1.

Для визначення рівняння передавальної функції W кінцевої ланки в динаміці необхідно визначити її передавальну функцію в статиці.

Розглянемо традиційну кінцеву ланку СРРР у вигляді клина (див. рис.1.1)

Для початку складемо рівняння передавальної функції в кінематиці.

$$i = \frac{s_o}{s_r} = tg\alpha \quad (1.3.1)$$

де: s_o – переміщення клина в повздовжньому напрямку;

s_r – переміщення клина в поперечному напрямку;

α – кут клина.

Складемо рівняння рівноваги клинової передачі в статиці, але для початку визначимо значення радіальної сили.

$$PX = \frac{PZK}{tg\alpha} * \mu \quad (1.3.2)$$

де: PZK – осьова сила прикладена до клина;

μ – коефіцієнт тертя;

α – кут підйому клина

Визначимо значення радіальної сили різання від сил різання:

$$PX = f_x U_{\Sigma} \rho_k \quad (1.3.3)$$

де: U_{Σ} – сумарна площа поверхонь різання;

ρ_r – питомий тиск зони різання (визначається за таблицею 42. [13]),
МПа, кг/см^2 ;

f_x – коефіцієнт тертя – шкрябання в радіальному напрямку
(визначається за таблицею 3.8. [1]).

Згідно з рівняння рівноваги 1.3.2 клинної ланки визначимо рівняння руху, а замість коефіцієнту тертя підставимо його значення з рівняння 1.2.1.

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = PX - \frac{PZK}{tg\alpha} \times \left(\frac{d\mu}{dV} * V * 10^{-1} \right) \quad (1.3.4)$$

де: $\frac{d^2 s}{dt^2}$ – лінійне прискорення (друга похідна від переміщення);

m – маса рухомих частин.

Спираючись на отримане рівняння 1.3.4. системи визначимо передавальну функцію клинної передачі в динаміці та замість PX підставимо його значення у відповідності до рівняння 1.3.3.

$$W = \frac{\rho_k}{m \frac{d^2 s}{dt^2}} = \frac{(f_x U_{\Sigma}) / tg\alpha}{\frac{f_x U_{\Sigma}}{m} \frac{d^2 s}{dt^2} + 1} * \mu \quad (1.3.5)$$

Рівняння 1.3.5. перетворимо за $\frac{d^2 s}{dt^2}$ Лапласом у відповідності до теорії автоматичного управління [51].

$$W = \frac{k}{T^2 p^2 + 1} * \mu \quad (1.3.5)$$

де: $k = (f_x U_{\Sigma}) / tg\alpha$;

$$T^2 = \frac{f_x U_{\Sigma}}{m};$$

$$p^2 = \frac{f_x U_{\Sigma}}{m};$$

Побудуємо амплітудно-фазову частотну характеристику (АФЧХ) клинної ланки у відповідності до рівняння 1.3.5. використовуючи програмний продукт (див. рис.1.3.1) [61].

Побудова частотних і перехідних характеристик

ПЕРЕДАТОЧНА ФУНКЦІЯ СИСТЕМИ

0 Порядок чисельника
2 Порядок знаменника

ЧИСЕЛЬНИК

коефіцієнт	величина
A0 =	3,5

ЗНАМЕННИК

коефіцієнт	величина
B0 =	0,1
B1 =	0,2
B2 =	0,5

Вихідні дані для побудови перехідної характеристики

Час інтегрування, с 1,0

Крок, с 0,01

Перехідна характеристика

Вихідні дані для побудови частотних характеристик

Частота min, рад/с 0,1

Частота max, рад/с 800

Крок, рад/с 0,02

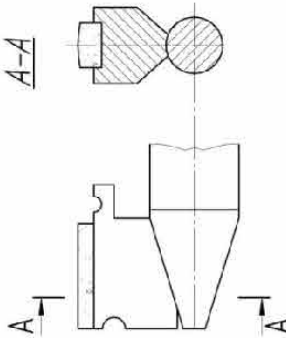
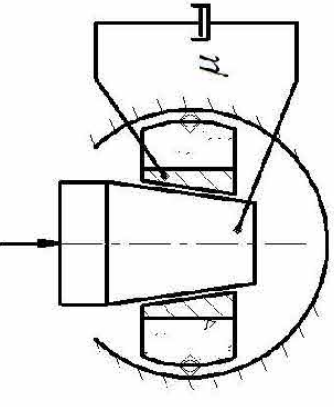
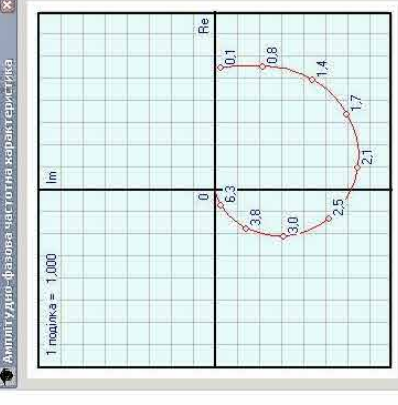
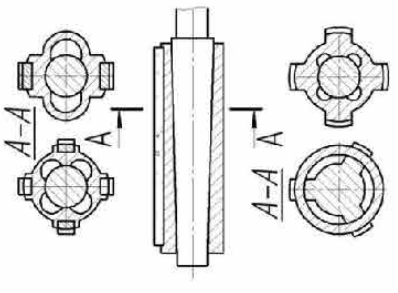
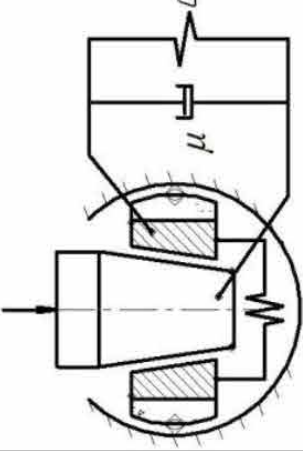
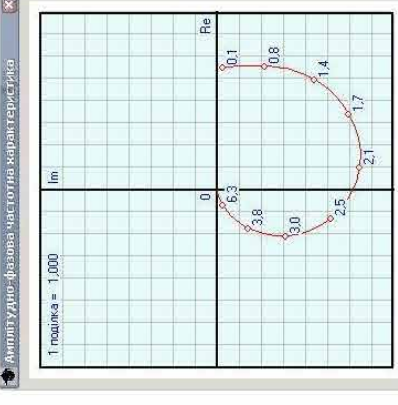
Exit
Help
А.Ф.Ч.Х.
Лог. Ч.Х.

Рис. 1.3.1 Вікно програмного продукту для побудови АФЧХ

Отриману АФЧХ клинової ланки та аналіз решти кінцевих ланок зведемо до таблиці 1.3.1. на сталість. Оцінку сталості будемо проводити по запасу амплітуди та фази [61].

Динамічний аналіз кінцевих ланок традиційних конструкцій вказав, що всі розглянуті ланки несталі, по показнику запасу по фазі.

Таблиця 1.3.1

Конструктивне виконання кінцевої ланки	Динамічна модель	Рівняння передавальної функції W і оцінка рівня сталості за амплітудою L , дБ і фазою γ , град. [61]	Амплітудно-фазова частотна характеристика
		$W = \frac{k}{T^2 p^2 + 1} * k_{\mu} \quad L = 13,5$	
		$W = \frac{k}{T^2 p^2 + 1} * k_{\mu} * k_c \quad L = 10,45$	

Динамічний аналіз приводу і передавальних ланок будемо проводити за так само, як для кінцевих ланок СРРР традиційних конструктивних схем.

Розглянемо СРРР традиційних конструкцій з електромеханічним приводом див. рис. 1.3.2 [5,6].

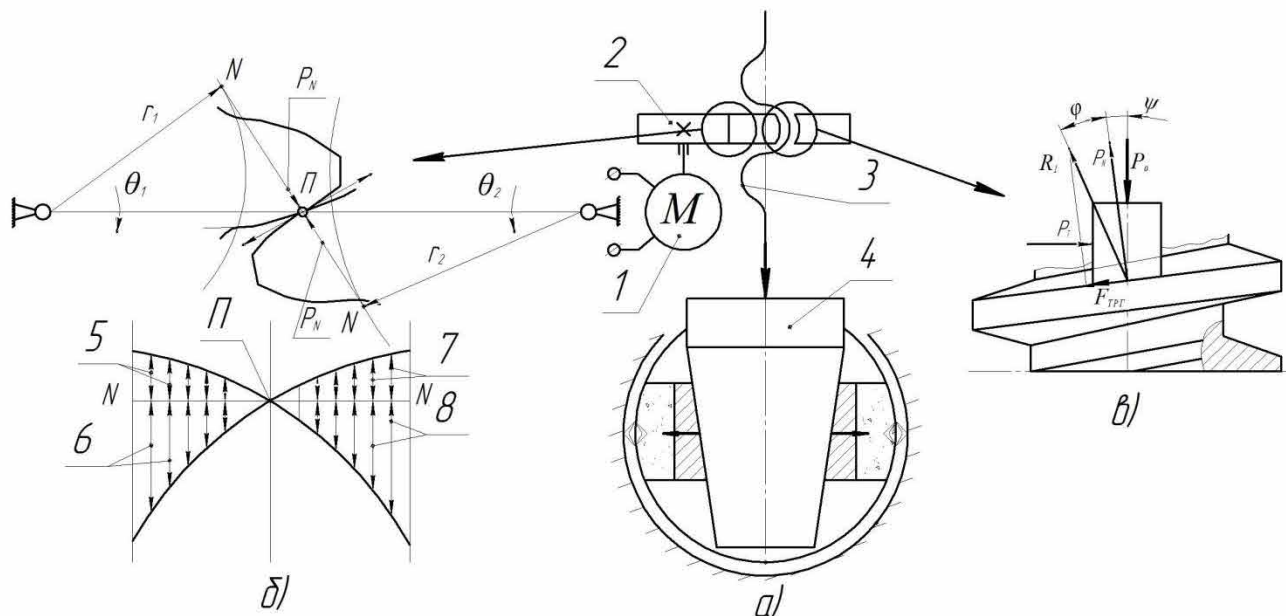


Рис. 1.3.2 СРРР з електромеханічним приводом

а) загальний вигляд; б) схема дії сил в зачепленні зубчатої пари; в) схема дії сил в гвинтовій передачі

1 – електричний кроковий двигун (привід) ; 2 – черв'ячна передача або зубчата передача (передавальна ланка); 3 – гвинтова передача (передавальна ланка); 4 – клин (кінцева ланка) r_1, r_2 – радіус кола дотичного до вектора дії сил P_N ; P_N – сила, яка діє по нормалі до профілю зуба; N-N – лінія зачеплення; θ_1, θ_2 – полюс зачеплення; П – полюс зачеплення; 5,6,7,8 – довжина відрізків взаємодіючих радіусів кривизни профілів; 5,6 – лівих; 7,8 – правих. P_0, P_{01} – повздовжня сила; F_{TPT} – сила тертя; T – сила затягування гайки; P_N, P_{N1} – нормальна сила; R – рівнодійна сила; ϕ – кут тертя; ψ – кут підйому гвинтової лінії.

Електричний кроковий двигун 1 (в подальшому ЕКД). Він представляє різновид синхронного електричного двигуна, обмотка керування, якого збуджується багатофазовою системою прямокутних імпульсів [32,63].

Складемо рівняння обертового моменту, який створюється на валу ЕКД [32].

$$M_{ед} = M_s(\theta) + \beta \frac{d\theta'}{dt} \quad (2.3.6)$$

де: M_s – синхронізуючий момент ЕКД;

θ – геометричний кут повороту валу ЕКД;

β – коефіцієнт демпфування, обумовлений протидією обертанню, вихровими токами та статичним і кінематичним тертям;

$\frac{d\theta'}{dt}$ – кутова швидкість валу КД, перша похідна від кута повороту;

Рівняння 1.3.6 вказує на залежність синхронізуючого моменту від кута повороту, ця залежність буде змінюватися від конкретно обраного типу ЕКД.

Виведемо рівняння передавальної функції ЕКД.

$$i = \frac{M_{ед}}{M_s(\theta) + \beta \frac{d\theta'}{dt}} \quad (1.3.7)$$

Приведені рівняння описують ЕКД в статичі. Для більш детального аналізу необхідно розглянути ЕКД в динаміці.

Для аналізу ЕКД в динаміці необхідно скласти рівняння рівноваги в динаміці.

$$J \frac{d\theta'}{dt} = M_s(\theta) + \frac{d\theta'}{dt} \beta - M_c \quad (1.3.8)$$

де: J – сила інерції;

M_c – момент опору на валу ЕКД.

Визначимо передавальну функцію ЕКД в динаміці.

$$W = \frac{\frac{d\theta'}{dt}}{M_s} = \frac{\frac{1}{\beta}}{\left(\frac{J d\theta'}{\beta dt} + 1\right)} + \frac{M_c}{\beta} \frac{1}{\left(\frac{J d\theta'}{\beta dt} + 1\right)} \quad (1.3.9)$$

Далі перейдемо до розгляду передавальних ланок, а саме зубчатої передачі 2, яка буде характеризуватися передавальною функцією в кінематиці.

$$i = \frac{z_1}{z_2}; \quad (1.3.10)$$

де z_1 – кількість зубів першого зубчатого колеса;

z_2 – кількість зубів другого зубчатого колеса.

При роботі зубчатої передачі (рис. 1.3.4 а) взаємодіючи профілі зубів ковзаються один по одному, і якщо пара зубчатих коліс передає навантаження, то відносне ковзання з нормальним тиском утворює силу тертя між зубцями [64].

Якщо зубчата передача працює в умовах малих переміщень, то коефіцієнт тертя залежить від фактичних значень швидкості відносного переміщення.

Наведені данні в розділі 1.2. підтверджують необхідність розгляду впливу коефіцієнтів тертя μ , як не лінійної величини. Це обумовлено ще тим фактором, що швидкість ковзання при взаємодії профілів змінюється, як по величині так і по напрямленню (знаку) (рис. 1.3.2 б), в наслідок зміни довжини взаємодіючих поверхонь.

В період зміни знаку швидкості переміщення сила тертя (коефіцієнт тертя) стає функцією **тангенціального змінення** [34]. Ця функція не лінійна і має гістерезисний характер.

Для складання рівняння рівноваги визначимо значення моментів зубчатих коліс у відповідності до роботи [64].

$$M_2 = P_{N2} r_2 \cos \alpha_s - \mu P_{N2} (r_2 \sin \alpha_s + x) \quad (1.3.11)$$

де: r_2 – радіус початкової окружності другого колеса;

α_s – кут зачеплення в торцевому січенні;

x – відстань між полюсом зачеплення і точкою зачеплення;

P_{N2} – нормальна сила другого колеса.

$$M_1 = P_{N1} r_1 \cos \alpha_s - \mu P_{N1} (r_1 \sin \alpha_s - x) \quad (1.3.12)$$

де: r_1 – радіус початкової окружності першого колеса;

P_{N1} – нормальна сила першого колеса.

У відповідності до третього закону Ньютона $P_{N1} = -P_{N2}$. Тому з приведених рівнянь отримуємо зв'язок між моментами.

$$M_1 = -M_2 \frac{r_1 \cos \alpha_s - \mu (r_1 \sin \alpha_s + x)}{r_2 \cos \alpha_s - \mu (r_2 \sin \alpha_s - x)} \quad (1.3.13)$$

З урахуванням роботи [64] та вищенаведеного запишемо рівняння рівноваги:

$$M_1 + M_2 \frac{r_1 \cos \alpha_s - \mu (r_1 \sin \alpha_s + x)}{r_2 \cos \alpha_s - \mu (r_2 \sin \alpha_s - x)} = 0 \quad (1.3.14)$$

Виведемо рівняння передавальної функції в статиці.

$$i = \frac{M_1 r_2 \cos \alpha_s - \mu(r_2 \sin \alpha_s - x)}{M_2 r_1 \cos \alpha_s - \mu(r_1 \sin \alpha_s + x)} \quad (1.3.15)$$

На підставі отриманого рівняння рівноваги розглянемо зубчасту пару в динаміці. Для цього складемо рівняння руху:

$$M_1 + M_2 \frac{r_1 \cos \alpha_s - \mu(r_1 \sin \alpha_s + x)}{r_2 \cos \alpha_s - \mu(r_2 \sin \alpha_s - x)} = J \frac{d\theta'}{dt} \quad (1.3.16)$$

Виведемо рівняння передавальної функції в динаміці.

$$W = \frac{M_2}{M_1} = \frac{\frac{r_1 \cos \alpha_s - \mu(r_1 \sin \alpha_s + x)}{r_2 \cos \alpha_s - \mu(r_2 \sin \alpha_s - x)}}{J \frac{d\theta'}{dt} + 1} \quad (1.3.17)$$

Гвинтова передача 3, (див. рис.1.3.2, в) буде характеризуватися передавальною функцією в кінематиці.

$$i = \frac{p}{2\pi r} = \operatorname{tg} \psi \quad (1.3.18)$$

де: p – крок гвинтової передачі;

r – радіус гвинта;

ψ – кут підйому гвинтової лінії.

Для визначення передавальної функції в статичі необхідно визначити повздовжню силу див. рис.1.3.5.

$$P_o = \frac{2M_{KP}}{2r \operatorname{tg}(\psi + \varphi)} \quad (1.3.19)$$

де: M_{KP} – обертовий момент гвинтової передачі;

φ – кут тертя.

Тепер складемо рівняння передавальної функції гвинтової передачі в статичі.

$$i = \frac{P_o 2r \operatorname{tg} \frac{p}{2\pi r}}{2M_{KP}} \mu \quad (1.3.20)$$

Складемо рівняння руху гвинтової передачі в динаміці прирівнявши рівняння рівноваги до сили інерції:

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = P_o - \frac{2M_{KP}}{2r \operatorname{tg} \frac{p}{2\pi r}} \mu \quad (1.3.21)$$

де: s – переміщення гвинтової;

$\frac{d^2s}{dt^2}$ – лінійне прискорення (друга похідна від переміщення);

m – маса рухомих частин.

В отриманому рівнянні виразимо значення осьовий сили P_o через переміщення, так як вони знаходяться в прямолінійній залежності.

$$P_o = \varepsilon s_{\Gamma} \quad (1.3.22)$$

де: ε – коефіцієнт пропорційності між переміщенням та силою.

s_{Γ} – переміщення гвинтової пари.

Підставимо отримане значення в рівняння 1.3.21.

$$m \frac{d^2s}{dt^2} = \varepsilon s_{\Gamma} - \frac{2M_{KP}}{2r * tg \frac{p}{2\pi r}} \mu \quad (1.3.23)$$

У відповідності до рівняння 2.3.23 Складемо рівняння передавальної функції.

$$W = \frac{s_{\Gamma}}{M_{KP}} = \frac{\frac{2M_{KP}}{2r * tg \frac{p}{2\pi r}}}{\frac{md^2s}{\varepsilon dt^2} + 1} \mu \quad (1.3.23)$$

Для подальшого динамічного аналізу перетворимо отримані рівняння, а саме 1.3.9, 1.3.17 та 1.3.23 за Лапласом. Рівняння передавальної функції ЕКД в динаміці 1.3.9 за Лапласом.

$$W = \frac{\frac{d\theta'}{dt}}{M_s} = \frac{k}{(T_1 p + 1)} + \frac{M_c}{\beta} \frac{1}{(T_1 p + 1)} \quad (1.3.24)$$

де: p – оператор Лапласа;

$$k = \frac{1}{\beta}$$

$$T_1 = \frac{J}{\beta}$$

Отримане рівняння відповідає аперіодичній ланці першого порядку але зазначимо, що тут присутній момент опору.

Наступною ланкою є зубчата передача. Також перетворимо рівняння передавальної функції 1.3.17 за Лапласом.

$$W = \frac{k}{T_2 p + 1} \quad (1.3.25)$$

$$\text{де: } k = \frac{r_1 \cos \alpha_s - \mu(r_1 \sin \alpha_s + x)}{r_2 \cos \alpha_s - \mu(r_2 \sin \alpha_s - x)}$$

$$T_2 = J \frac{d\theta'}{dt} + 1$$

Рівняння 1.3.25 відповідає характеристичному рівнянню аперіодичної ланки. Наступною ланкою є гвинтова передача. Також перетворимо рівняння передавальної функції 1.3.17 за Лапласом.

$$W = \frac{k_3}{T_3^2 p^2 + 1} \mu \quad (1.3.26)$$

$$\text{де: } k_3 = \frac{2M_{KP}}{2r^* \tan \frac{p}{2\pi r}};$$

$$T_3^2 = \frac{m}{\varepsilon}$$

Дане рівняння відповідає характеристичному рівнянню консервативної ланки, але не обхідно враховувати, що тут присутні сили тертя, які виникають в гвинтовій та клиновій передачі.

Після визначення всіх типів ланок та їх характеристичних рівнянь складемо загальне рівняння передавальної функції CPPP.

$$W = \frac{s_K}{\omega} = \frac{k_1 k_2 k_3}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)(T_3^2 p^2 + 1)} \quad (1.3.27)$$

Опираючись на рівняння передавальних ланок та знаючі принцип дії узагальненої CPPP складемо структурну схему де вкажемо всі зв'язки та недоліки.



Таблица 1.3.2

* - так, як не відомо за яким законом буде визначатися дані параметри. Доцільно для їх визначення використати метод апроксимації, що дозволить виразити параметри в пропорційній залежності у вигляді прямої. Значення даних параметрів будуть визначатися тангенсом кута, між прямою та її проекцією на вісь. Умовно приймемо, що тангенс кута буде дорівнювати 45° , а як відомо $\text{tg}45^\circ=1$.

21

рис. 1.3.1 [61], отримані результати занесемо в таблицю 1.3.3 та зведемо туди динамічний аналіз решти типів приводів та передавальних ланок.

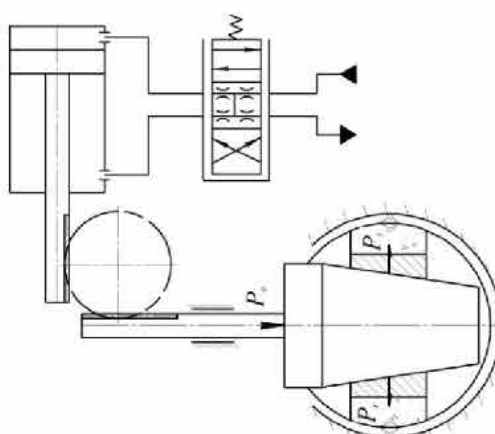
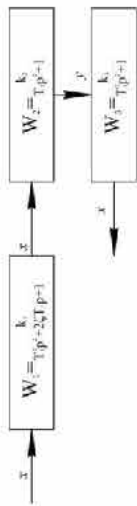
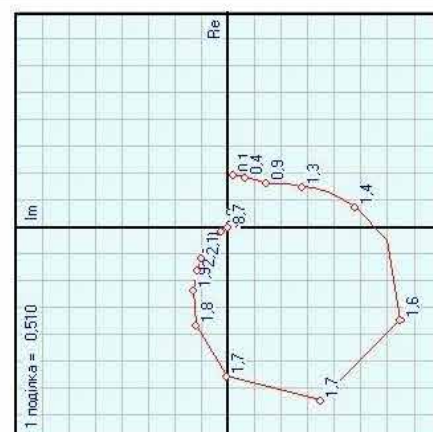
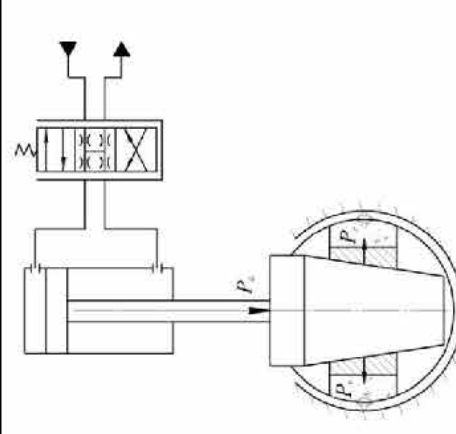
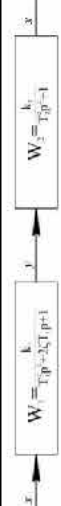
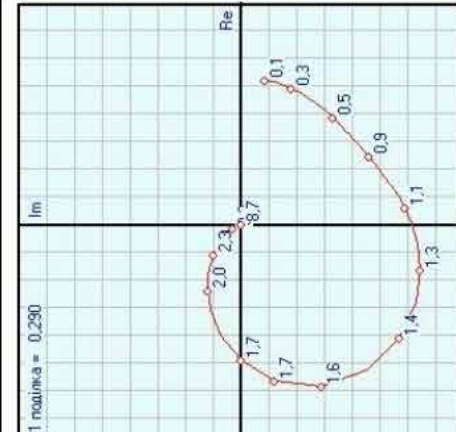
За результатами наведеного динамічного аналізу було визначено, що наведенні ланки несталості, по параметру запасу амплітуди та фази.

Таблиця 1.3.3

Конструктивне виконання кінцевої ланки	Структурна схема	Оцінка рівня сталості за амплітудою L, дБ і фазою γ , град. [61]	Амплітудно-фазова частотна характеристика
1	2	3	4

Традиційні конструкції кінцевих ланок СРРР [10]

Figure 1 illustrates the control system for a mechanical drive. The top part shows a mechanical system with a motor M , a gear train with gears 1, 2, 3, 4, and a load with inertia J and damping B . The bottom part shows the block diagram of the control system. The reference signal M_{ref} is compared with the feedback signal β to produce an error signal $e(t)$. This error signal is processed by a controller block $W_c = \frac{1}{T_p \cdot s}$ and a gain block k . The resulting control signal $u(t)$ is compared with the feedback signal ω_n to produce a reference speed ω_{ref} . This reference speed is compared with the actual speed ω to produce a speed error signal e_{ω} . This error signal is processed by a speed feedback block $W_s = \frac{1}{T_p \cdot s + 2\zeta T_p + 2\zeta T_p \cdot s}$ and a gain block k_p . The resulting speed feedback signal is compared with the reference speed ω_{ref} to produce a reference torque T_{ref} . This reference torque is compared with the actual torque T to produce a torque error signal e_T . This error signal is processed by a torque feedback block $W_T = \frac{1}{T_p \cdot s}$ and a gain block k_T . The resulting torque feedback signal is compared with the reference torque T_{ref} to produce a reference current I_{ref} . This reference current is compared with the actual current I to produce a current error signal e_I . This error signal is processed by a current feedback block $W_I = \frac{1}{T_p \cdot s}$ and a gain block k_I . The resulting current feedback signal is compared with the reference current I_{ref} to produce a reference voltage U_{ref} . This reference voltage is compared with the actual voltage U to produce a voltage error signal e_U . This error signal is processed by a voltage feedback block $W_U = \frac{1}{T_p \cdot s}$ and a gain block k_U . The resulting voltage feedback signal is compared with the reference voltage U_{ref} to produce the final control signal $u(t)$.

1	2	3	4
		8,7 не задовольняє $\gamma=19,5$ не задовольняє $[L]=8 \dots 12$ $[\gamma]=30 \dots 45$	
		не задовольняє $\gamma=21,5$ не задовольняє $[L]=8 \dots 12$ $[\gamma]=30 \dots 45$	

1.4 Аналіз і синтез СРРР в умовах адаптивного керування процесом

Найбільш ефективно здійснювати процес хонінгування в умовах адаптації, так як при цьому СРРР найбільш адекватно реагує на фактичне геометричне відхилення оброблюваного отвору.

Для здійснення аналізу сталості СРРР в умовах адаптації необхідно провести класифікацію традиційних адаптивних систем керування (АСК) хонінгування отворів та побудувати алгоритми їх роботи.

Існуючі АСК в залежності від поставленої задачі та методів її рішення можливі різні закони керування, тому вони підрозділяються на наступні види [44]:

1. Адаптивні системи функціонального регулювання (АСФР)– керуюча дія є функцією будь якого параметру системи.
2. Адаптивні системи екстремального регулювання (АСЕР) – в котрих забезпечують підтримку граничного значення одного або декількох параметрів системи.
3. Адаптивні системи оптимального регулювання (АСОР) – в котрих враховується сума багатьох факторів при допомозі комплексного критерію оптимальності. У відповідності з цим критерієм здійснюється змінення параметрів, що регулюються.

Визначальними факторами, які будуть впливати на роботу АСК є характер вхідного сигналу та вихідного сигналу. Проте, необхідно дослідити шлях перетворення вхідного сигналу у вихідний, так як це буде впливати на швидкість АСК.

Для забезпечення загальних вимог АСК повинна відповідати конкретним вимогам функціонування:

1. Визначеність в системі вхідного і вихідного параметрів (сигналів).
2. Вхідний і вихідний параметри повинні чітко визначатись методом вимірювання і регулювання в необхідних межах.
3. Між вхідним і вихідним параметрами повинна існувати кореляційна залежність лінійна або нелінійна.

4. Кореляційна залежність між вхідним і вихідним параметрами повинна мати стабільну характеристику, яка забезпечується стійкістю системи при функціонуванні і відсутністю або незначними коливаннями гістерезису.

5. Система повинна бути оснащена елементами, які забезпечують взаємодію вхідного і вихідного параметрів, в тому числі чуттєві, порівняльні, підсилюючі, виконуючі і корегуючі елементи.

Дано характеристику кожному із вище перерахованих елементів системи:

1. Чуттєві елементи – пристрої, які вимірюють відхилення величини, що регулюється від заданого значення або реагуючі на дію збудження, що прикладається до об'єкту регулювання і перетворює результат таких вимірів в сигнал керування.

2. Елементи порівняння – відносяться всі пристрої, які здійснюють віднімання однієї величини від іншої.

3. Підсилюючі елементи – пристрої, які за рахунок використаної енергії стороннього джерела підсилюють за потужністю сигнал керування, який надходить від чуттєвого елемента або елемента порівняння до виконуючого елемента.

4. Виконуючі елементи – є пристроями, які отримують сигнали керування безпосередньо або через допоміжні пристрої, котрі діють на регулюючі органи об'єктів регулювання.

5. Корегуючі елементи є додатковими пристроями, які введені в системи керування з метою придання їм властивостей, котрі необхідні для забезпечення необхідних режимів регулювання.

У відповідності до наведених вимог та факторів побудуємо алгоритми роботи приведених систем.

Рисунку 1.4.1 а представлено алгоритм роботи система стабілізації крутного моменту с пристроєм корегування та CPPP на базі черв'ячно-гвинтової передачі з електроприводом адаптивного керування.

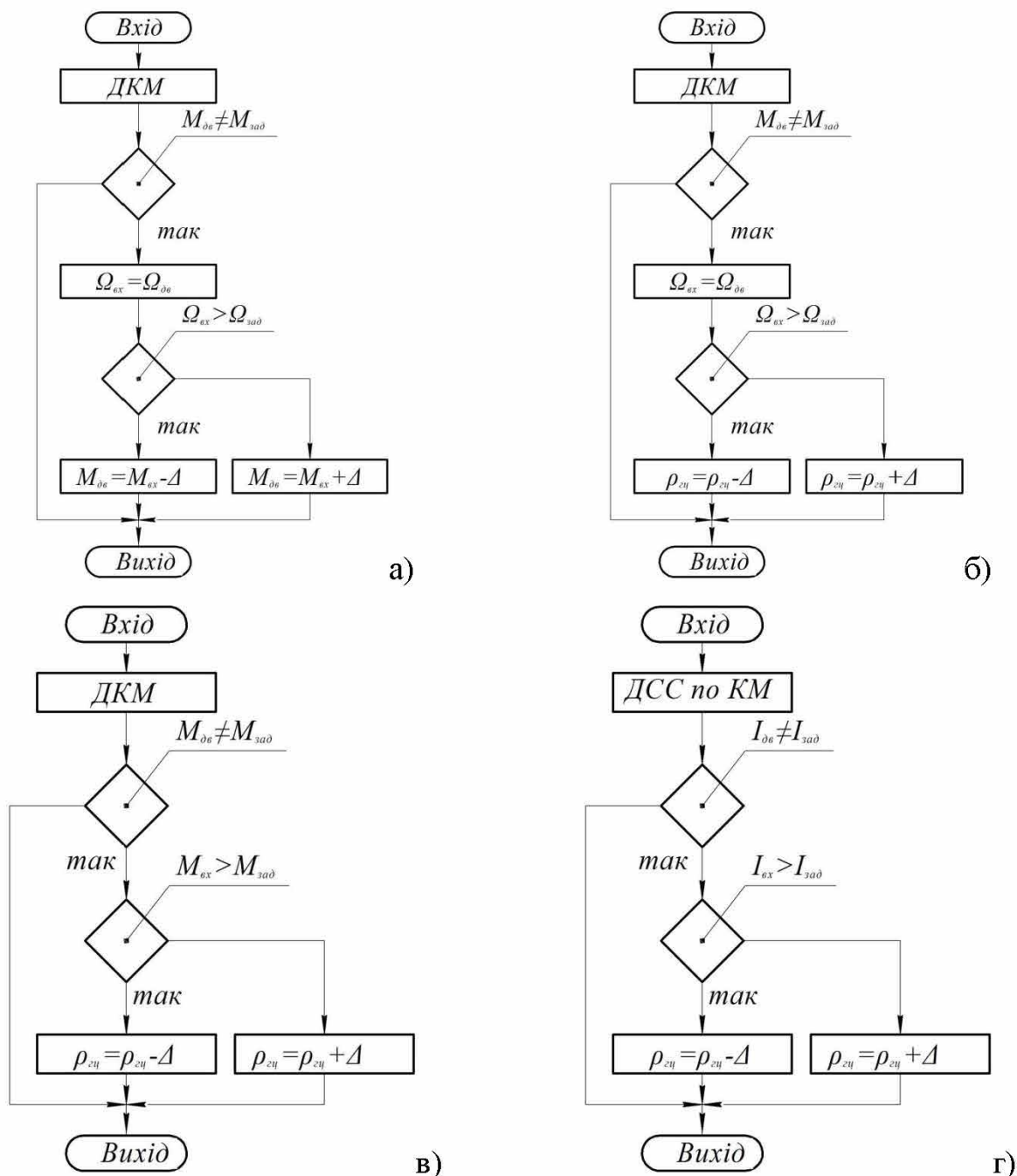


Рис. 1.4.1 Алгоритм роботи

а) система стабілізації крутного моменту з пристроєм корегування та СРРР на базі черв'ячно-гвинтової передачі з електроприводом адаптивного керування; б) гідравлічної системи програмного керування тиском інструменту в радіальному напрямку та СРРР на базі рейково-кулачкової передачі з гідроприводом адаптивного керування; в) системи автоматичного керування та СРРР на базі гідравлічного циліндра прямої дії з дросельним адаптивним керуванням; г) адаптивної системи по струму, спожитого електричним двигуном головного приводу та СРРР на базі гідроциліндра прямої дії з електрогідорозподільником адаптивно-програмного керування

ДКМ – датчик крутного моменту; $M_{дв}$ – момент на двигуні головного приводу; $M_{зад}$ – заданий крутний момент; $M_{вх}$ – відхилення крутного моменту; $\Omega_{вх}$ – вхідний сигнал зміни опору; $\Omega_{дв}$ – опір двигуна; $\Omega_{зад}$ – заданий опір; $\rho_{гц}$ – тиск в гідросистемі СРРР; Δ – прирощення тиску в гідросистемі СРРР; ДСС по КМ – датчик сили струму по крутному моменту; $I_{дв}$ – сила струму на двигуні головного приводу; $I_{зад}$ – задана сила струму; $I_{вх}$ – відхилення сили струму; $\rho_{гц}$ – тиск в гідросистемі СРРР.

На рисунку 1.4.1,б представлено алгоритм роботи гідравлічної системи програмного керування тиском інструменту в радіальному напрямку та СРРР на базі рейково-кулачкової передачі з гідроприводом адаптивного керування. Рисунок. 1.4.1 в представлено алгоритм роботи системи автоматичного керування та СРРР на базі гідравлічного циліндра прямої дії з дросельним адаптивним керуванням. Рисунок. 1.4.1 г представлений алгоритм роботи адаптивної системи по струму, спожитого електричним двигуном головного приводу та СРРР на базі гідроциліндра прямої дії з електрогіддорозподільником адаптивно-програмного керування

Алгоритм роботи системи керування електричним приводом з адаптацією по шляху та СРРР на базі зубчато-гвинтової передачі з електроприводом адаптивно-програмного керування (рис.1.4.2).

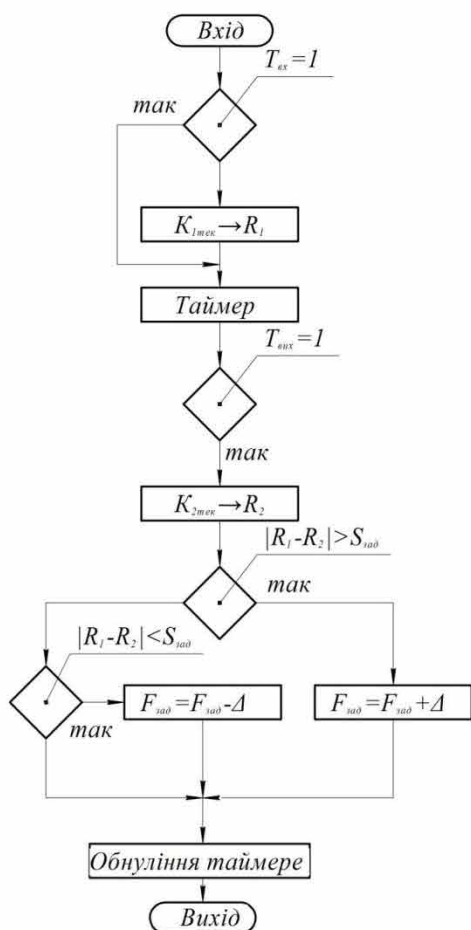


Рис. 1.4.2 Алгоритм роботи системи керування електричним приводом з адаптацією по шляху та СРРР на базі зубчато-гвинтової передачі з електроприводом адаптивно-програмного керування

$T_{вх}$ – входной сигнал таймера; $T_{вих}$ – вихідний сигнал таймера; $K_{1тек}$ – поточне значення координат інструменту; $K_{2тек}$ – кінцеве значення координат інструменту; R_1, R_2 – регістри загального призначення; $S_{зад}$ – задане значення шляху, який повинен пройти СРРР за час витримки таймеру; $F_{зад}$ – задане значення подачі; Δ – прирощення подачі;

Аналіз алгоритмів приведених АСК вказує на те що, перші чотири системи мають однакової алгоритм роботи, з досить не складною структурою і вони мають один вхідний та один вихідний параметр. Але необхідно зазначити, що майже всі

системи працюють в різномірних функціональних середовищах, що в свою чергу може призвести до виникнення коливань системи та зменшити їх швидкість на зміну умов в процесі обробки.

Алгоритм роботи п'ятої системи має більш складну структуру, так як він опирається на декілька різних вхідних та вихідних параметрів. Вхідними параметрами системи будуть сигнал від таймера і поточне значення координат інструменту, а вихідними параметрами будуть пройдений шлях та подача. Також слід зазначити, що система працює в декількох функціональних середовищах.

Отже зробимо висновок, що головним недоліком представлених систем є робота в різномірних функціональних середовищах.

Після побудови алгоритмів роботи про класифікуємо існуючі АСК процесом відділкової алмазно-абразивної обробки та зведемо їх до таблиці 1.4.1

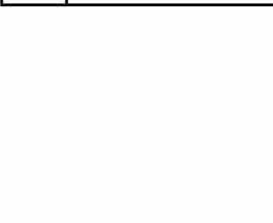
На основі отриманої класифікації АСК та динамічного аналізу СРРР традиційних конструкцій проведемо динамічний аналіз АСК за допомогою програмного продукту [61] (див.1.3.2). Результати динамічного аналізу зведемо до таблиці 1.4.2.

Було встановлено, що всі наведенні АСК несталі, за показником запасу амплітуди і фази.

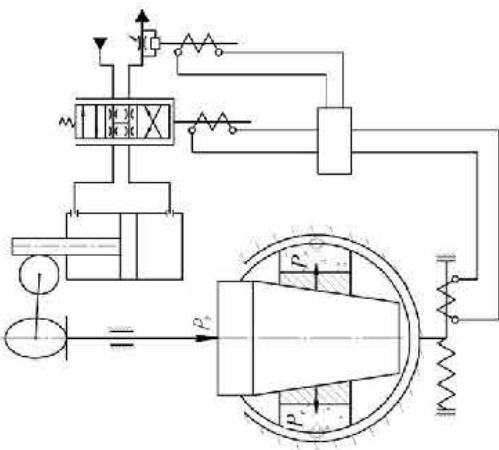
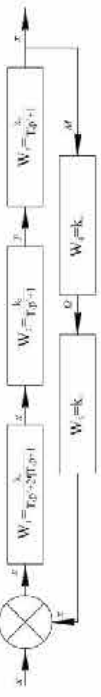
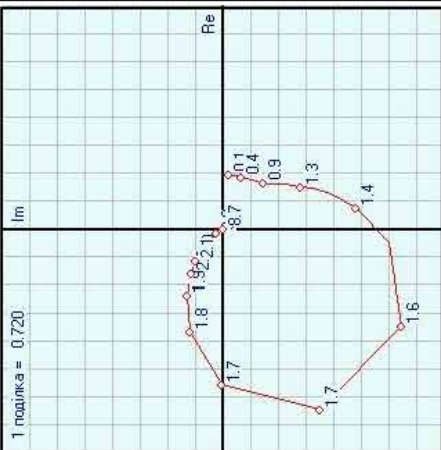
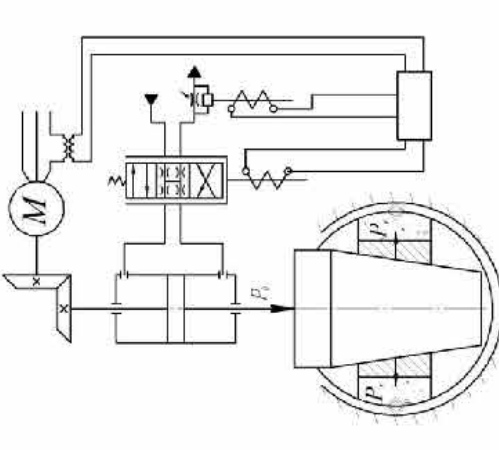
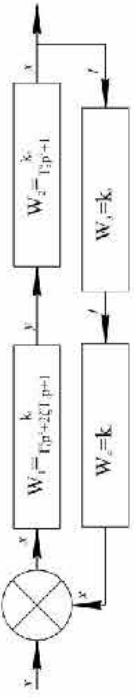
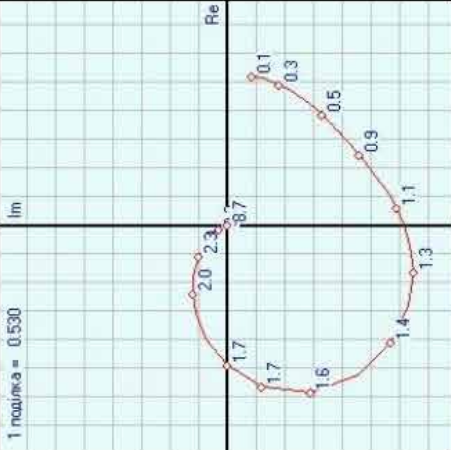
Таблиця 1.4.1

№ Вико-на.	Тип вхідного сигналу	Тип ланки зворотного зв'язку	Вихідний сигнал CPPP		
			Привід	Передавальна ланка	Кінцева ланка
1	2	3	4	5	6
АСК з адаптацією по крутному моменту на шпинделі виробу [2]					
1	Зміна сили струму котушки індуктивності датчика крутного моменту	Перетворення електричного вхідного сигналу і подачі його в електричну обмотку крокового двигуна	Перетворення сили току в кутове переміщення ротору крокового двигуна	Перетворення в лінійне кутового переміщення черв'ячно-гвинтовою передачею	Лінійне радіальне переміщення алмазно-абразивних брусків за рахунок клинкової передачі
2	Зміна сили струму котушки індуктивності крутного моменту	Перетворення електричного вхідного сигналу і подача його в обмотку керуючого гідророзподільника і дроселю зливної магістралі.	Перетворення об'ємної подачі робочої рідини в лінійне переміщення поршня гідроциліндру.	Перетворення в лінійне кутового переміщення рейково-кулачковою передачею	Лінійне радіальне переміщення алмазно-абразивних брусків за рахунок клинкової передачі.
АСК з адаптацією по крутному моменту на шпинделі інструмента [3]					
3	Змінна сили току в обмотці асинхронного електродвигуна	Перетворення електричного вхідного сигналу і подача його в обмотку керуючого гідророзподільника і дроселю зливної магістралі	Перетворення об'ємної подачі робочої рідини в лінійне переміщення поршня гідроциліндру	Відсутня	Лінійне радіальне переміщення алмазно-абразивних брусків за рахунок клинкової передачі.

Таблиця 1.4.2

Конструктивне виконання кінцевої ланки	Структурна схема	Оцінка рівня сталості за амплітудою L , дБ і фазою γ , град. [61]	Амплітудно-фазова частотна характеристика
1	2	3	4
АСК з адаптацією по крутному моменту на шпинделі виробу [2]			
		$L = -5,8$ не задовольняє $\gamma = 4,6$ не задовольняє $[L] = 8 \dots 12$ $[\gamma] = 30 \dots 45$	

Продовження таблиці 1.4.2

1	2	3	4
		$L = 11$ не задовольняє $\gamma = 27,7$ не задовольняє $[L] = 8 \dots 12$ $[\gamma] = 30 \dots 45$ 	
		$L = 3,5$ не задовольняє $\gamma = 21,5$ не задовольняє $[L] = 8 \dots 12$ $[\gamma] = 30 \dots 45$ 	

АСК з адаптацією по крутному моменту на шпинделі інструменту [3]

1.5. Висновки і рекомендації

Висновки:

1. Традиційні конструктивні схеми СРРР, що працюють в режимі програмного керування підналадкою не забезпечують достатньої сталості для точного регулювання розміру.

2. Традиційні схеми адаптивного керування підналадкою в процесі хонінгування не забезпечують достатньої сталості для здійснення точного реагування на зміні умови різання.

3. Причинами несталості СРРР є наявність непостійної сили кінетичного тертя і зміна сили статичного тертя, що є джерелом помилок регулювання розміру.

4. Традиційні конструктивні схеми СРРР використовують для функціонування вхідні і вихідні сигнали, які здійснюються в різнорідних функціональних середовищах, а саме:

- електричних;
- гідравлічних;
- механічних.

Така різнорідність допомагає утворенню інерційності значення сигналів при переході від одного функціонального середовища до іншого і зниженню точності регулювання.

Рекомендації:

1. Розробити конструктивну схему СРРР, що складається з пропорційних (безінерційних) ланок;

2. Розробити конструктивну схему СРРР використовуючи єдине функціональне середовище для керування процесами;

3. Сумістити безінерційну конструктивну схему СРРР з системою АСК, в склад, якої ввести, по мірі можливості пропорційних (безінерційних) ланок;

4. Розробити методику і провести теоретичні і експериментальні дослідження СРРР, які відповідають рекомендаціям по пункту 1,2 і 3.

2. Конструкторська частина

2.1. Додаткові вимоги до створення СРРР

Розглянута в попередньому розділі узагальнена СРРР не задовольняє висунуті до неї вимоги внаслідок застосування різних за своєю фізичною сутністю функціональних середовищ, в тому числі: сили електричного струму, тертя кочення (статичного і кінематичного) підшипників кінематичних передач, тертя ковзання (статичного і кінематичного) таких механічних передач, як зубчаті, клинові, гвинтові.

В попередніх розділах доведена наявність нестійкості узагальненої СРРР по критеріям Гурвіца, Нейквіста-Михайлова. Не стійкість обумовлена застосуванням різнорідних функціональних середовищ.

Враховуюче вище зазначене, сформулюємо додаткові вимоги, які необхідно застосовувати до СРРР з метою відповідності її первинним вимогам розділу 2.1, що передбачають:

1. Мінімізацію елементів і функціональних середовищ;
2. Забезпечення роботи динамічної СРРР в однорідному функціональному середовищі;
3. Використання стійких по суті функціональних середовищ в передавальних ланках СРРР наприклад таких, як пружність металу, гідростатичні опір та інші.

Враховуючи наведені вимоги, можна зробити припущення, що найбільш вдалим способом є спроба створення динамічної СРРР на основі замкнутої гідравлічної системи (в подальшому ЗГС). При цьому джерелом управління сигналів та силових дій є робоча рідина, яка взаємодіє у пружньодеформуємою передавальною ланкою.

2.2 Конструктивне виконання інструменту для відділкової алмазно-абразивної обробки отворів малих діаметрів

Конструктивне виконання гідростатичного хону

В основу розробки покладено задачу щодо усунення втрат на сили тертя, які перешкоджають процесу стабільного налаштування радіального розміру.

Дана задача вирішується завдяки інструменту, що виконаний у вигляді полого циліндричного тіла, який перетинають кільцеві пази. Кільцеві пази утворюють поле циліндричне тіло перемінного перерізу.

На рис. 2.2.1 а зображене поле циліндричне тіло 1, який перетинають кільцеві пази 1, утворюючи поле циліндричне тіло перемінного перерізу. На зовнішній циліндричній поверхні розміщені алмазні або абразивні зерна у вигляді суцільного шару окремих зерен 2. Внутрішня порожнина полого циліндра заповнена робочою рідиною.

На рис. 2.2.1 в представлені варіанти, де алмазні або абразивні зерна виконані у вигляді еластичного бруска 4 розміщеного у пазу 3, який виконаний еквідістантним до кільцевих пазів.

Інструмент працює наступним чином. Тиск, який утворюється в внутрішній порожнині полого циліндричного тіла перемінного перерізу за рахунок стискання робочої рідини, призведе до деформації в напрямку вісі OZ, що призведе до збільшення початкового діаметру D.

Таким чином, запропонована конструкція виконання інструменту забезпечить регулювання радіального розміру за рахунок пружних деформацій без будь-яких проявів статичного і кінематичного тертя в процесі регулювання.

Найбільш доцільно такому інструменту дати найменування гідростатичний хон (в подальшому ГСТХ).

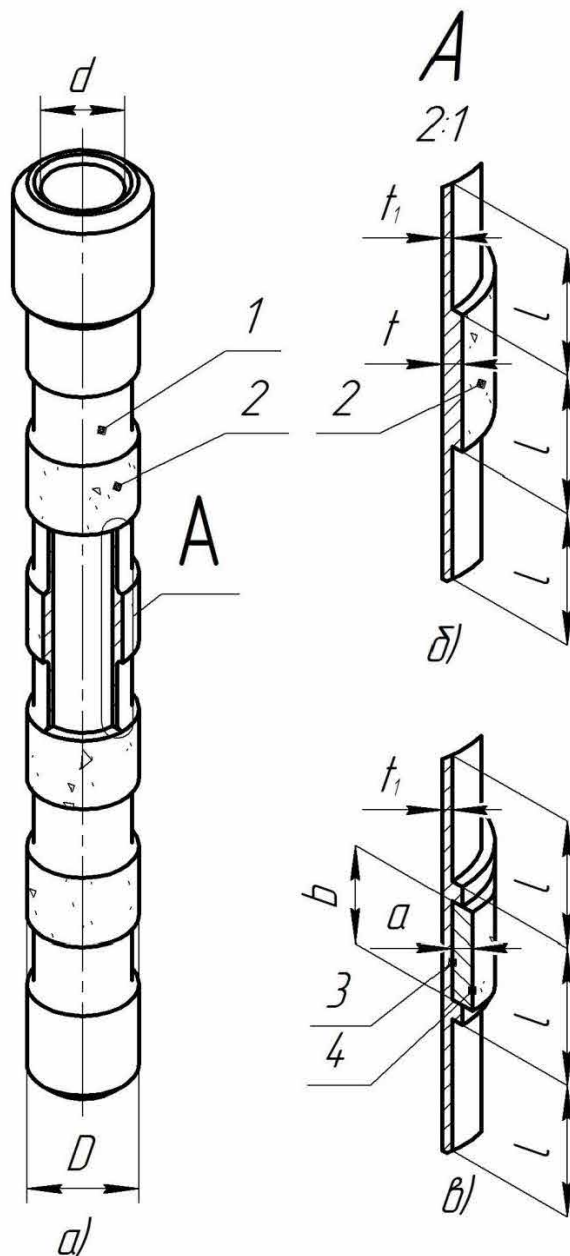


Рис.2.2.1 Конструктивні виконання гідростатичного хону

а) гідростатичний хон; б) варіант інструменту з суцільним шаром окремих алмазних або абразивних зерен; в) варіант інструменту з використанням одного еластичного алмазного бруска;

1 – кільцевий паз; 2 – суцільний шар окремих алмазних зерен; 3 – кільцевий паз для еластичного алмазного бруска; 4 – еластичний алмазний брусок;

а – товщина алмазного еластичного алмазного бруска; б – висота еластичного алмазного бруска; d – діаметр внутрішньої циліндричної порожнини; D – діаметр зовнішньої циліндричної поверхні.

Конструктивне виконання гідростатичного хону з змінними різальними елементами

Дана задача вирішується завдяки інструменту, який виконаний у вигляді полого тонкостінного циліндричного тіла з увігнутим дном (рис.2.2.2 а)

Алмазні або абразивні зерна нанесені на зовнішню циліндричну поверхню полого гвинтового циліндричного тіла з поперечним перерізом гвинтової лінії, наприклад прямокутної форми (рис.2.2.2.б).

Поле гвинтове циліндричне тіло 2 сполучається своєю внутрішньою циліндричною поверхнею з зовнішньою циліндричною поверхнею полого тонкостінного циліндричного тіла 1 з забезпеченням нерухомої посадки та можливістю спільного пружного деформування в радіальному напрямку. Внутрішня порожнина полого тонкостінного циліндричного тіла 1 заповнена робочою рідиною 3.

Інструмент працює наступним чином. Тиск p , який утворюється в внутрішній порожнині полого тонкостінного циліндричного тіла 1 за рахунок стискання робочої рідини 3, призведе до деформації в напрямку вісі OZ , що призведе до збільшення початкового діаметру.

Таким чином, запропонована конструкція виконання інструменту забезпечить регулювання радіального розміру за рахунок пружних деформацій без будь-яких проявів статичного і кінематичного тертя в процесі регулювання.

Найбільш доцільно такому інструменту дати найменування гідростатичний хон з змінними різальними елементами (в подальшому ГСТХЗРЕ).

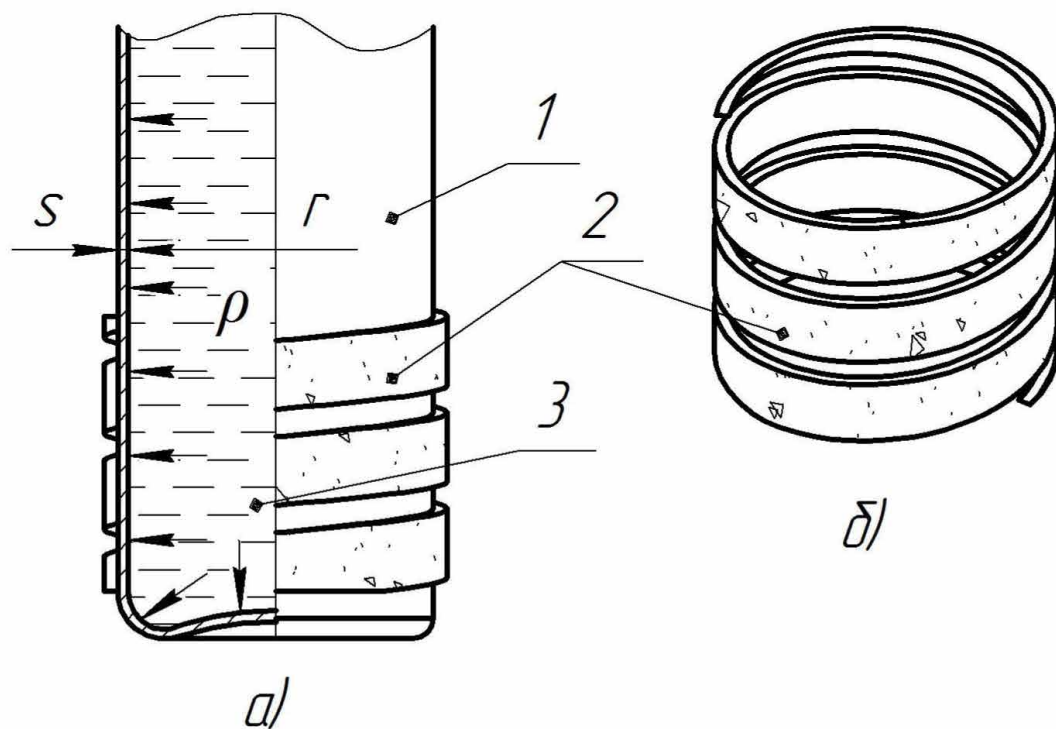


Рис.2.2.2 Конструктивні виконання гідростатичного хону з змінними елементами

а) гідростатичний хон; б) змінний різальний елемент ;

1 – полого тонкостінного циліндричного тіла; 2 – поле гвинтове циліндричне тіло; 3 – рідина; ρ – гідростатичний тиск; r – внутрішній радіус полого тонкостінного циліндричного тіла ; s – полого тонкостінного циліндричного тіла.

Конструктивне виконання СРРР на базі ГСТХ

Виходячи з аналізу існуючих інструментів можливо припустити, що майже всі СРРР складаються з механічних ланок [2,10,13]. Цей фактор призводить до не уможливлення використання таких СРРР для обробки отворів малих діаметрів, це пов'язано з неможливістю розташування механічних ланок в обмеженому просторі або призводить до ускладнення конструкції [13].

Враховуючі наведені недоліки, можна зробити припущення, що найбільш вдалим способом є спроба створення СРРР на основі гідравлічної системи. При цьому джерелом силових дій є робоча рідина, яка буде взаємодіяти з ГСТХ.

Також слід врахувати вимоги наведені в розділі 2.2.1, можна зробити припущення, що найбільш вдалим способом є створення СРРР на основі пружно деформуємих передавальних ланок.

Дана задача буде вирішуватися за рахунок використання ГСТХ.

СРРР на базі ГСТХ (рис.2.2.3) складається з гільзи 3 виконаної у вигляді полого циліндру. У внутрішній порожнині гільзи 3 розміщуються елементи, які утворюють гідростатичний тиск, що необхідний для деформації ГСТХ 1. В тому числі плунжер 4 та пробка 5.

ГСТХ 1 буде спряжений з гільзою 3 за рахунок різьбового з'єднання.

Поршень плунжера 4 встановлюється в внутрішній порожнині гільзи 3. Його шток буде розташовуватися у внутрішній порожнині ГСТХ для створення гідростатичного тиску необхідного для деформації.

Муфта 3 базується на зовнішній циліндричній поверхні гільзи 3 за рахунок підшипників 12 та гайок 8, що дозволить вільно обертатися циліндру навколо власної вісі.

Гідростатичний тиск у внутрішній порожнині гільзи 3 утворюватиметься за рахунок встановлення пробки 5, яка створює безштокову порожнину.

Герметичність всіх взаємодіючих елементів забезпечується за рахунок ущільнювачів 9, 10 і 11.

Принцип дії СРРР на базі ГСТХ . Робочий цикл здійснюється внаслідок подачі робочої рідини через муфту 7 в безштокову порожнину. Тиск, який

утвориться у безштоковій порожнині перемістить поршень плунжера 4, шток якого буде входити до внутрішньої порожнини ГСТХ 1, що заповнена рідиною. Тиск, що утвориться здеформує ГСТХ 1 в радіальному напрямку до значень необхідних і достатніх для здійснення функціонування.

Даний процес забезпечує налаштування розміру з максимально можливою точністю.

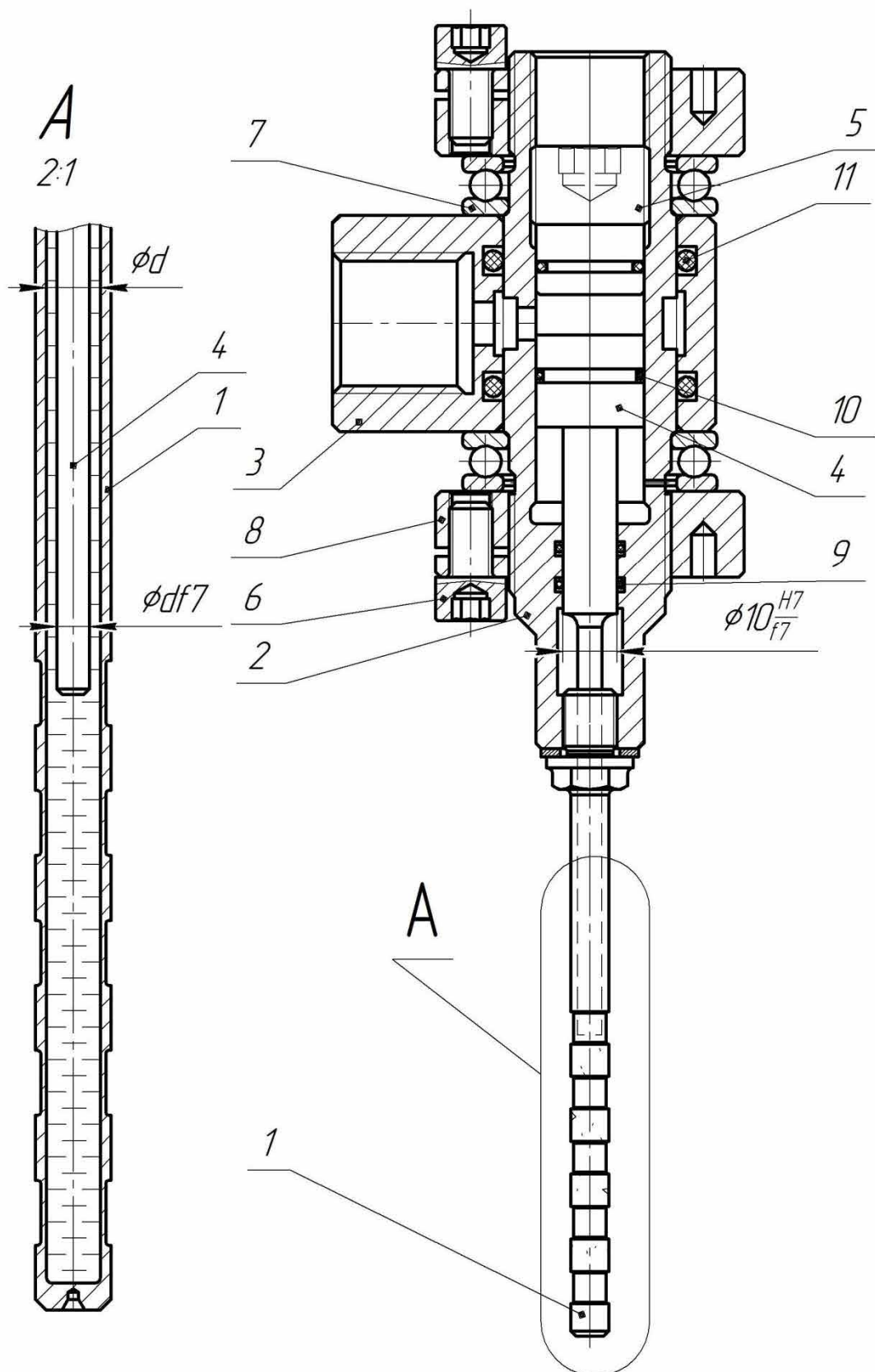


Рис.2.2.3 СРРР на базі ГСТХ

1 – ГСТХ; 2 – гільза; 3 – муфта; 4 – плунжер; 5 – пробка; 6 – гвинт; 7 – підшипник; 8 – гайка; 9,10,11 - ущільнення

3. Статичний аналіз гідростатичного хону

3.1 Статичний аналіз ГСТХ

З метою визначення сил необхідних і достатніх для регулювання радіального розміру ГСТХ та забезпечення процесу різання, розглянемо одну секцію ГСТХ перемінного перерізу затиснуту в отворі деталі (рис.3.1.1 а).

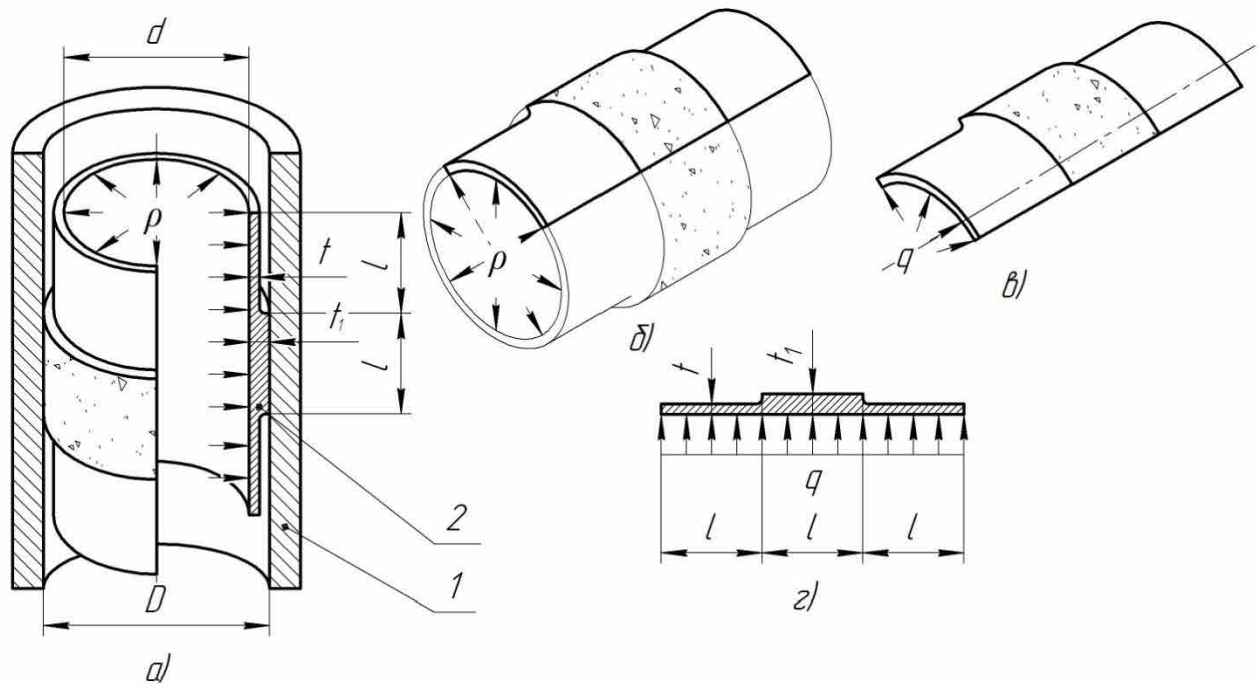


Рис. 3.1.1 Схема дії навантажень на одну секцію ГСТХ.

а) схема дії навантажень на одну секцію ГСТХ; б) схема видалення елемента ГСТХ; в) видалений елемент ГСТХ під дією навантажень г) схема дії навантажень на одну секцію ПГХ в поперечному перерізі;

1 – оброблюєма деталь; 2 – одна секція ГСТХ; d – діаметр внутрішньої порожнини ГСТХ; D – діаметр отвору, що оброблюється; t – товщина стінки меншого перерізу; t_1 – товщина стінки більшого перерізу; p – тиску у внутрішній порожнині ГСТХ; q – постійне навантаження; l – довжина ребра;

Для визначення сил та реакцій діючих в одній секції ГСТХ видалимо елемент двома сумісними меридіанними перерізами і двома перерізами, нормальними до меридіану (рис. 3.1.1. б) [15,101].

В зв'язку з тим, що отриманий елемент має переміну товщини стінки, це не уможливорює його розрахунок як оболонкової форми та визначення реакцій, які виникають в точках переходу однієї товщини до іншої.(рис. 3.1.1. в) [15,16].

Припустимо, що найбільш вдалим способом розрахунку подібного елементу є представлення його у вигляді балки перемінного перерізу (рис.3.1.1 г).

Отримана балка буде статично не визначеною, тому необхідно привести її до балки з єдиним перерізом. На кінці балки накладемо моменти затиску, це пов'язано з конструктивною особливістю ГСТХ. Місця зміни величини перерізу замінимо опорами (рис.3.1.2 а).

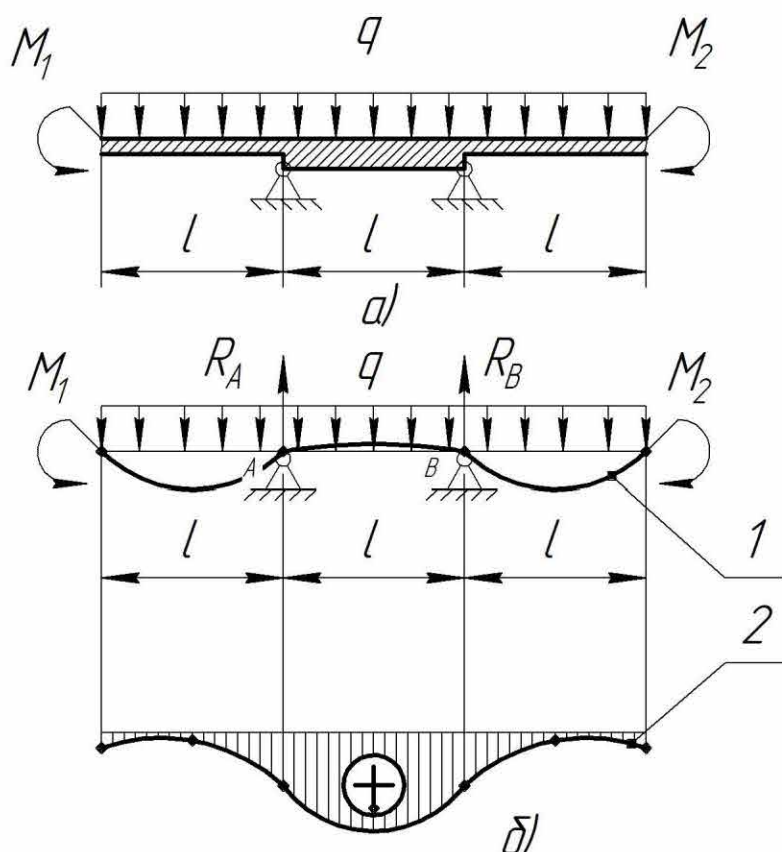


Рис.3.1.2 Проекція поперечного перерізу ГСТХ у вигляді балки з діючими силами .

а) схема сил діючих в поперечному перерізі ГСТХ б) проекція поперечного перерізу ГСТХ у вигляді балки;

1 – пружна лінія балки; 2 – епюра моментів вигину; M_1, M_2 – моменти затиску; R_A – реакція опори в точці А; R_B – реакція опори в точці В; l – довжина секції; q – постійне навантаження;

Після перетворень отримаємо трисекційну балку (рис. 3.1.2. б). У відповідності до вимог рівноваги складемо рівняння опорних реакцій.

$$\sum M_A = 0; -1.5ql + R_B l - M_1 + M_2 = 0 \quad (3.1.1)$$

де l – довжина секції;

q – постійне навантаження;

M_1 – моменти затиску;

M_2 – моменти затиску;

R_B – реакція опори в точці В;

$$\sum M_B = 0; -1.5ql + R_A l - M_1 + M_2 = 0 \quad (3.1.2)$$

де R_A – реакція опори в точці А;

$$\sum y = 0; R_A + R_B - 3ql - M_1 + M_2 = 0 \quad (3.1.3)$$

З рівняння 2.4.1 визначимо значення реакцію опори R_B

$$R_B = \frac{1.5ql + M_1 - M_2}{l} \quad (3.1.4)$$

А з рівняння 2.4.2 визначимо значення реакції опори R_A

$$R_A = \frac{1.5ql + M_1 - M_2}{l} \quad (3.1.5)$$

Далі, для побудови епюр моменту вигину M_x розділимо балку умовно на три секції. Отже, рівняння першої частини буде мати наступний вигляд:

$$M_{x1} = R_A x_1 - \frac{q(l-x_1)^2}{2} - M_1 \quad (3.1.6)$$

де x_1 – довільна точка в першій секції;

Далі визначимо момент вигину на другій секції.

$$M_{x2} = R_A x_2 + R_B x_2 - \frac{q(l-x_2)^2}{2} \quad (3.1.7)$$

де x_2 – довільна точка другої секції;

Визначимо момент вигину третьої секції .

$$M_{x3} = R_B x_3 - \frac{q(l-x_3)^2}{2} - M_2 \quad (3.1.8)$$

де x_1 – довільна точка в першій секції;

На основі отриманих рівнянь побудуємо епюру моментів вигину (рис. 3.1.2 б).

На основі рівнянь моментів вигину визначимо рівняння пружної лінії кожної секції. Визначимо рівняння першої секції.

$$EJy_1 = \int dx_1 \int R_A x_1 - \frac{q(l-x_1)^2}{2} - M_1 dx_1 + C \quad (3.1.9)$$

де E – модуль пружності матеріалу;

J – момент інерції;

C – постійна змінна;

y_1 – значення зміни положення секції в напрямку вісі Y .

Після математичних перетворень і підстановки значення реакції R_A та моменту M_1 отримаємо наступне рівняння пружної лінії першої секції.

$$y_1 = \frac{1}{EJ} \left[\frac{1.5ql}{24} x_1^3 - \frac{q(l-x_1)^4}{24} - \frac{ql}{4} x^2 \right] \quad (3.1.10)$$

Визначимо рівняння пружної лінії другої секції.

$$EJy_2 = \int dx_2 \int R_A x_2 + R_B x_2 - \frac{q(l-x_2)^2}{2} dx_{21} + C \quad (3.1.11)$$

Так само перетворимо отримане рівняння та підставимо значення реакцій опор.

$$y_2 = \frac{1}{EJ} \left[\frac{1.5ql}{24} x_2^3 + \frac{1.5ql}{24} x_2^3 - \frac{q(l-x_2)^4}{24} \right] \quad (3.1.12)$$

Рівняння пружної лінії третьої секції буде ідентичним до рівняння першої секції. Це пов'язано тим, що момент M_1 дорівнює моменту M_2 а реакція в точці A R_A дорівнює реакції опори в точці B R_B .

На основі отриманих рівнянь побудуємо пружну лінію балки (рис. 3.1.2 б).

Сумістимо отриману пружну лінію балки з профілем поперечного перерізу (рис. 3.1.3) та побудуємо її еквідистанту до профілю.

Пружну лінію 3 будемо відкладати від нейтральної вісі 4. Нейтральна вісь 4 в кожному перерізі від котрого відраховують пружну лінію, проходить через центр ваги 5.

Для того щоб отримати еквідистанту до пружної лінії 2, необхідно розділити профіль поперечного перерізу ГСТХ на три частини в залежності від товщини. Для кожної секції будуюмо еквідистанту.

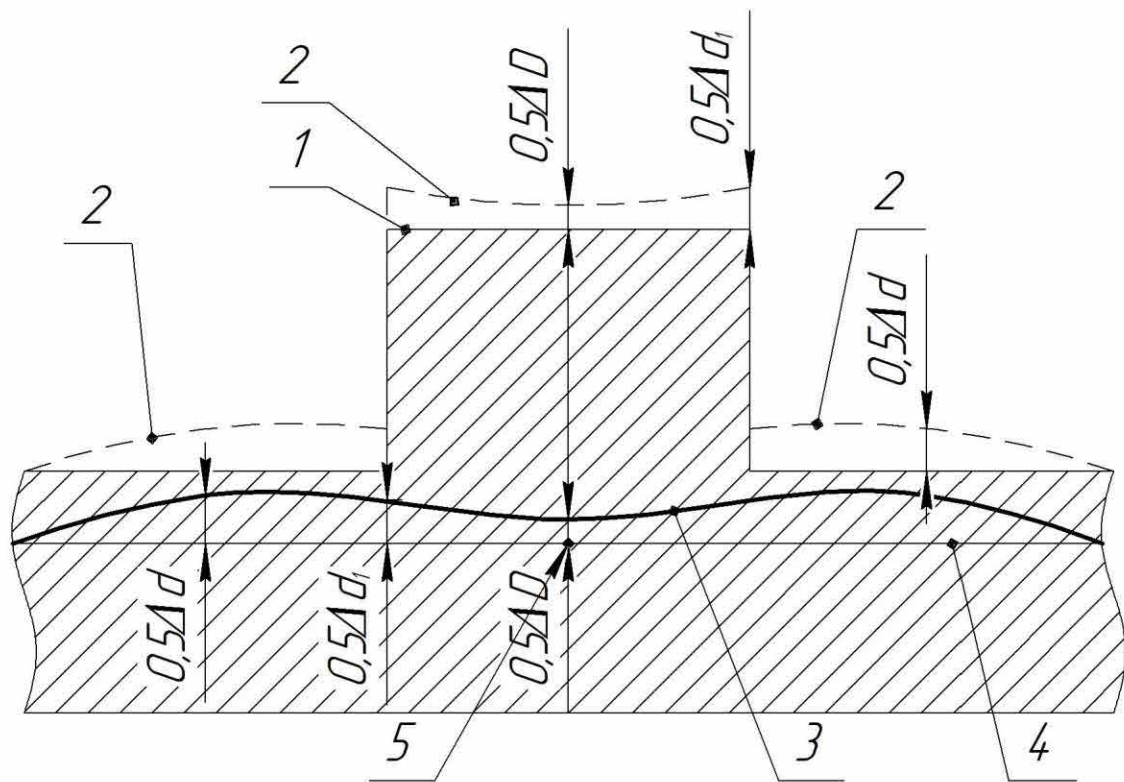


Рис.3.1.3 Схема суміщення пружної лінії з профілем поперечного перерізу ГСТХ

1 - контур поверхні до деформації; 2 – еквідистанта до пружної лінії; 3 - пружна лінія; 4 – нейтральна вісь; 5 – центр ваги; Δd - приріст діаметру меншого перерізу; Δd - приріст діаметру в точці зміни величини перерізу; ΔD - приріст діаметру більшого перерізу

Враховуючи отриману еквідистанту до пружної лінії можливо припустити, що це буде контур поверхні поперечного перерізу ГСТХ після деформації.

3.2. Статичний аналіз ГСТХЗРЕ

Аналіз ГСТХЗРЕ на основі теорії вісесиметричної деформації оболонок обертання

Для визначення ефективності ГСТХЗРЕ необхідно проаналізувати та дослідити геометричну форму, яка б могла забезпечити ефект напруженості дії.

Аналіз та дослідження ГСТХЗРЕ буде відбуватися на основі теорії вісесиметричної деформації оболонок обертання (в подальшому ТВДОО) [15,16,55]. В основі даної теорії лежать гіпотези Кірхгоффа, а саме :

1. Матеріальний елемент, нормальний до серединної поверхні ГСТХЗРЕ, залишається нормальним до неї і після деформації.
2. Нормальне напруження в площях, нормаль до яких співпадає з нормаллю до серединної поверхні, несуттєво малі. В даній теорії ці гіпотези доповнюються ще одною.
3. Змінення довжини нормального до серединної поверхні елемента несуттєво малі.

Для дослідження ГСТХЗРЕ необхідно визначити, які сили виникають за допомогою внутрішнього гідростатичного тиску.

Як було зазначено в розділі 3.1 гідростатичний тиск буде діяти на внутрішні стінки ГСТХЗРЕ і утворюватиме силу, яка буде їх деформувати.

Подальший аналіз ГСТХЗРЕ буде відбуватися в площині розтину меридіану (рис.3.2.1) [15].

Для початку визначимо значення гідростатичної сили, яка буде деформувати ГСТХЗРЕ.

$$P_r = P_{r1} + P_{r2} \quad (3.2.1)$$

де P_{r1} – гідростатична сила, яка діє в розтині нормалі, до меридіану;

P_{r2} – гідростатична сила, яка діє в меридіанному розтині.

Отримане рівняння показує, що гідростатична сила буде розподілена на дві складові, які будуть діяти відповідно в розтині нормалі до меридіану та в меридіанному розтині.

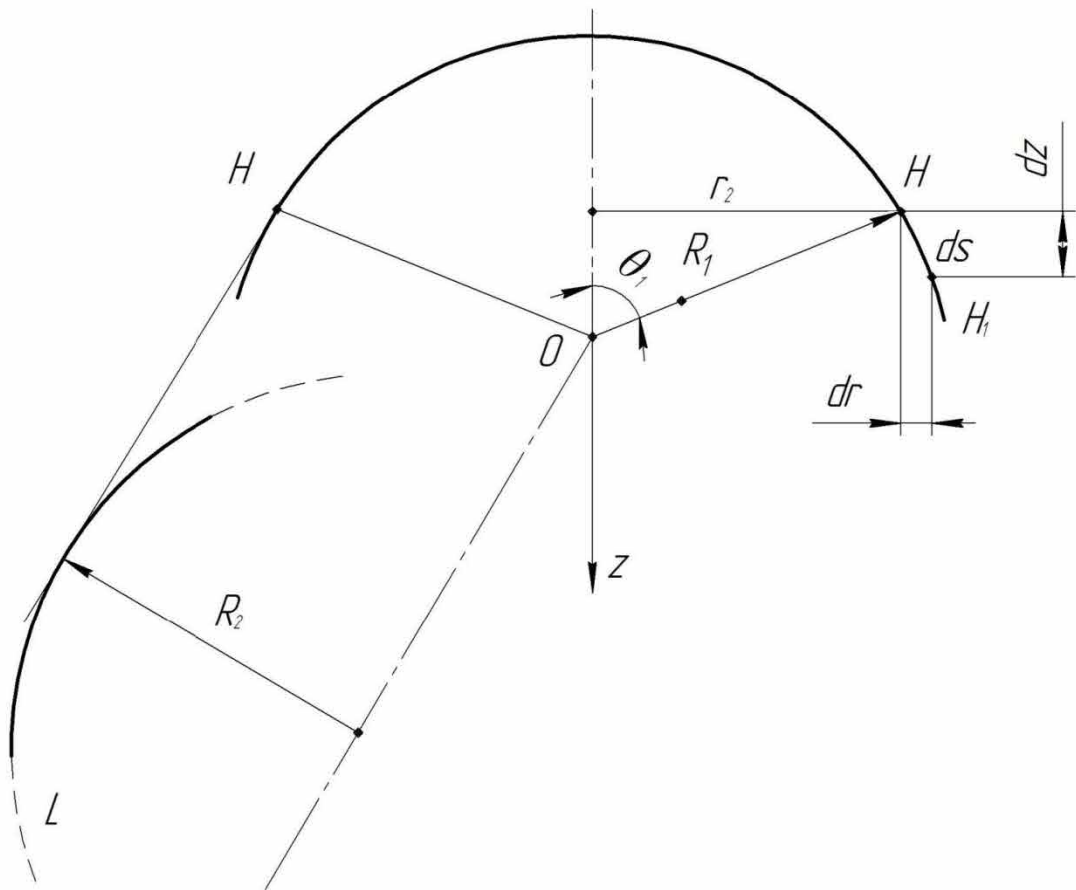


Рис. 3.2.1 ГСТХЗРЕ в площині розтину меридіаном.

H – точка перетину меридіану та ГСТХЗРЕ. θ_1 – кут, утворюється між нормаллю до серединної поверхні ОФНД та віссю її симетрії; R_1 – радіус кривизни меридіану; R_2 – радіус кривизни, який виражений через радіус паралельного круга; r_2 – радіус паралельного круга.

В першу чергу визначимо гідростатичну силу, яка буде діяти в розтині нормалі до меридіану.

$$P_{r1} = \frac{P_o(s)}{2\pi r_2 \sin \theta_1} \quad (3.2.2)$$

де $P_o(s)$ – сумарне осьове зусилля;

θ_1 – кут, що утворюється між нормаллю до серединної поверхні оболонки з віссю її симетрії;

r_2 – радіус паралельного круга;

Тепер визначимо гідростатичну силу, яка буде діяти в меридіанному розтині.

$$P_{r2} = q_n R_2 - P_{r1} \frac{R_2}{R_1} \quad (3.2.3)$$

де R_1 – радіус кривизни меридіану;

R_2 – радіус кривизни, який виражений через радіус паралельного круга;
 q_n – нормальне навантаження;

В рівнянні 3.2.3 присутнє сумарнє осьовє навантаження. Для його визначення побудуємо проєкції сил, які прикладенні до кінцевої ділянки ГСТХЗРЕ.

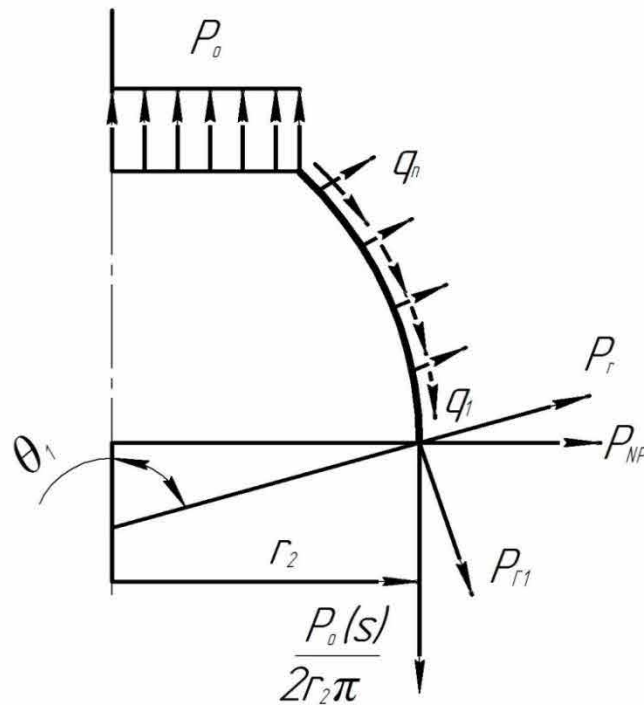


Рис.3.2.2 Проєкція сил, прикладених до кінцевій ділянки ГСТХЗРЕ.

$P_o(s)$ – сумарнє осьовє зусилля; P_o – осьовє зусилля; P_{NP} – розпiрна сила;
 P_r – радіальна сила; q_n , q_1 – нормальнє навантаження;

Тепер можемо визначити сумарнє значення осьового зусилля у відповідності до рис.3.2.2

$$P_o(s) = P_o + \int_{s_0}^s (q_n \cos \theta_1 - q_1 \sin \theta_1) 2\pi r_2 ds \quad (3.2.4)$$

де q_1 – нормальнє навантаження в осьовому напрямку;

s_0 – початковє значення переміщення;

s –значення переміщення;

ds – похідна від значення переміщення;

Опираючись на рис. 3.2.2 визначимо значення розпирної сили.

$$P_{NP} = P_{\Gamma 1} \cos \theta_1 + P_r \sin \theta_1 \quad (3.2.5)$$

Маючи значення сил визначимо величину деформації ГСТХЗРЕ в осьовому та радіальному напрямках. Почнемо з визначення радіальної деформації, так як вона відповідає за отримання необхідного нам розміру.

$$\xi = r_2 \epsilon_2 \quad (3.2.6)$$

де ϵ_2 – деформація середньої поверхні в меридіанному розрізі.

Деформація середньої поверхні в меридіанному розрізі головним чином впливає на величину радіальної деформації, тобто є необхідність її визначення.

$$\epsilon_2 = \frac{1}{Eh} (P_{\Gamma 2} - \mu P_{\Gamma 1}) \quad (3.2.7)$$

де E – модуль пружності матеріалу;

μ – модуль Пуассона матеріалу;

h – товщина стінки;

Підставимо отримане значення деформації середньої поверхні в меридіанному розрізі в рівняння 3.2.6.

$$\xi = r_2 \frac{1}{Eh} (P_{\Gamma 2} - \mu P_{\Gamma 1}) \quad (3.2.8)$$

В отримане рівняння 3.2.6 підставимо значення гідростатичних сил.

$$\xi = \frac{r_2}{Eh} \left(q_n R_2 - \left[\frac{R_2}{R_1} + \mu \right] \frac{P_o(s)}{2r_2 \pi \sin \theta_1} \right) \quad (3.2.9)$$

Тепер визначимо значення осьової деформації ГСТХЗРЕ.

$$\varsigma = C - \xi \operatorname{ctg} \theta_1 + \int \left(\epsilon_1 - \frac{R_2}{R_1} \epsilon_2 \right) (\sin \theta_1)^{-1} ds \quad (3.2.10)$$

де C – постійна, яка характеризує осьове переміщення ГСТХЗРЕ, як жорсткого тіла.

Маючи всі необхідні значення для визначення процесів та сил, які виникають під час функціонування ГСТХЗРЕ, можемо визначити найоптимальнішу геометричну форму.

3.3 Аналіз геометричної форми ГСТХЗРЕ

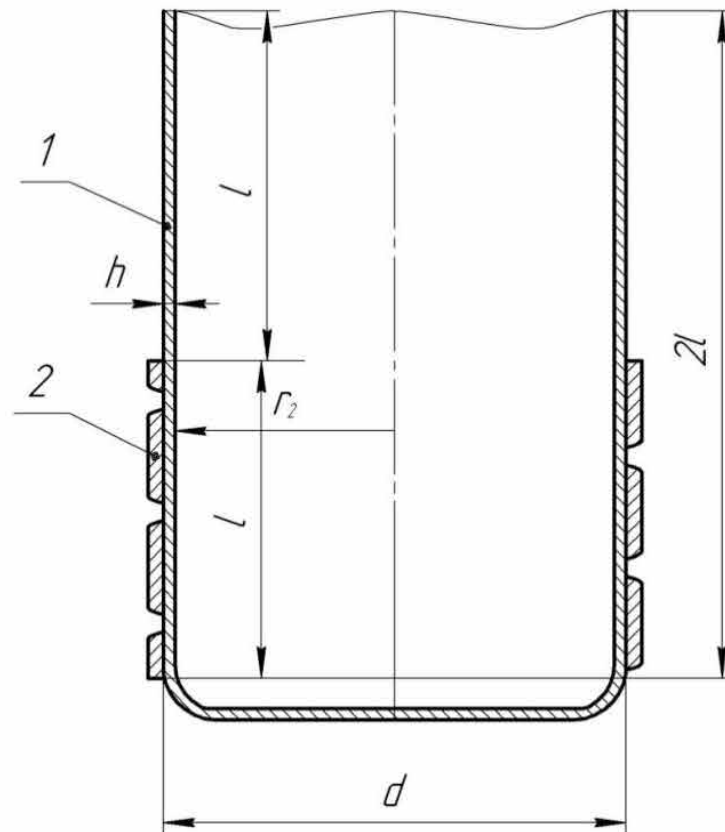


Рис. 3.3.1 ГСТХЗРЕ у вигляді циліндра.

1 – ГСТХЗРЕ у вигляді циліндру з площини дном; 2 – НААЗ; l – довжина НААЗ; d – внутрішній діаметр НААЗ;

Для аналізу геометричної форми ОФНД, необхідно зазначити, що вони бувають циліндричної, сферичної, у вигляді тору та змішаної форми.

Найбільш доцільно, як прототип геометричної ГСТХЗРЕ, використати ОФНД у вигляді циліндру з площинним дном, так як вона більш усього повторює форму отвору, що буде оброблюватися (рис.3.3.1).

У відповідності до ТВДОО ОФНД у вигляді циліндру з площини дном буде мати наступний вигляд після деформації (рис.3.3.2) [15,55].

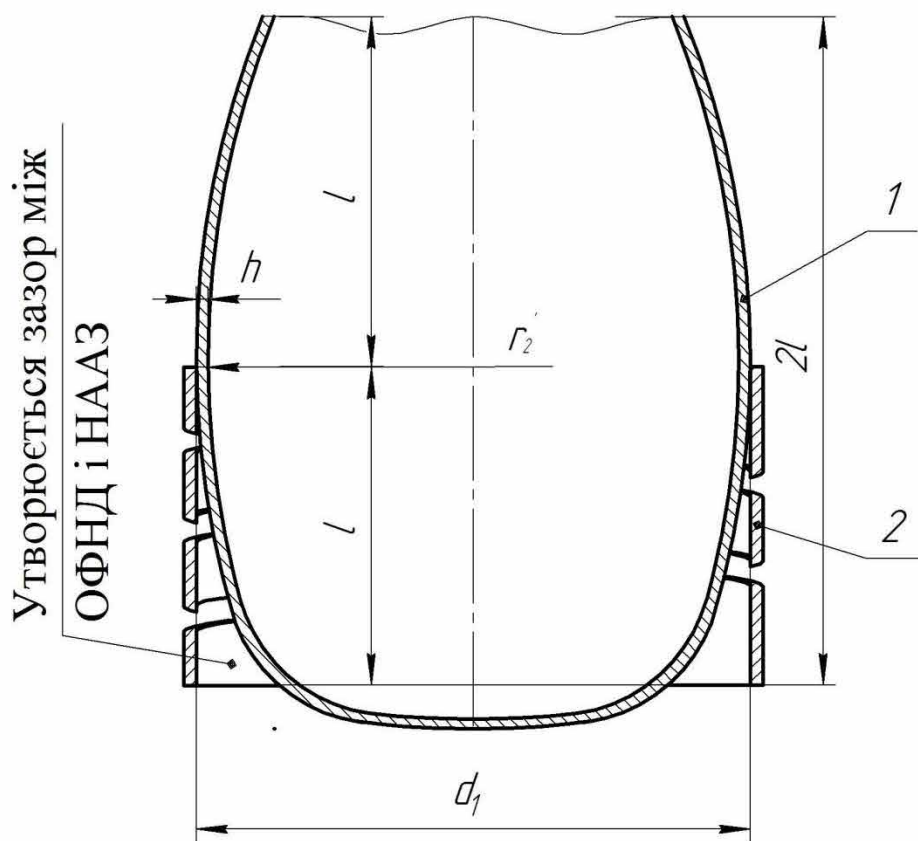


Рис. 3.3.2 ГСТХЗРЕ у вигляді циліндра після деформації.

1 – ГСТХЗРЕ у вигляді циліндру з площини дном; 2 – НААЗ; r_2' – внутрішній радіус ГСТХЗРЕ після деформації; d_1 – внутрішній діаметр НААЗ після деформації.

Як вказано на рис. 3.3.2 утворюється розрив між ГСТХЗРЕ та НААЗ, що недопустимо для алмазної або абразивної обробки отворів.

Виникнення такого розриву обумовлено тим, що ГСТХЗРЕ у вигляді циліндру з площинним дном після деформації буде мати бочкоподібний вигляд. Це відбувається через відсутність концентраторів напруження. У відповідності до ТВДОО, а саме напружень, які виникають в точках переходу від одного виду форми до іншого, такі напруження визначаються так названим крайовим ефектом. Вони визначаються у відповідності до закону Гука [15] і також розподіляються на дві складові у відповідності до розтину.

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_1 + \mu\epsilon_2) \quad (3.3.1)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_2 + \mu\epsilon_1) \quad (3.3.2)$$

Так як ГСТХЗРЕ у вигляді циліндричного тіла з площинним дном має лише один перехід від однієї форми або так названого концентратора напруження, то

напруження буде розподілятися по всій ГСТХЗРЕ, що призведе до неконтрольованої деформації.

Зазначимо також, що після деформації ГСТХЗРЕ дно стало мати сферичний вигляд. Це пов'язано з тим, що осьова сила перевищує радіальну.

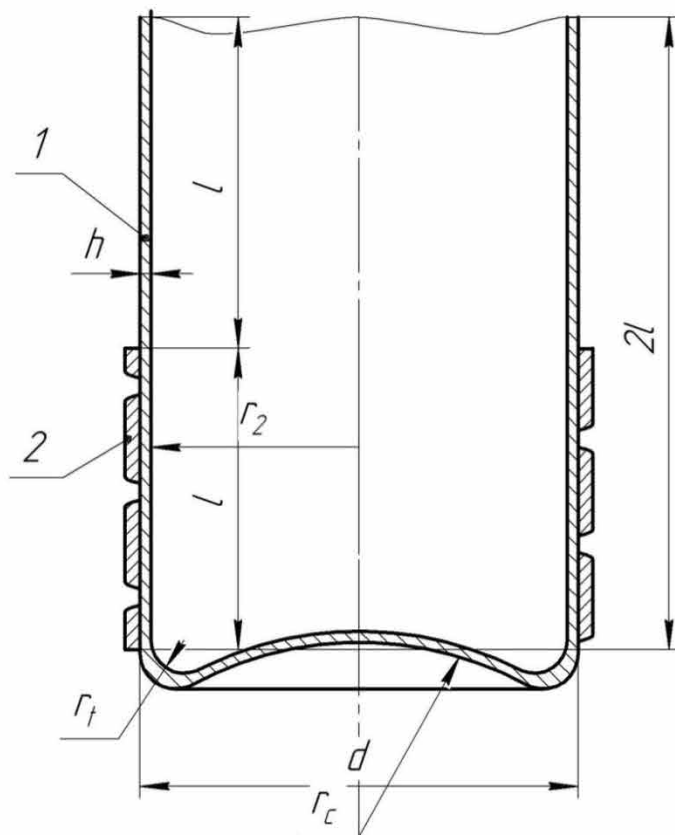


Рис. 3.3.3 ГСТХЗРЕ у вигляді циліндру з увігнутим дном

1 – ОФНД у вигляді циліндру з площини дном; 2 – НААЗ; l – довжина НААЗ; d – внутрішній діаметр НААЗ; r_c – радіус сфери; r_t – радіус тора;

Отже, прийдемо до висновку, що подібна геометрична форма не може використовуватися для алмазної або абразивної обробки. Також необхідно враховувати недоліки, які були виявлені.

Для усунення недоліків використаємо ГСТХЗРЕ змішаної геометричної форми. Тобто використаємо ГСТХЗРЕ у вигляді циліндра з увігнутим дном (рис. 3.3.3) [15,55].

Рис.3.3.3 вказує на те, що дно містить у собі декілька геометричних форм, а саме тор та сферу. Сфера, яка направлена у внутрішню порожнину повинна забезпечити компенсацію значення радіальної деформації відносно значення осьової деформації та дозволити утворити після деформації площинне дно.

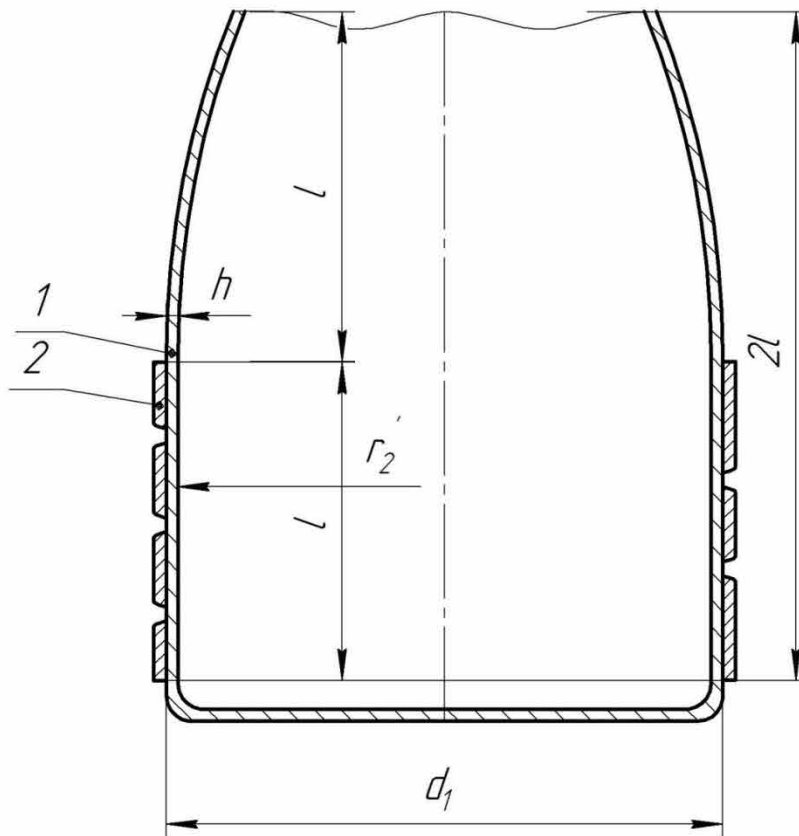


Рис. 3.3.4 ГСТХЗРЕ у вигляді циліндра з увігнутим дном після деформації.

1 – ГСТХЗРЕ у вигляді циліндру з площини дном; 2 – НААЗ; r_2' - внутрішній радіус ГСТХЗРЕ після деформації; d_1 – внутрішній діаметр НААЗ після деформації.

Як відомо за літературними джерелами, ГСТХЗРЕ у вигляді циліндра з увігнутим дном після деформації буде мати наступний вигляд (рис. 3.3.4) [15,55].

Отже, рис. 3.3.4 вказує не те, що дана геометрична форма дає можливість забезпечення деформації направленої дії .

Направленість дії забезпечується тим, що присутні так названі концентратори напруження в достатній мірі. Вони розподіляють гідростатичну силу за необхідними точками деформації.

Прийдемо до висновку, що дана геометрична форма буде забезпечувати направленість дії та буде компенсувати значення радіальної деформації відносно значення осьової деформації.

Але для використання ГСТХЗРЕ у вигляді циліндра з увігнутим дном в СРРР, необхідно провести ряд розрахунків за ТВДОО, в яких визначити границю

міцності та величину радіального переміщення. Так як розрахунки будуть відбуватися за складними емпіричними формулами доцільно розробити програмний продукт.

3.4. Дослідження твердотільної моделі ГСТХ та ГСТХЗРЕ

Дослідження твердотільної моделі ГСТХ

Дослідження твердо тільної моделі ГСТХ з використанням програмного продукту SolidWorks дасть можливість визначити правильність теоретичних припущень та врахувати недоліки перед початком експериментальних досліджень.

Для дослідження твердотільної моделі ГСТХ побудуємо твердотільну модель ГСТХ у програмному продукті SolidWorks (рис.2.9.1)

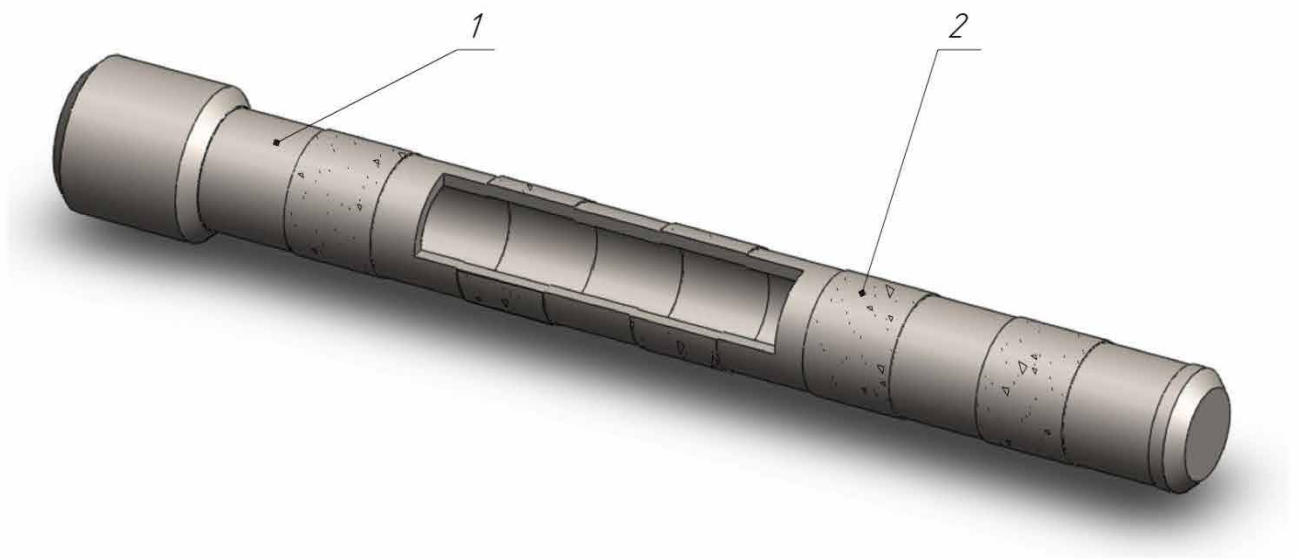


Рис.3.4.1. Твердотільна модель ГСТХ

1 – ГСТХ; 2 – шар алмазних або абразивних зерен

Після створення твердотільної моделі необхідно визначити поверхні, які будуть зафіксовані та поверхні, на які буде діяти тиск p (рис.3.4.1). Значення тиску приймемо $p=1,5$ МПа у відповідності до силового портрету ГСТХ матеріал ГСТХ Сталь 60С2 ГОСТ 14959-79.

Далі побудуємо сітку кінцевих елементів за допомогою SolidWorks Simulation (рис. 3.4.2) [110]. Як відомо, чим вона щільніша, тим ближче отримані результати відповідають дійсності.

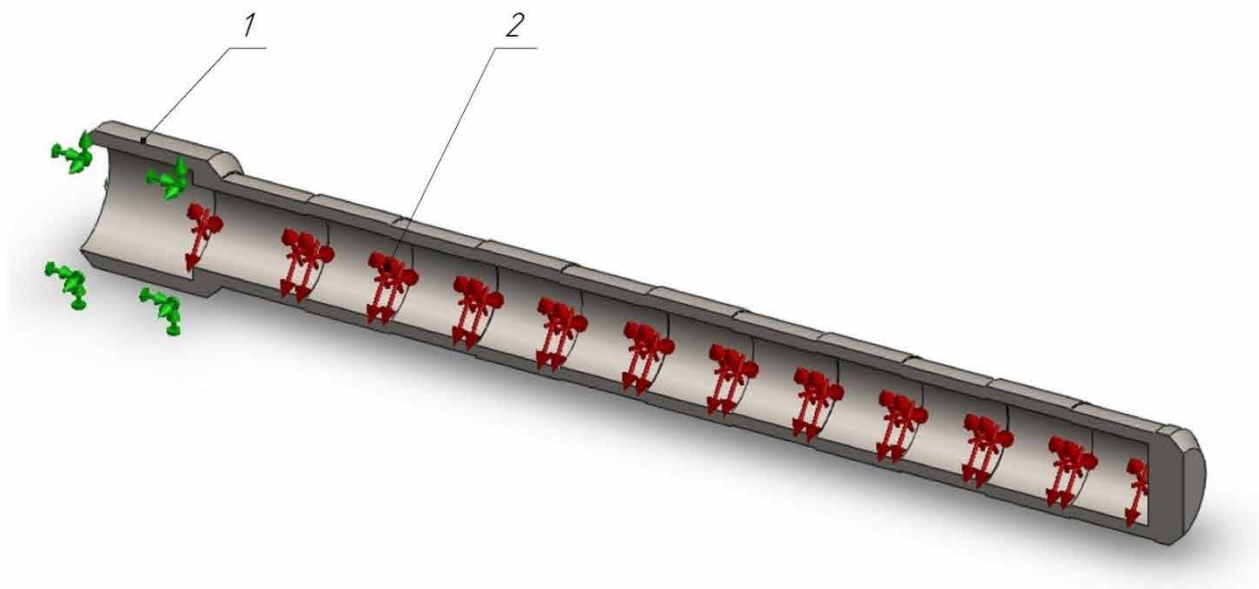


Рис.3.4.2 Схема прикладення тиску в твердо тільній моделі ГСТХ
 1 – зафіксована поверхня; 2 – поверхні до яких прикладений тиск

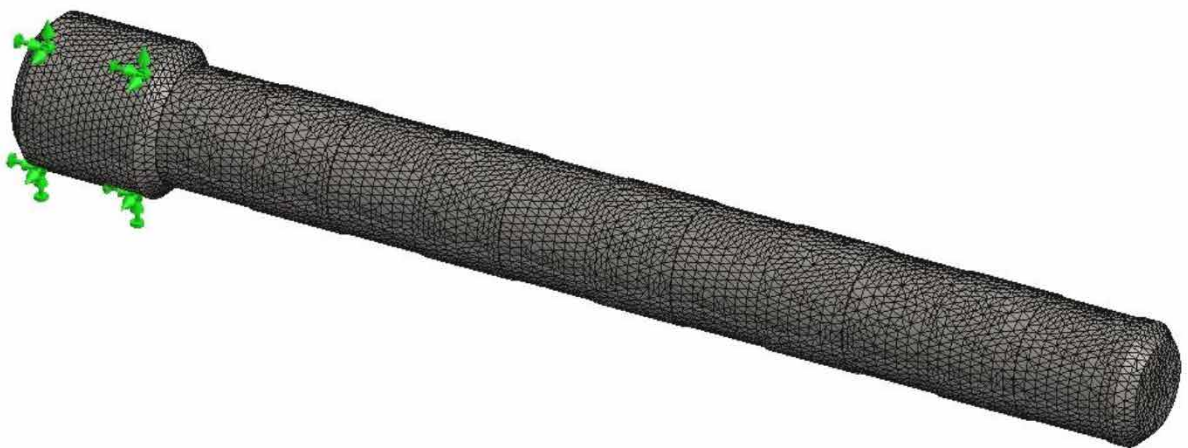


Рис.3.4.3 Сітка кінцевих елементів твердо тільної моделі ГСТХ

Після побудови сітки проведемо дослідження. Результати деформації твердотільної моделі ГСТХ наведені на рис.3.4.4.

У відповідності до рис.3.4.4. максимальної деформації зазнає дно ГСТХ. Деформація ГСТХ проходить і у відповідності до отриманих теоретичних залежностей, що підтверджує рис.3.4.4.

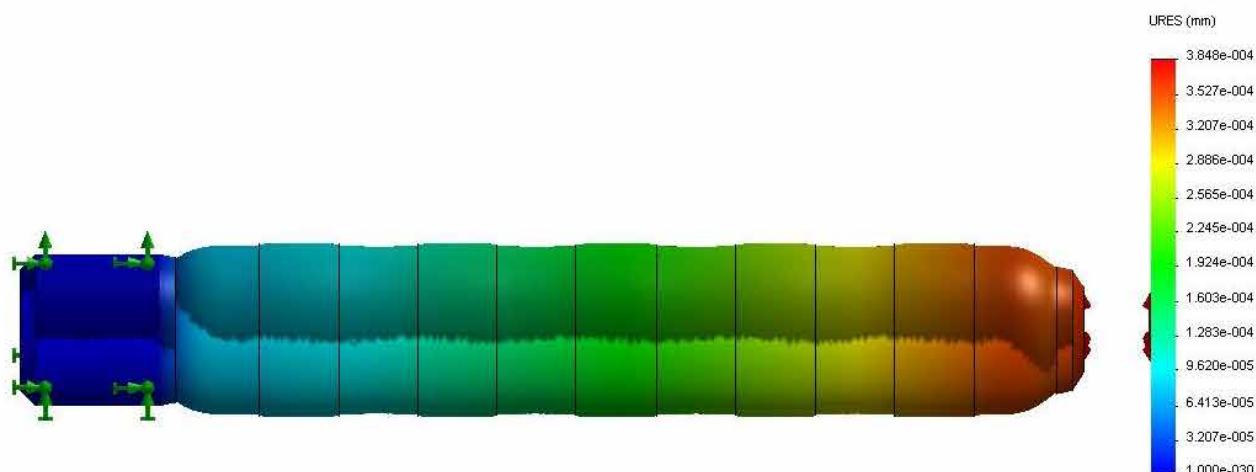


Рис.3.4.4. Деформація твердо тільної моделі ГСТХ

Результати напружень, які виникають в процесі деформації твердотільної моделі ГСТХ наведені на рис.3.4.5.

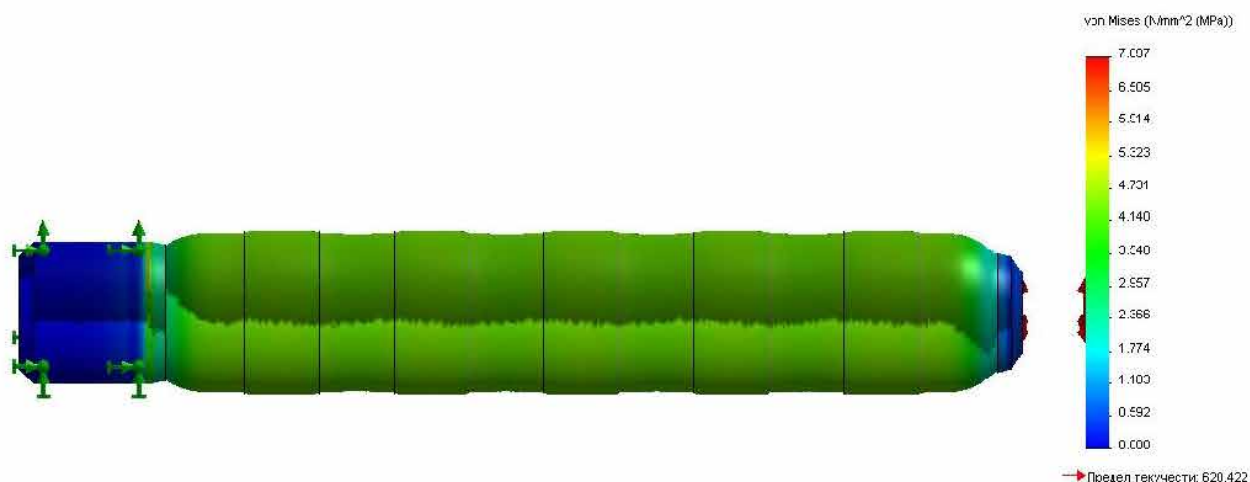


Рис. 3.4.5. Напруження твердотільної моделі в ГСТХ в процесі деформації

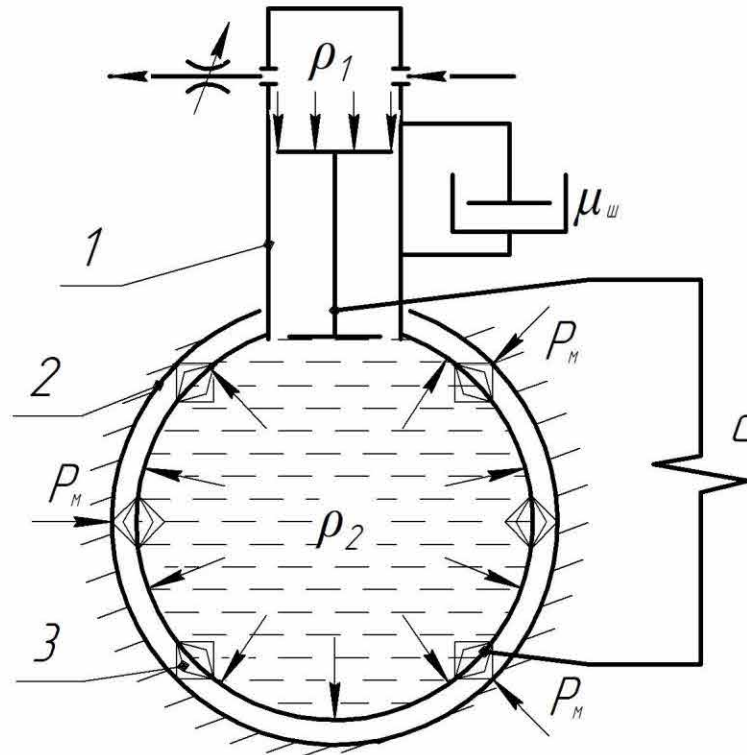
У відповідності до рис 3.4.5 напруження, які виникають в процесі деформації дна мають рівномірний характер і знаходяться в межах від 2,957 до 4.140 МПа, що відповідає умовам міцності.

Отже, можна прийти до висновку, що отримані результати дослідження твердо тільної моделі ГСТХ відповідають теоретичним дослідженням. Але слід змінити конструкцію дна ГСТХ для усунення можливості його руйнування в процесі деформації, так як воно більше всього зазнає деформації.

3.5 Статичний аналіз СРРР на базі ГСТХ

Для дослідження системи в статичці необхідно скласти рівняння рівноваги системи. Для цього необхідно визначити всі складові, які присутні СРРР.

Але перед цим побудуємо еквівалентну розрахункову схему (рис.3.5.1)



3.5.1 Еквівалентна розрахункова схема ГСТХ на базі ГСТХ

1 – гідравлічний циліндр; 2 – деталь, що оброблюється; 3 – ГСТХ;
 p_1 – тиск в без штоковій порожнині гідравлічного циліндра; p_2 – гідростатичний тиск; P_M – сила, опору матеріалу; c – пружність ГСТХ; μ_w – коефіцієнт тертя між взаємодіючими поверхнями штоку та поршня

Еквівалентна розрахункова схема СРРР на базі ГСТХ (рис. 3.5.2) повторює конструктивне виконання СРРР в спрощеному вигляді з метою виявлення всіх сил взаємодіючих в процесі функціонування. ГСТХ зображено у вигляді полого циліндричного тіла 3, яке взаємодіє з внутрішньою циліндричною поверхнею деталі 2. Верхня частина ГСТХ жорстко закріплена до гідравлічного циліндру 1. У внутрішню порожнину ГСТХ 1 входить шток гідравлічного циліндру, який утворює тиск p_2 , який буде утворений за рахунок тиску p_1 у без штоковій порожнині гідравлічного циліндру.

Сила, яка утворюється за допомогою гідростатичного тиску визначається за наступною формулою [62]:

$$P_{\Gamma} = \rho_2 \pi r^2 \quad (3.5.1)$$

де ρ_2 – гідростатичний тиск;

r – внутрішній радіус ОФНД;

P_{Γ} – сила, що створюється гідростатичним тиском.

Виразимо гідростатичний тиск ρ_2 через тиск у без штоковій порожнині гідравлічного циліндра ρ_1 .

$$P_{\Gamma} = \rho_1 \frac{U_1}{U_2} \pi r^2 \quad (3.5.2)$$

де ρ_1 – тиск в без штоковій порожнині гідравлічного циліндра;

U_1 – площа поршня;

U_2 – площа штока.

Використовуючи рівняння 3.5.2 та схему СРРР (рис. 3.5.6), складемо рівняння рівноваги в статиці.

$$\rho_1 \frac{U_1}{U_2} \pi r^2 - P_{\text{м}} = 0 \quad (3.5.3)$$

де $P_{\text{м}}$ – сили опору матеріалу.

Рівняння 3.5.3 підтверджує припущення стосовно залежності величини пружної деформації від сили опору матеріалу. Дане рівняння вказує на відсутність негативних функціональних середовищ в статиці. Також вказує на залежність геометричних особливостей СРРР на тиск, що утворюється.

Зазначимо, що рівняння рівноваги в статиці не відображає наявності, такого фактору, як пружність матеріалу та сил інерції.

3.6 Силовий портрет СРРР на базі ГСТХ

На основі статичного аналізу СРРР на базі ГСТХ розділ 3.5.1 побудуємо силовий портрет системи. Для цього всі необхідні значення занесемо до табл. 3.6

Розрахунок даних силового портрету

таблиця 3.5

ρ_1 , МПа	Δd , мкм	ρ_2 , МПа	P_r , кГс
1.5	0	6,6	52,3
1.512	4	6,66	39,01
1.518	8	6,68	40,02
1.527	12	6,72	40,92
1.536	16	6,76	41,63

За значеннями наведеними в табл. 3.6 побудуємо силовий портрет СРРР на базі ГСТХ (рис.3.6.1)

На основі отриманого силового портрету можливо припустити, що залежність між вхідною величиною СРРР на базі ГСТХ, а саме тиском в без штоковій порожнині гільзи та вихідної величиною приростом діаметру Δd буде описуватися наступним рівнянням.

$$\Delta d = \rho_1 \operatorname{tg} \frac{d\rho_1}{d\Delta d} \quad (3.6.1)$$

де ρ_1 – тиск у без штоковій порожнині гільзи;

$\frac{d\rho_1}{d\Delta d}$ – кут дотичної до кривої зміни приросту діаметру Δd від тиску у без штоковій порожнині гільзи;

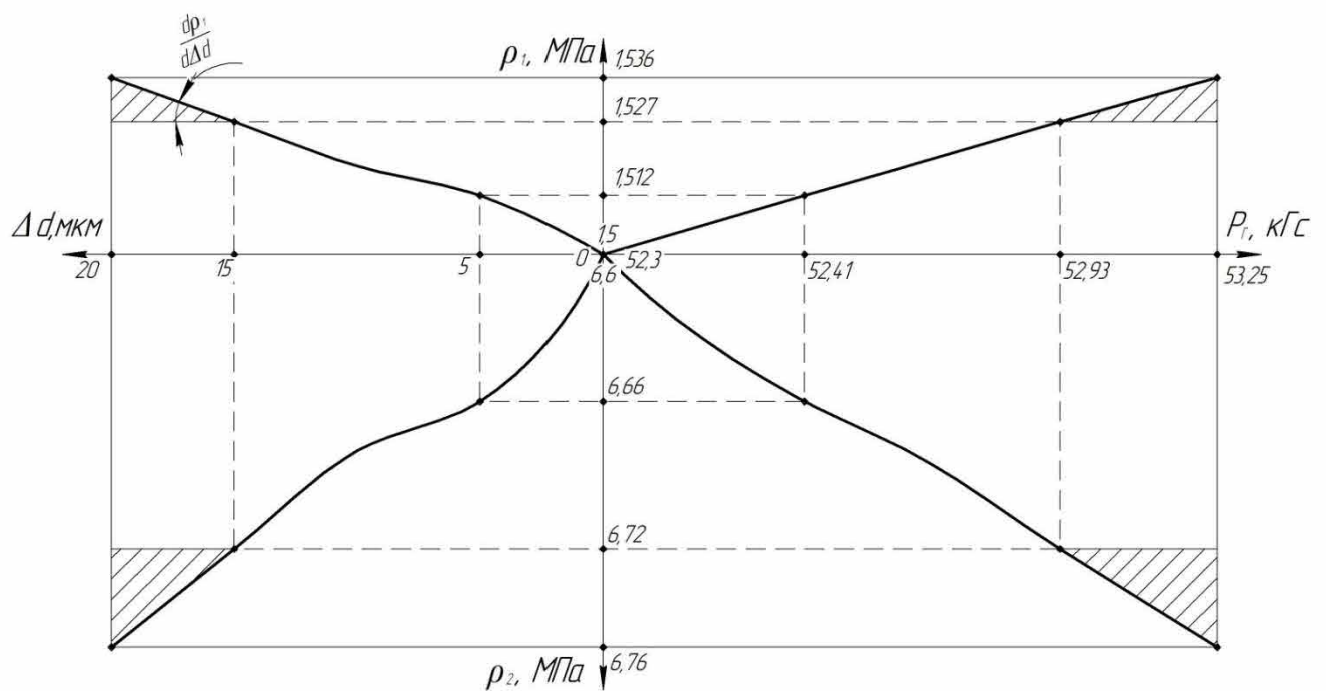


Рис. 3.6.1 Силовий портрет СРРР на базі ГСТХ

Δd – приріст діаметру; ρ_1 – тиск у без штовковій порожнині гільзи; P_Γ – сила утворена ;
 ρ_2 – тиск у внутрішній порожнині ГСТХ; $\frac{d\rho_1}{d\Delta d}$ – кут дотичної до кривої зміни приросту діаметру Δd від тиску у без штовковій порожнині гільзи;

Отримана залежність між вхідною та вихідною величинами дає можливість розробки системи адаптивного керування процесом регулювання радіального розміру на основі СРРР на базі ГСТХ.

3.7 Висновки і рекомендації

Висновки:

1. Жорсткість СРРР на базі ГСТХ забезпечується силовим замиканням в наслідок зовнішнього контакту з поверхнею, що оброблюється і наявністю внутрішнього гідростатичного тиску.
2. СРРР на базі ГСТХ мінімізовані функціональні середовища, а саме вилучено наявність статичного і кінематичного тертя.
3. Джерелом сигналів та силових дій є робоча рідина, тобто система знаходиться в однорідному функціональному середовищі.
4. В СРРР на базі ГСТХ заснована на такому функціональному середовищі, як пружність матеріалу.

Підсумовуючи вище приведене, прийдемо до висновку, що запропонована СРРР на базі ГСТХ відповідає висунутим вимогам та передбачає можливість її використання в умовах адаптації процесу з використанням автоматичної системи керування.

Рекомендації:

1. Розробити конструкторську документацію СРРР на базі ГСТХ
2. Розробити програму і методику експериментальних досліджень СРРР на базі ГСТХ.

4. Економічна частина

4.1. Загальні вихідні дані

Модернізацію вертикально-свердлильного верстата мод. 2Н135 спрямовано на розширення його технологічних можливостей з метою отримання верстатної системи для алмазного хонінгування отворів деталі «гвинт».

Для вирішення питання про економічну ефективність нової конструкції в якості бази для порівняння приймемо попередньо модернізований верстат з шарнірною підвіскою тієї ж моделі також призначений для алмазного хонінгування отворів.

Модернізація полягає у додатковому оснащенні конструкції верстата механічною передачею та удосконаленні механічної частини шпинделя, що дозволить вдвічі підвищити продуктивність обробки порівняно з базовим варіантом та знизити трудовитрати за рахунок можливості зменшення розряд виконуваної роботи.

Загальні техніко-економічні показники базового та проектного варіантів зведено до табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Загальні вихідні техніко-економічні показники базового та нового верстатів

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1.	Програма виробництва деталей	шт./рік	18000	18000
2.	Штучний час обробки деталі	хв.	3,0	1,5
3.	Площа, яку займає верстат	м ²	1,75	1,75
4.	Встановлена потужність електродвигунів верстата	кВт	4,0	4,0
6.	Категорія ремонтної складності: механічної/електричної частин	УРО	8/2	8/2
7.	Розряд роботи верстатника	розряд	4	3
8.	Оптова ціна верстата	грн.	75000	-

4.2. Визначення витрат на підготовку виробництва

4.2.1. Витрати на проектування обкатника визначаємо за формулою:

$$B_{нк} = H_{ор} \cdot T_{кон} \cdot Z_{сз}^к \cdot \left(1 + \frac{\kappa_{\partial}}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_c}{100}\right) + H_e, \quad (4.3)$$

де $H_{ор}$ – кількість найменувань оригінальних деталей, які входять до конструкції інструменту, шт.;

$T_{кон}$ – сумарна кількість годин на розробку усіх видів конструкторської документації, яка в середньому припадає на одне найменування оригінальних деталей, нормо-год.;

$Z_{сз}^к$ – середньогодинна заробітна плата конструктора, грн./год.;

κ_{∂} – додаткова заробітна плата конструктора, %;

B_c – відрахування у соціальні фонди від заробітної плати конструкторів, %;

H_e – накладні витрати, грн. (визначаються в процентах від основної заробітної плати конструктора).

$$B_{нк} = 20 \cdot 19 \cdot 98,011 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) + 20 \cdot 19 \cdot 98,011 \cdot \frac{45}{100} = 66740,25 \text{ грн.}$$

4.2.2. Витрати на технологічну підготовку виробництва інструменту:

$$B_m = H_{ор} \cdot T_{тех} \cdot Z_{сз}^м \cdot \left(1 + \frac{\kappa_{\partial}}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_c}{100}\right) + H_e, \quad (4.4)$$

де $T_{тех}$ – сумарна трудомісткість технологічних робіт, які припадають на одне найменування оригінальних деталей, нормо-год.;

$Z_{сз}^м$ – середньогодинна заробітна плата технолога, грн./год.

$$B_m = 20 \cdot 21 \cdot 96,051 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) + 20 \cdot 21 \cdot 96,051 \cdot \frac{55}{100} = 76345,05 \text{ грн.}$$

4.3. Визначення витрат на проведення модернізації

Після визначення трудомісткості модернізації розраховуємо:

а) основну заробітну плату виробничих робітників:

$$З_{\text{ор}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{т}} \cdot T_i, \quad (4.5)$$

де n – кількість i -тих видів робіт;

$C_{\text{т}}$ – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують i -й вид робіт з урахуванням умов праці, грн.

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на механічних роботах:

$$З_{\text{ор}} = 96,6 \cdot 80,318 = 7758,75 \text{ грн.}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_o = \sum_{i=1}^n З_{\text{ор}i} \cdot \frac{\Pi_{\text{рр}i}}{100}, \quad (4.6)$$

де $\Pi_{\text{рр}i}$ – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Так, витрати на утримання та експлуатацію обладнання на механічних роботах:

$$B_o = 7758,75 \cdot \frac{385}{100} = 29871,20 \text{ грн.}$$

в) цехові витрати:

$$K_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n З_{\text{ор}i} \cdot \frac{\Pi_{\text{цр}i}}{100}, \quad (4.7)$$

де $\Pi_{\text{цр}}$ – процент цехових витрат по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Для механічних робіт:

$$K_{\text{цех}} = 7758,75 \cdot \frac{232}{100} = 18000,31 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заносимо до табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Трудовітність виготовлення та окремі види витрат, які включені до собівартості модернізації верстата

Види робіт	Трудовітність робіт n-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн/год	Основна заробітна плата робітників З _{ор} , грн.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, B _о , грн.		Загальноцехові витрати K _{цех} , грн.	
					%	грн.	%	грн.
Ливарні	5,2	3	89,659	466,23	350	1631,80	242	1128,27
Ковальсько- штампувальні	6,4	3	80,963	518,16	410	1969,02	223	1155,51
Механічні	96,6	4	80,318	7758,75	385	29871,20	232	18000,31
Термічні	5,5	3	89,659	493,13	395	1947,85	282	1390,62
Слюсарсько- складальні	12,0	4	80,318	963,82	210	1734,88	242	2332,45
Інші роботи	10,3	3	72,286	744,55	220	1638,01	240	1786,92
Всього	136,0	-	-	10944,65	-	38792,77	-	25794,07

Виробничу собівартість модернізації розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{\text{вир}} = M_o + M_d + \Pi_n + T_v - B_{\text{зв}} + E_{\text{тех}} + \Pi_{\text{тех}} + \\ + Z_{\text{ор}} + Z_{\text{др}} + B_c + Z_{\text{цп}} + B_o + K_{\text{цех}} + K_{\text{зав}} + B_{\text{ін}}, \quad (4.7)$$

де M_o , M_d – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

Π_n – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги сторонніх підприємств, грн.;

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні напівфабрикати зведено до табл. 4.3.

T_v – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

$B_{зв}$ – зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн.;

$E_{тех}, P_{тех}$ – енергія та паливо на технологічні цілі, грн.;

$З_{др}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

B_c – відрахування у соціальні фонди (єдиний соціальний внесок), грн.;

$З_{шт}$ – відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати, грн.;

$K_{зав}$ – загальнозаводські витрати, грн.;

$B_{ін}$ – інші виробничі витрати, грн.

Таблиця 4.3

Склад матеріальних витрат на модернізацію верстата

№ п/п	Матеріали, покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт., кг)	Ціна, грн.	Витрати на виріб, грн.
Основні матеріали					
1.	Сталь 40Х	кг	33,2	65,00	2158,00
Покупні комплектуючі вироби					
1.	Метизи (болти)	кг	8,5	71,28	605,88

Розрахунок собівартості зводимо до табл. 4.4.

Таблиця 4.4

Виробнича собівартість модернізації верстата

№ з/п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн.
1	2	3	4	5
1.	Матеріали основні	M_o	табл. 4.3	2158,00
2.	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	86,32
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги підприємств	P_n	табл. 4.3	605,88
4.	Зворотні відходи	$-B_{зв}$	5% від M_o	107,90
5.	Транспортно-заготівельні витрати	T_b	6% від $(M_o + M_d + P_n)$	171,01

1	2	3	4	5
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	$P_{\text{тех}}, E_{\text{тех}}$	165,8% від $З_{\text{ор}}$	18146,23
7.	Всього матеріальні витрати			21275,34
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{\text{ор}}$	табл. 4.2	10944,65
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{\text{др}}$	10% від $З_{\text{ор}}$	1064,47
10.	Відрахування в фонд соціального страхування	$B_{\text{сс}}$	22% від $(З_{\text{ор}} + З_{\text{др}})$	2648,61
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення	$З_{\text{уп}}$	8,5% від $З_{\text{ор}}$	930,30
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	$B_{\text{о}}$	табл. 4.2	38792,77
13.	Цехові витрати	$K_{\text{цех}}$	табл. 4.2	25794,07
14.	Загальнозаводські витрати	$K_{\text{зав}}$	185% від $З_{\text{ор}}$	20247,60
15.	Інші виробничі витрати	$B_{\text{ін}}$	2,5% від $З_{\text{ор}}$	273,62
16.	Виробнича собівартість	$C_{\text{вир}}$	$\Sigma(7 \div 15)$	121971,40

4.4. Визначення експлуатаційних витрат (собівартості обробки)

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^m B_i, \quad (4.8)$$

де B_m – витрати на основні матеріали, грн. (не розраховуються, оскільки співпадають у базовому та проектному варіантах);

B_z – витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальні потреби основних робітників, грн.;

B_e – витрати на силову електроенергію, грн.;

$B_{\text{мд}}$ – витрати на допоміжні матеріали, грн.;

B_p – витрати на ремонт обладнання, грн.;

B_n – витрати на утримання приміщення, грн.;

B_a – витрати на амортизацію обладнання, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування:

$$B_z = C_r \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c), \quad (4.9)$$

де $T_{\text{нор}}$ – час обробки деталі, хв.;

K_d, K_c – коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальне страхування відповідно.

В базовому варіанті:

$$B_{zб} = 80,318 \cdot \frac{3,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 6,0520 \text{ грн.};$$

В проектному варіанті:

$$B_{zп} = 72,286 \cdot \frac{1,5}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 2,7234 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_e = \frac{N_v \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot \Pi_{\text{ел}}, \quad (4.10)$$

де N_v – встановлена потужність електродвигунів силового вузла, кВт;

K_o – коефіцієнт одночасної роботи моторів ($K_o=0,65\dots0,8$);

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (для свердлильних верстатів $K_N=0,5\dots0,6$);

K_d – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом ($K_d=0,3\dots0,5$);

η_c – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів ($\eta_c=0,86\dots0,9$);

η_m – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства ($\eta_m=0,92\dots0,96$);

$\Pi_{\text{ел}}$ – ціна 1 кВт-год силовій електроенергії, грн.

$$B_{\text{ел}}^{\text{баз}} = \frac{4,0 \cdot 0,7 \cdot 0,5 \cdot 0,4}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{3,0}{60} \cdot 7,50 = 0,3768 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{4,0 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,88 \cdot 0,95} \cdot \frac{1,5}{60} \cdot 7,50 = 0,1758 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{мв}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{нор}}}{60 \cdot 100} \cdot K_{\text{п}}, \quad (4.11)$$

де $M_{\text{гв}}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини всіх типів верстатів, коп.;

$R_{\text{м}}$ – категорія складності ремонту механічної частини верстата, УРО;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для серійного $K_{\text{п}} = 1,0$).

$$B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{79,5 \cdot 8,0 \cdot 3,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 0,3180 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{79,5 \cdot 8,0 \cdot 1,5}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 0,1590 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{ве}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.12)$$

де $\Gamma_{\text{вм}}, \Gamma_{\text{ве}}$ – відповідні річні витрати на всі види ремонту на 1 УРО механічної та електричної частин вузла, грн./рік;

$F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи верстата (при двозмінному режимі роботи для серійного виробництва – 3950 год.).

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{8 \cdot 880 + 2 \cdot 720}{3680} \cdot \frac{3,0}{60} = 0,1152 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{р}}^{\text{пр}} = \frac{8 \cdot 880 + 2 \cdot 720}{3680} \cdot \frac{1,5}{60} = 0,0576 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{уп}} = \frac{F_{\text{о}} \cdot K_{\text{д}} \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.13)$$

де $F_{\text{о}}$ – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м²;

K_d – коефіцієнт, який враховує додаткову площу (на проходи, проїзди, побутові та службові приміщення);

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1 м^2 виробничого приміщення, грн/м².

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{1,75 \cdot 4,0 \cdot 3,0}{3680 \cdot 60} \cdot 780 = 0,0741 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{уп}}^{\text{пр}} = \frac{1,75 \cdot 4,0 \cdot 1,5}{3680 \cdot 60} \cdot 780 = 0,0371 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$B_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.14)$$

де H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал}}$ – балансова вартість верстата, грн.

Балансову вартість базового верстата знайдемо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = C_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}), \quad (4.15)$$

де $C_{\text{опт}}$ – оптова ціна верстата з ПДВ, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\text{ф}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06) та влаштування фундаменту (0,02...0,08).

Таким чином, балансова вартість базового верстата:

$$\Phi_{\text{бал.б}} = 75000 \cdot (1 + 0,08 + 0,06 + 0,05) = 89250 \text{ грн.},$$

Балансову вартість модернізованого верстата визначаємо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал.пр}} = \Phi_{\text{бал.б}} - \sum_1^m B_{\text{ан}} + C_{\text{вир.мод}}, \quad (4.16)$$

m – кількість анульованих у процесі модернізації деталей та вузлів;

$B_{\text{ан}}$ – собівартість анульованих деталей ($B_{\text{ан}} = 0$ грн.);

$C_{\text{вир.мод}}$ – виробнича собівартість модернізації, грн.

$$\Phi_{\text{бал.пр}} = 89250 - 0 + 121972 = 211222 \text{ грн.}$$

$$B_a^{\text{б}} = \frac{89250 \cdot 20 \cdot 3,0}{3680 \cdot 60 \cdot 100} = 0,2425 \text{ грн.},$$

$$B_a^{np} = \frac{211222 \cdot 20 \cdot 1,5}{3680 \cdot 60 \cdot 100} = 0,2870 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 4.5.

Таблиця 4.5

Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне познач.	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Заробітна плата основна, додаткова з відрахуваннями у соціальні фонди	B_z	6,0520	2,7234
2.	Силова електроенергія	$B_{ел}$	0,3768	0,1758
3.	Допоміжні матеріали	$B_{ом}$	0,3180	0,1590
4.	Ремонт обладнання	B_p	0,1152	0,0576
5.	Утримання приміщення	B_{yn}	0,0741	0,0371
6.	Амортизація обладнання	B_a	0,2425	0,2870
Загальна сума		B_e	7,1786	3,4399

4.5. Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект від проведеної модернізації розрахуємо за формулою:

$$E_p = (B_e^{баз} - B_e^{np}) \cdot N_d - E_n \cdot K_d, \quad (4.17)$$

де N_d – річна програма випуску деталі на модернізованому верстаті, шт.;

K_d – додаткові капітальні витрати, грн.

$$K_d = B_{нк} + B_m + \Phi_{бал.пр} \cdot Q_{пр} - \Phi_{бал.б} \cdot Q_b, \quad (4.18)$$

де $B_{нк}, B_m$ – відповідно вартість конструкторської та технологічної підготовки модернізації, грн.

$\Phi_{бал.пр}, \Phi_{бал.б}$ – відповідно балансова вартість верстатів у проектному та базовому варіантах, грн.;

$Q_{пр}, Q_b$ – потреба у верстатах відповідно в проектному і базовому варіантах.

Потребу в обладнанні визначаємо за формулою:

$$Q_p = \frac{N_o \cdot T_{\text{нор}}}{F_{\text{орм}} \cdot 60 \cdot K_e}, \quad (4.19)$$

де K_e – коефіцієнт виконання норм (за даними підприємства).

Так потреба в проектному варіанті:

$$Q_{p.пр} = \frac{18000 \cdot 1,5}{3680 \cdot 60 \cdot 1,01} = 0,12;$$

$$K_d = 66740,25 + 76345,05 + 211222 \cdot 1 - 89250 \cdot 1 = 265057 \text{ грн.}$$

$$E_p = (7,1786 - 3,4399) \cdot 18000 - 0,16 \cdot 256152 = 24900 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень:

$$T_{ок} = \frac{K_o}{(B_e^{\text{баз}} - B_e^{\text{пр}}) \cdot N_d} = \frac{265057}{(7,1786 - 3,4399) \cdot 18000} = 3,9 \text{ років}, \quad (4.20)$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 4.6).

Таблиця 4.6

Підсумкові техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№ п/п	Показники	Оди- ниця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,-)
1.	Потреба у верстатах	шт./рік	1	1	–
2.	Програма виробництва деталей	шт./рік	18000	18000	–
3.	Штучний час обробки деталі	хв.	3,0	1,5	–50,0
4.	Оптова ціна верстата	грн.	75000	–	–
5.	Виробнича собівартість модернізації	грн.	–	121972	–
7.	Балансова вартість верстата	грн.	89250	211222	+136,7
8.	Собівартість одиниці обробки	грн.	7,179	3,440	–52,1
9.	Додаткові капітальні витрати у тому числі на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн. грн.	– –	265057 143085	– –
10.	Строк окупності додаткових капітальних витрат	років	–	3,9	–
11.	Річний економічний ефект	грн.	–	24900	–

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В магістерській роботі на тему: «Розробка гнучкої технології механічної обробки деталі рейка-поршень з дослідженням процесу хонінгування отворів» виконаний аналіз діючого на базовому підприємстві технологічного процесу, на основі чого запропоновані зміни.

В розробленому технологічному процесі механічної обробки деталі рейка-поршень УЯИШ 716652.70 в одну 010 токарну з ЧПУ операцію, яка виконується на токарному обробному з ЧПУ центрі моделі PUMA 2100MS ф. Doosan об'єднані такі операції: 010, 015 та 025 токарні, 020 та 040 свердлильні, 030 круглошліфувальну, 035 плоскошліфувальну, 045 токарну з ЧПУ. Обробка деталі на 010 токарній з ЧПУ операції виконується із перестановленням деталі в контршпіндель. Шліфувальну обробку зовнішньої циліндричної поверхні та торця, що виконується на 030 та 035 операціях, замінено на тонке точіння на 010 токарній з ЧПУ операції механічної обробки.

У відповідності до розробленого технологічного процесу були розроблені структура та зміст операцій, вибране устаткування, визначені режими різання і норми часу.

З урахуванням запропонованих змін в магістерській роботі розраховано та розроблено конструкції затискного пристрою, контрольного пристрою, різального інструменту.

Досліджувався метод хонінгування отворів.

Всі прийняті технічні рішення підтверджено економічними розрахунками.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бакуль В.Н. Алмазное хонингование. / В.Н. Бакуль, А.А Сагарда., И.Х Чеповецкий – Киев: Техника, 1966. – 37с.
2. .Медведев В.В. Отделочное хонингование / В.В. Медведев. – К.: Техніка, 1973. – 56 с.
3. Криворучко Д.В. Обработка сквозных глубоких отверстий - 8 квалитетов точности: проблемы и решения / Криворучко Д.В., Кожемякин С.В.// Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. – Кіровоград: Випуск 13, 2003
4. Медведев В.В. Отделочное хонингование. / В.В. Медведев. – К. : Техника, 1973. – 56 с.
5. Патент на винахід UA 101565 C2, Україна, МПК МПК B23 D 77/00, B24B 33/00. Інструмент для алмазної або абразивної обробки отворів / Підгаєцький М.М., Щербина К.К. – Опубл. 10.04.2013. Бюл. №7.
6. Патент на винахід UA 101595 C2, Україна, МПК B23 D 77/00, B24B 33/00. Спосіб регулювання радіального розміру при обробці отворів та інструмент для його здійснення / Підгаєцький М.М., Щербина К.К. – Опубл. 10.04.2013. Бюл. №7.
7. Патент на корисну модель UA 76431 U МПК 2013.01 B24B 33/00 Спосіб адаптивного керування процесом хонінгування / Підгаєцький М.М., Щербина К.К. – Опубл. 10.01.2013 Бюл. №1.
8. Підгаєцький М.М. Адаптивне керування системами регулювання радіального розміру алмазно-абразивного інструменту // М.М.Підгаєцький, М.І. Черновол, К.К. Щербина // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин/ Вип. 42 ч. I. – Кіровоград: КНТУ, 2012.
9. Підгаєцький М.М. Аналіз впливу попередньої макронерівності в процесі хонінгування прецензійних отворів // М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник / Конструювання,

виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин/ Вип. 26. – Кіровоград: КНТУ, 2013.

10. Підгаєцький М.М. Гідростатичний хон для обробки отворів малих діаметрів // М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Збірник наукових праць./ Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012 - №53 с3-10.

11. Підгаєцький М.М. Динамічний аналіз традиційних систем регулювання радіального розміру в процесі хонінгування отворів // М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. – Хмельницький.: ХНУ 2014 - №3 (213) с.134-138

12. Підгаєцький М.М. Лінеаризація статичної характеристики дроселюючого гідророзподільна СРРР // М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина, // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузева машинобудування, автоматизація. / Вип. 27 – Кіровоград: КНТУ, 2014.

13. Підгаєцький М.М. Особливості регулювання радіального розміру відділових різальних інструментів з допомогою оболонкової форми під дією гідростатичного тиску/ М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузева машинобудування, автоматизація. / Вип. 24 Ч.2 – Кіровоград: КНТУ, 2011. – с. 136-140.

14. Підгаєцький М.М. Продукційний хонінгувальний верстат з адаптивно-програмним керуванням/ М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина, О.В. Лобода // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузева машинобудування, автоматизація. / Вип. 25 – Кіровоград: КНТУ, 2012.

15. Підгаєцький М.М. Утворення складної траєкторії руху зерна при хонінгуванні отворів // М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина // Вісник Чернігівського державного технологічного університету «Технічні науки», №3 (59), 2012 р.

16. Підгаєцький М.М. Хонінгування отворів великих діаметрів // М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина, Л.В. Копосова // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузева машинобудування, автоматизація. / Вип. 25 – Кіровоград: КНТУ, 2012.
17. Підгаєцький М.М. Дослідження повздовжньої сталості пружно-гвинтового хону / М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина // Вісник Національного технічного університету «ХП». Серія: Технології машинобудування. – Харків: НТУ «ХП», 2018. – №6 (1282). – С.8-12.
18. М.М. Підгаєцький, К.К. Щербина, В.А. Мажара, Т.В. Дяченко Динамічний аналіз традиційної кінцевої ланки хонінгувальної головки Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький ЦНТУ, 2019. – Вип.49. – С.194-200.
19. Подураев В.Н. Алмазное вибрационное хонингование отверстий в стальных закаленных деталях. / В.Н. Подураев, А.А. Суворов, В.И. Карпов // Сборник Синтетические алмазы в промышленности. Киев: Наукова думка, 1974, с.167-172.
20. Сагарда А.А. Алмазно-абразивная обработка деталей машин. / А.А. Сагарда, И.Х. Чеповецкий, Л.Л. Мишнаевский. – К.: Техника, 1974. – 180 с.
21. Чеповецкий И.Х. Алмазное хонингование термообработанных сталей / И.Х. Чеповецкий, И.Д. Кизиков, Ю.Э. Рыжов – Киев : Наука, 1988.
22. Чеповецкий И.Х. Механика контактного взаимодействия при алмазной обработке. / И.Х. Чеповецкий. – Киев: Наукова думка, 1978. – 228 с.
23. K. Scherbyna Mechanics of contact interaction of elastic helical hone and machining surface / K. Scherbyna // Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки. – Хмельницький: ХНУ, 2019. – №4 (275). – С.15-21.
24. К.К. Щербина, А.І. Гречка В.А. Мажара, Т.В. Дяченко Kinematics of cutting process while honing holes with a hone with variable geometry of sticks.

Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький ЦНТУ, 2020. – Вип.50. – С.194-200.

25. К.К. Щербина, М.М. Підгаєцький, В.А. Мажара, А.І. Гречка, Т.В. Дяченко Експериментальне дослідження деформації пружно-гвинтового хона. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки - Кропивницький ЦНТУ. 2022. Вип. 5(36), ч. II. – С.31-38

26. Fritz Klocke Manufacturing processes. Grinding honing, lapping/ RWTH AACHEN University/ RWTH edition/ Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009.

27. G.Flores. Honen von hochgenauenen Steuerbohrungen mit ultraharten Schleifmitteln. IDR 18 (1984) Nr.2.

28. Haasis G. Honen mit Diamant-und CBN-Werkzeugen. VDI-Z. 120 (1978) 24, S.96-103.

29. Haasis G. Möglichkeiten der Optimierung beim Honen. Werkst. u. Betr. 108 (1975) 2, S. 95-107/

30. Haasis G. Neue technologische Gesichtspunkte beim Langhubhonen von Bohrungeg. Techn. Mitt. HdT. 71 (1978) 5, S. 253-262.

31. <http://www.sunnen.com/ProductDetails.aspx?ProductID=69&NavID=02>

32. Klink U., Floves G. Honen (Jahresübersicht). VDI 121 (1979) 10, S. 543-554.

33. Mit Honen die Umwelt schonen. Produktion. 2007, №37, s32.

34. Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 40 с.

35. Організація виробництва на промислових підприємствах: Навч. посібник / за ред. Ю.А. Єгупова. - Одеса: Автограф, 2004. - 436 с.

36. Справочник технолога-машиностроителя. Т. 1. под редакцией А. Г. Косиловой, В. К. Мещерякова - М.: Машиностроение, 1982.

37. Справочник технолога-машиностроителя. Т. 2. под редакцией А. Г. Косиловой, В. К. Мещерякова - М.: Машиностроение, 1982.

38. Станочные приспособления: Справочник. В 2-х т. / Ред. совет: Б.Н. Вардашкин (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1984. – Т. 1/ Под ред. Б.Н. Вардашкина, А.А. Шатилова, 1984. 592 с.
39. Халафян А. А. STATISTICA 6. Статистический анализ данных. 3-е изд. Учебник – М.: ООО «Бином-Пресс», 2007 г. – 512 с.: ил.
40. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
41. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2. / Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.