

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка  
до магістерської кваліфікаційної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Малогабаритний гідроімпульсний вібратор – гідроциліндр на базі  
кільцевих пружин»

08-27.МКР.01.000.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,  
групи 1ГМ-21м

спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Данило БРУСЛІК

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., професор

Роман ОБЕРТЮХ

(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент

Олександр ГАЛУЩАК

(прізвище та ініціали)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Поліщук Л.К.

« » \_\_\_\_\_ 2022р.

Вінниця ВНТУ – 2022 року

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
Факультет \_\_ машинобудування та транспорту \_\_\_\_\_  
Кафедра \_\_ галузевого машинобудування \_\_\_\_\_  
Рівень вищої освіти II-й (магістерський) \_\_\_\_\_  
Галузь знань – \_13 Механічна інженерія \_\_\_\_\_  
Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування \_\_\_\_\_  
Освітньо–професійна програма – Галузеве машинобудування \_\_\_\_\_

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри ГМ  
Леонід ПОЛІЩУК  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 \_\_ року

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**  
**Данилу БРУСЛІКУ**

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: **«Малогабаритний гідроімпульсний вібратор – гідроциліндр на базі кільцевих пружин».**  
Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к. т. н., проф. Роман ОБЕРТЮХ, затверджені наказом №23 від «14»\_вересня 2022 р.
2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12. 2022 р.
3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) номінальний тиск «відкриття» генератора імпульсів тиску (ГІТ) вібратора – 10 МПа; 2) тип гідронасоса гідронасосної станції живлення вібратора – гідронасос типу НШ; 3) орієнтовний діапазон регулювання: амплітуди плунжера виконавчого гідроциліндра ГІП –  $(0,5...2) \cdot 10^{-3}$  м; частоти проходження імпульсів тиску 10...100 Гц; 4) орієнтовне внутрішнє передатне відношення ГІТ вібратора  $u_{21} = 0,25...0,35$ .
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):  
1) вступ; 2) аналіз конструктивних схем вібраторів з різними типами приводів, що використовуються для реалізації різноманітних вібраційних технологій; 3) розроблення конструктивної схеми та конструкції малогабаритного вібратора на базі кільцевих пружин з клапанним ГІТ; 4) розроблення динамічної та математичної моделей малогабаритного вібратора – гідроциліндра на базі кільцевих пружин; 5) створення методика проектного розрахунку малогабаритного вібратора – гідроциліндра на базі кільцевих пружин з клапанним ГІТ; 6) економічне оцінювання доцільності розробки; 7) аналіз умов праці під час використання вібратора та розроблення заходів безпеки життєдіяльності.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):  
1) принципові та конструктивні схеми відомих вібраційних приводів (пл. ф.А1); 2) огляд відомих конструкцій генераторів імпульсів тиску (пл. ф. А1); 3) конструктивна схема вібратора та орієнтовна циклограма його робочого циклу (пл. ф.А1); 4) динамічні моделі прямого та зворотного ходів виконавчих ланок (ланок ГІТ) вібратора (пл. ф.А1); 5) спрощені динамічні моделі прямого та зворотного ходів виконавчих ланок (ланок ГІТ) вібратора (пл. ф.А1); 6) математична модель виконавчих ланок (ланок ГІТ) вібратора (пл. ф.А1); 7) гідрокінематична схема стенду для дослідження дослідного зразка розробленого вібратора (пл. ф.А1); 8) методика проектного розрахунку(ф.А1).

## 6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	к. т. н., проф. Роман ОБЕРТЮХ		
Економічний	к. т. н., доц. Ольга РАТУШНЯК.		
Охорона праці	д. п. н., проф. Софія ДЕМБЦЬКА		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	к. т. н., доц. Олександр ПОЛЩУК		

7. Дата видачі завдання 15.09.2022 року.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Вступ	01.10.2022 р.	
2	Аналіз схем та конструкції відомих вібраторів з різними типами приводів, що використовуються для реалізації різноманітних вібраційних технологій	15.10.2022 р.	
4	Розроблення конструктивної схеми та конструкції малогабаритного вібратора на базі кільцевих пружин з клапанним ГІТ	2.11.2021 р.	
5	Розроблення динамічної та математичної моделей малогабаритного вібратора – гідроциліндра на базі кільцевих пружин	9.11.2022 р.	
6	Створення методика проєктного розрахунку малогабаритного вібратора – гідроциліндра на базі кільцевих пружин з клапанним ГІ	15.11.2022 р.	
7	Розроблення методики експериментального дослідження дослідного зразка пристрою	19.11.2022 р.	
8	Економічне оцінювання доцільності розробки	22.11.2022 р.	
9	Розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності	24.11.2022 р.	
10	Аналіз умов праці під час використання вібратора та розроблення заходів безпеки життєдіяльності, зокрема заходів віброзахисту під час роботи вібратора	26.11.2022 р.	
11	Розроблення складального креслення ГІТ	1.12.2022 р.	
12	Розроблення гідрокінематичної схеми стенду для дослідження дослідного зразка розробленого вібратора	3.12.2022 р.	
13	Підготовка ілюстративної частини МКР	7.12.2022 р.	
14	Попередній захист на кафедрі	9.12.2022 р.	

Студент \_\_\_\_\_ Данило БРУСЛІК  
( підпис ) ( ім'я та прізвище )

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_ Роман ОБЕРТЮХ  
( підпис ) ( ім'я та прізвище )

## АНОТАЦІЯ

УДК 621.979.3+62-822+62-553

Бруслік Д.С. Малогабаритний гідроімпульсний вібратор – гідроциліндр на базі кільцевих пружин. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма – галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2021. 136 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 55 назв; рис.: 21; табл. 11.

На основі детального аналізу принципів і конструктивних схем відомих вібраторів з різними типами приводів, механічним, електричним, пневматичним і гідравлічним та схемного пошуку, створено нову конструкцію малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ГІВ – ГЦ), в якій силова (гідроциліндр) та пружна ланки суміщені в одній конструкції на базі кільцевих пружин (КП), а геометричні елементи виконавчої ланки (плунжера) вібратора використані для організації першого ступеня герметизації параметричного однокаскадного клапанного генератора імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної пропускної здатності. Другий ступінь герметизації ГІТ організовано спеціальною деталлю – втулкою – клапаном, розташованою на плунжері ГІВ – ГЦ, який разом із запірним елементом першого ступеня герметизації ГІТ взаємодіє з спільним плаваючим сідлом, навантаженим короткою КП, що дозволяє зменшити рівень шуму під час роботи вібратора.

Для створення науково обґрунтованої методики проектного розрахунку нової конструкції ГІВ – ГЦ, розроблено його динамічну модель, на основі якої та обґрунтованих припущень побудовано та проаналізовано математичну модель вібратора. Розроблена методики проектного розрахунку ГІВ – ГЦ дозволяє за відносно простими формулами визначити всі енергетичні, силові та геометричні параметри вібратора та геометричні розміри КП.

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

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

Ключові слова: амплітуда; витрата; вібратор; генератор імпульсів тиску; енергоносій; гідравлічна ланка; гідроциліндр; кільцева пружина; подача; частота.

## ABSTRACT

Bruslik D.S. A small hydraulic pulse vibrator is a hydraulic cylinder based on ring springs.. Master's qualification work in the specialty 133 - branch mechanical engineering, educational program - branch mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2022. 136 p.

In Ukrainian language. Bibliogr .: 55 titles; fig .: 21; table 11.

On the basis of a detailed analysis of the principle and design schemes of known vibrators with various types of drives, mechanical, electrical, pneumatic and hydraulic, and schematic search, a new design of a small-sized hydroimpulse vibrator - hydraulic cylinder (HIV - HC) was created, in which the power (hydraulic cylinder) and elastic links are combined in one structure based on ring springs (RS), and the geometric elements of the executive link (plunger) of the vibrator are used to organize the first stage of sealing of the parametric single-cascade valve generator of pressure pulses (PPG) of increased throughput. The second degree of HIT sealing is organized by a special part - a sleeve - a valve located on the HIV - HC plunger, which, together with the closing element of the first degree of PPG sealing, interacts with a common floating saddle loaded with a short KP, which allows to reduce the noise level under vibrator operating time.

In order to create a scientifically based methodology for the project calculation of the new construction of the HIV - HC, its dynamic model was developed, based on which and justified assumptions, a mathematical model of the vibrator was built and analyzed. The developed methodology for the project calculation of HIV - HC allows to determine all the energy, power and geometric parameters of the vibrator and the geometric dimensions of the RS using relatively simple formulas.

The calculation of the cost estimate for the implementation of the prototype of the HIV - HC and its introduction into production was carried out. The expected

economic effect from the introduction of the vibrator and the period of payback of the costs were estimated.

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

Keywords: amplitude; cost; vibrator; pressure pulse generator; energy carrier; hydraulic link; hydraulic cylinder; ring spring; innings; frequency.

## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ

ABSTRACT

ВСТУП .....	5
1 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОЗРОБКИ.....	9
1.1 Проведення наукового аудиту науково-дослідної роботи .....	9
1.2 Оцінювання комерційного потенціалу розробки .....	11
1.3 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи .....	18
1.4 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки.	25
1.5 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	27
2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ .....	30
2.1 Огляд найбільш поширених конструкцій вібраційних приводів .....	30
2.2 Огляд стану питання по патентно-інформаційних системах .....	47
2.3 Аналіз відомих технічних рішень конструкції гідроциліндрів .....	31
2.4 Огляд стану питання по патентно-інформаційних системах.....	39
3 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА – ГІДРОЦИЛІНДРА (ГІВ – ГЦ) НА БАЗІ КІЛЬЦЕВИХ ПРУЖИН (КП) З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ (ГІТ).....	57
3.1 Конструктивна схема гідроімпульсного малогабаритного вібратора	57
3.2 Динамічна модель ГІ ГІВ – ГЦ .....	69
3.3 Математична модель ГІВ – ГЦ на базі КП з вбудованим ГІТ клапанного типу .....	78
3.4 Висновки.....	87
4 МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА – ГІДРОЦИЛІНДРА (ГВ – ГЦ) НА БАЗІ КІЛЬЦЕВИХ ПРУЖИН (КП).....	89
4.1 Початкові (вхідні) дані.....	89
4.2 Розроблення методики проєктного розрахунку .....	91



4.3 Висновки.....	109
5 ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ МАЛОГАБАРИТНОГО ВІБРАТОРА- ГІДРОЦИЛІНДРА.....	111
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ...	113
6.1 Технічні рішення з безпечного виконання робіт.....	113
6.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	116
ВИСНОВКИ.....	124
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	127
Додаток А – Технічне завдання.....	134
Додаток Б – Ілюстративна частина.....	139

## ВСТУП

**Актуальність теми.** В різних галузях промисловості та народного господарства широко використовуються вібраційні технології, наприклад, для вібропресування виробів з порошків, розкочування кілець підшипників, виготовлення ливарних форм і залізобетонних конструкцій тощо. Ці технології здійснюються за допомогою різноманітних технологічних машин і пристроїв з різними типами вібраційних приводів (механічним, пневматичним, гідравлічним, гідроімпульсним, електромагнітним, комбінованим тощо) [1 – 12]. Аналіз технологічних можливостей цих приводів показує, що порівняно з іншими приводами суттєві переваги має гідроімпульсний привод (ГІП) [2, 4 – 12], який дозволяє забезпечити високі робочі зусилля (до 320 кН та більше) і широкий діапазон регулювання параметрів вібрації (частоти – 1...100 Гц, амплітуди –  $(0,1...10)10^{-3}$  м) на виконавчій ланці вібраційних (ВМ) і віброударних (ВУМ) технологічних машин. ГІП відносно простий і надійний в експлуатації. Керування режимом роботи вібраційної машини з ГІП реалізується за допомогою генератора імпульсів тиску (ГІТ) параметричного типу, який є основною складовою ланкою цього приводу [3]. Ідея ГІП та параметричного ГІТ запропоновані Ігорем МАТВЄЄВИМ [2], який створив наукову школу ГІП ВНТУ. ГІП відносно новий тип приводу, який інтенсивно розвивається, здебільшого працями науковців школи ГІП [2, 5 – 12].

Новим напрямом розвитку ГІП є створення параметричних однокаскадних ГІТ на базі суміщення їх запірних ланок (елементів) з пружними елементами високої жорсткості типу прорізних (ПП) і кільцевих (КП) пружин [13] і розроблення на основі таких ГІТ малогабаритних гідроімпульсних вібраторів – гідроциліндрів (ГІВ – ГЦ), в яких ГІТ та гідродвигун (гідроциліндр) суміщені в одній конструкції. В цих ГІВ – ГЦ, з метою підвищення пропускну здатності параметричних однокаскадних ГІТ, використовують короткі ПП (чи КП), жорсткість яких визначається на межі допустимих напружень в еле-

ментах пружин, що виникають в поперечних перерізах ПП (чи КП) за максимально можливих їх навантажень, а зменшення ходу запірних елементів ГТ, суміщених з силовою ланкою ГВ – ГЦ, за рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття  $h_d$ ) на обох ступенях герметизації ГТ (зміни площі запірних елементів [ ]) шляхом застосування фасочної (клапанної) герметизації цих ступенів, дозволяють побудувати ГВ – ГЦ з широким діапазоном регулювання амплітуди та частоти вібрацій. ГВГЦ можуть використовуватись як основна частина ГП ВМ і ВУМ, в якому в одній конструкції поєднані функції ГТ та гідродвигуна (гідроциліндра), та як самостійні гідроапарати.

**Мета і задачі дослідження.** Мета магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) – розроблення малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра, в якому силова (гідроциліндр) та пружна ланки суміщена в одній конструкції на базі кільцевих пружин (КП), а геометричні елементи виконавчої ланки (плунжера) вібратора використані для організації першого ступеня герметизації параметричного однокаскадного клапанного генератора імпульсів тиску (ГТ) підвищеної пропускної здатності. Другий ступінь герметизації ГТ організовано спеціальною деталлю – втулкою – клапаном, розташованою на плунжері ГВ – ГЦ, який разом із запірним елементом першого ступеня герметизації ГТ взаємодіє з спільним плаваючим сідлом, навантаженим короткою КП.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв’язати такі задачі:

- виконати аналіз відомих технічних рішень і схем вібраторів, що використовуються у приводах ВМ і ВУМ;
- на основі зробленого аналізу розробити конструкцію малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГТ на базі КП;
- розробити динамічну модель малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГТ на базі КП;

– на основі створеної динамічної моделі малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГТТ на базі КП розробити його математичну модель, в якій гідравлічна ланка гідросистеми живлення енергоносієм (робочою рідиною) вібратора представлена у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта;

– ґрунтуючись на аналізі математичної моделі вібратора та орієнтовній циклограмі його робочого циклу, розробити методика проекту розрахунку вібратора;

– розробити принципову схему стенда для експериментального дослідження малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГТТ на базі ПП, з метою перевірки коректності його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень;

– виконати економічний аналіз розробленого вібратора з орієнтовним визначенням кошторису витрат на виготовлення дослідного зразка вібратора та впровадження його у виробництво, а також визначити термін окупності цих витрат;

– розробити заходи охорони праці та безпеки життєдіяльності під час експлуатації малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГТТ та ВМ і ВУМ на його основі.

**Об’єкт дослідження** – динамічні процеси в малогабаритному гідроімпульсному вібраторі.

**Предмет дослідження** – малогабаритний гідроімпульсний вібратор з клапанним ГТТ на базі КП.

**Методи дослідження.** Дослідження динамічних процесів у малогабаритному гідроімпульсному вібраторі з клапанним ГТТ на базі КП методами побудови динамічної і математичної моделей з наступним їх дослідженням та аналізом за допомогою прикладних комп’ютерних програм, наприклад, Matlab 6.5.

### **Наукова новизна одержаних результатів.**

Розроблено та проаналізовано динамічну і математичну моделі малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГПТ на базі КП, гідравлічна ланка гідросистеми живлення якого енергоносієм представлена у вигляді в'язко-пружної моделі як тіло Кельвіна – Фойгта, що дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси у вібраторі.

Запропонована та обґрунтована залежність для розрахунку такого зазору між зовнішньою поверхнею зовнішніх кілець основної КП та напрямною поверхнею розташування цієї КП, що виключає заклинювання зовнішніх кілець основної КП під час їх радіальної деформації в процесі робочого циклу вібратора.

**Практичне значення одержаних результатів.** Розроблено методичку проєктного розрахунку вібратора, яка дозволяє за відносно простими залежностями (формулами) визначити всі його основні геометричні, енергетичні та силові параметри, включаючи геометричні розміри КП. Розроблено конструкцію малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГПТ.

Розроблено принципову схему стенда для експериментального дослідження дослідного зразка вібратора та методичку проведення цих досліджень, вибрано найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень.

**Особистий внесок здобувача.** Розроблено конструкцію вібратора, динамічну та математичну його моделі, які адекватно описують роботу вібратора, створена методика інженерного проєктного розрахунку, розроблена структура експериментального стенду для дослідження пристрою та визначені напрямки експериментального дослідження.

**Апробація результатів дослідження.** Апробація результатів дослідження і дослідно-конструкторських розробок пристрою доповідалась на НТК ВНТУ.

**Публікації.** Подано заявку на отримання патенту на корисну модель:

# 1 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОЗРОБКИ

## 1.1. Проведення наукового аудиту науково-дослідної роботи

Науковий ефект НДР можна охарактеризувати двома показниками: ступенем наукової новизни та рівнем теоретичного опрацювання.

Значення показників ступеня новизни науково-дослідної роботи в балах конкретно для нашого випадку наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Показники ступеня новизни науково-дослідної роботи [49]

Ступінь новизни	Характеристика ступеня новизни	Значення показника ступеня новизни, бали
Принципово нова	Робота якісно нова за постановкою задачі і ґрунтується на застосуванні оригінальних методів дослідження. Результати дослідження відкривають новий напрям в цій галузі науки і техніки. Отримано принципово нові факти, закономірності; розроблено нову теорію. Створено принципово новий пристрій, спосіб, метод	60...100
Нова	Отримано нову інформацію, яка суттєво зменшує невизначеність наявних значень (по-новому або вперше пояснено відомі факти, закономірності, впроваджено нові поняття, розкрито структуру змісту). Проведено суттєве вдосконалення, доповнення і уточнення раніше досягнутих результатів	40...60
Відносно нова	Робота має елементи новизни в постановці задачі і методах дослідження. Результати дослідження систематизують і узагальнюють наявну інформацію, визначають шляхи подальших досліджень; вперше знайдено зв'язок (або знайдено новий зв'язок) між явищами. В принципі, відомі положення поширено на велику кількість об'єктів, в результаті чого знайдено ефективне рішення. Розроблено більш прості способи для досяг-	10...40

	нення відомих результатів. Проведено часткову раціональну модифікацію (з ознаками новизни)	
Традиційна	Робота виконана за традиційною методикою. Результати дослідження мають інформаційний характер. Підтверджено або поставлено під сумнів відомі факти та твердження, які потребують перевірки. Знайдено новий варіант рішення, який не дає суттєвих переваг порівняно з існуючим	2...10
Не нова	Отримано результат, який раніше зафіксований в інформаційному полі та не був відомий авторам	1...2

За даними таблиці 1.1. ступінь новизни науково-дослідної роботи складає  $k_{нов} = 50$  балів.

Значення показників рівня теоретичного опрацювання науково-дослідної роботи в балах конкретно для нашого випадку наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Показники рівня теоретичного опрацювання науково-дослідної роботи [49]

Характеристика рівня теоретичного опрацювання	Значення показника рівня теоретичного опрацювання, бали
Відкриття закону, розробка теорії	80...100
Глибоке опрацювання проблеми: багатоаспектний аналіз зв'язків, взаємозалежності між фактами з наявністю пояснень, наукової систематизації з побудовою евристичної моделі або комплексного прогнозу	60...80
Розробка способу (алгоритму, програми), пристрою, отримання нової речовини	20...60
Елементарний аналіз зв'язків між фактами та наявною гіпотезою, класифікація, практичні рекомендації для окремого випадку тощо	6...20
Опис окремих елементарних фактів, викладення досвіду, результатів спостережень, вимірювань тощо	1...5

За даними таблиці 4.2. ступінь новизни науково-дослідної роботи складає  $k_{теор} = 70$  балів.

Показник, який характеризує науковий ефект, визначається за виразом:

$$E_{\text{нау}} = 0,6 \cdot k_{\text{нов}} + 0,4 \cdot k_{\text{теор}}, \quad (1.1)$$

де  $k_{\text{нов}}$ ,  $k_{\text{теор}}$  – показники ступенів новизни та рівня теоретичного опрацювання науково-дослідної роботи, бали;

0,6 та 0,4 – питома вага (значимість) показників ступеня новизни та рівня теоретичного опрацювання науково-дослідної роботи.

$$E_{\text{нау}} = 0,6 \cdot 50 + 0,4 \cdot 70 = 58$$

Отримані значення порівнюємо з граничними, які наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Граничні значення показника наукового ефекту

Досягнутий рівень показника	Кількість балів
Високий	70...100
Середній	50...69
Достатній	15...49
Низький (помилкові дослідження)	1...14

Встановивши рівень наукового ефекту проведеної науково-дослідної роботи, який є середнім, можна сказати, що розробка та її впровадження є актуальним в теперішній час.

## 1.2 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення комерційного та технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра, в якому силова (гідроциліндр) та пружна ланки суміщена в одній конструкції на базі кільцевих пружин (КП), а геометричні елементи виконавчої ланки (плунжера) вібратора використані для організації



першого ступеня герметизації параметричного однокаскадного клапанного генератора імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної пропускної здатності.

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету кафедри галузевого машинобудування: д.т.н., проф. Поліщук Л.К., д.т.н., проф. Савуляк В. І., к.т.н., доц. Шиліна О. П. Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 1.4 [49] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 1.4 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів

Продовження табл. 1.4

Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкуренція немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 1.5 – Рівні комерційного потенціалу розробки

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

В таблиці 1.6 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 1.6 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Поліщук Л. К.	Сауляк В. І.	Шиліна О. П.
	Бали, виставлені експертами:		
1	4	3	4
2	4	3	4
3	4	4	3
4	3	3	4
5	4	4	3
6	3	4	4
7	3	4	3
8	4	3	3
9	3	4	4
10	3	3	4
11	3	3	3
12	4	4	4
Сума балів	СБ <sub>1</sub> =42	СБ <sub>2</sub> =41	СБ <sub>3</sub> =42
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{42 + 41 + 42}{3} = 41$		

Середньоарифметична сума балів, розрахована на основі висновків експертів склала 41 бал, що згідно таблиці 1.5 вважається, що рівень комерційного потенціалу проведених досліджень є високий.

Результати магістерської роботи є актуальними для переробних та машинобудівних підприємств.

Порівняємо нову розробку з аналогами, які існують на ринку. В якості аналога було обрано Hydraulic vibrator MVO850. Основними недоліками аналога є вузький діапазон вібронавантаження. Також до недоліків можна віднести відносно малу питому потужність. У розробці дана проблема вирішується використанням гідроімпульсного привода та пружин високої жорсткості. Також система випереджає аналог за такими параметрами як високе питоме навантаження, малими габаритами.

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом. В таблиці 1.7 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Таблиця 1.7 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Корисне зусилля	2000	10000	5	30
Частота вібронавантаження	100	150	1,5	20
Амплітуда коливань	1	2	2	20
Напрацювання на відмову, год	3000	3000	1	15
Масо-габарити, кг	15	12	1,25	15

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (1.2) та (1.3) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 1.7.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (1.2)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (1.3)$$

де  $P_{Hi}$ ,  $P_{Bi}$  – числові значення  $i$ -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{10000}{2000} = 5;$$

$$q_2 = \frac{150}{100} = 1,5;$$

$$q_3 = \frac{2}{1} = 2;$$

$$q_4 = \frac{3000}{3000} = 1;$$

$$q_5 = \frac{15}{12} = 1,25.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (1.4)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 5 \cdot 0,3 + 1,5 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2 + 1 \cdot 0,15 + 1,25 \cdot 0,15 = 2,5$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 4.8 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Таблиця 1.8 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1. Нормативно-технічні показники		
Корисне зусилля	2000	10000
Частота вібронавантаження	100	150
Амплітуда коливань	1	2
Напрацювання на відмову, год	3000	3000
Масо-габарити, кг	15	12
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	86000	52000

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (1.5)$$

де  $I_{m.n.}$  – індекс технічних параметрів;  $I_{e.n.}$  – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (1.6)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (1.6)$$

де  $P_{Hei}$ ,  $P_{Bei}$  – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.n.} = \frac{52000}{86000} = 0,6;$$

$$K = \frac{2,5}{0,6} = 4,2.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніша, ніж конкурентний товар.

### 1.3 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників  $Z_0$ , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (1.7)$$

де  $M$  – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

$T_p$  – число робочих днів в місяці; приблизно  $T_p \approx 21...23$  дні;

$t$  – число робочих днів роботи дослідника.

Для розробки малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра необхідно залучити інженера з посадовим окладом 12000 грн. Кількість робочих днів у місяці складає 21, а кількість робочих днів інженера складає 21. Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 1.9.

Таблиця 1.9 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату грн.
Керівник	20000	909,1	5	4545
Інженер	12000	545,5	21	11455
Всього				16000

2. Витрати на основну заробітну плату робітників ( $Z_p$ ) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (4.8)$$

де  $C_i$  – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

$t_i$  – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду  $C_i$  можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (1.9)$$

де  $M_M$  – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

$K_i$  – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

$K_c$  – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

$T_p$  – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно  $T_p = 21 \dots 23$  дні;

$t_{зм}$  – тривалість зміни, год.

Таблиця 1.10 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування роботи	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Тарифний коефіцієнт	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1.Підготовчі	2	1	1	38,1	76,1
2.Монтажні	3	3	1,35	51,4	154,2
3.Складальні	2	5	1,7	64,7	129,4
4.Налагоджувальні	6	2	1,1	41,9	251,3
Всього					611

### 3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників



Додаткова заробітна плата  $Z_d$  всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$Z_d = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{\text{дод}}}{100\%} \quad (1.10)$$

$$Z_d = 0,11 * (16000 + 611) = 1827,21 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату  $H_{зп}$  дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (1.11):

$$H_{зп} = (Z_o + Z_p + Z_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (1.11)$$

де  $Z_o$  – основна заробітна плата розробників, грн.;

$Z_d$  – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

$Z_p$  – основну заробітну плату робітників, грн.;

$\beta$  – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$H_{зп} = (16000 + 611 + 1827,21) * \frac{22}{100} = 4056,4 \text{ (грн)}$$

#### 5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нор-

мами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n V_j \cdot C_{Vj}, \quad (1.12)$$

де  $H_j$  – норма витрат матеріалу  $j$ -го найменування, кг;

$n$  – кількість видів матеріалів;

$C_j$  – вартість матеріалу  $j$ -го найменування, грн/кг;

$K_j$  – коефіцієнт транспортних витрат, ( $K_j = 1,1 \dots 1,15$ );

$V_j$  – маса відходів  $j$ -го найменування, кг;

$C_{Vj}$  – вартість відходів  $j$ -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в таблицю 1.11.

Таблиця 1.11 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
Сталь 45	45,4	5	227
Сталь 20Х	45,6	2,5	114
Метизи	12	1	12
Сталь 60С2А	180	0,5	90
Всього			443
З врахуванням коефіцієнта транспортування			487,3

б. Витрати комплектуючі К, що були використані під час виконання даного етапу роботи, розраховуються по кожному виду матеріалів за формулою:

$$K = \sum_{i=1}^n H_i \cdot C_i \cdot K_i, \quad (1.13)$$

де  $H_i$  – кількість комплектуючих  $i$ -го виду, шт.;

$C_i$  – покупна ціна комплектуючих  $i$ -го найменування, грн.;

$K_i$  – коефіцієнт транспортних витрат (1,1...1,15).

Таблиця 1.12 – Комплектуючі, щовикористані на розробку

Найменування	Ціна за одиницю, грн.	Витрачено	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Ущільнення	42,50	5	212,5
Олива	55,00	20	1100
З врахуванням коефіцієнта транспортування			1443,75

7. Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень, які використовувались під час виконання даного етапу роботи

Дані відрахування розраховують по кожному виду обладнання, приміщенням тощо.

$$A = \frac{C \cdot T}{T_{\text{кор}} \cdot 12} \quad [\text{грн}], \quad (1.14)$$

де  $C$  – балансова вартість даного виду обладнання (приміщень), грн.;

$T_{\text{кор}}$  – час користування;

$T$  – термін використання обладнання (приміщень), цілі місяці.

Згідно пункту 137.3.3 Податкового кодекса амортизація нараховується на основні засоби вартістю понад 2500 грн. В нашому випадку для написання магістерської роботи використовувався персональний комп'ютер вартістю 20000 грн.

$$A = \frac{20000 \cdot 1}{2 \cdot 12} = 833,33$$

8. Спецустаткування для наукових (експериментальних) робіт

Балансову вартість спецустаткування розраховують за формулою:

$$B_{\text{спец}} = \sum_{i=1}^k C_i \cdot C_{\text{пр.і}} \cdot K_i, \quad (4.15)$$

де  $C_i$  – ціна придбання одиниці спецустаткування даного виду, марки, грн;

$C_{\text{пр.і}}$  – кількість одиниць устаткування відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

$K_i$  – коефіцієнт, що враховує доставку, монтаж, налагодження устаткування тощо, ( $K_i = 1,10 \dots 1,12$ );

$k$  – кількість найменувань устаткування.

$$B_{\text{спец}} = 9312 \cdot 1 \cdot 1,1 = 10243,2$$

#### 9. Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт.

Балансову вартість програмного забезпечення розраховують за формулою:

$$B_{\text{прг}} = \sum_{i=1}^k C_{\text{іпрг}} \cdot C_{\text{прг.і}} \cdot K_i, \quad (1.16)$$

де  $C_{\text{іпрг}}$  – ціна придбання одиниці програмного засобу цього виду, грн;

$C_{\text{прг.і}}$  – кількість одиниць програмного забезпечення відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

$K_i$  – коефіцієнт, що враховує інсталяцію, налагодження програмного засобу тощо, ( $K_i = 1,10 \dots 1,12$ );

$k$  – кількість найменувань програмних засобів.

$$B_{\text{прг}} = 2000 \cdot 1 \cdot 1,1 = 2200.$$

10. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{\text{впі}}}{\eta_i} \quad (1.17)$$

де  $W_{yt}$  – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

$t_i$  – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

$\text{Ц}_e$  – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{\text{впі}}$  – коефіцієнт, що враховує використання потужності,  $K_{\text{впі}} < 1$ ;

$\eta_i$  – коефіцієнт корисної дії обладнання,  $\eta_i < 1$ .

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розрахуємо витрати на електроенергію.

$$V_e = \frac{0,5 \cdot 170 \cdot 4,1 \cdot 0,5}{0,8} = 217,81$$

11. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{\text{св}} = (Z_o + Z_p) * \frac{N_{\text{св}}}{100\%}, \quad (1.18)$$

де  $N_{\text{св}}$  – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$V_{\text{св}} = 0,2 * (16000 + 611) = 3322.19,$$

12. Накладні (загальновиробничі) витрати  $V_{\text{нзв}}$  охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати  $V_{\text{нзв}}$  можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$V_{\text{нзв}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{N_{\text{нзв}}}{100\%}, \quad (1.19)$$

де  $N_{\text{нзв}}$  – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$V_{\text{нзв}} = (16000 + 611) \cdot \frac{200}{100\%} = 33221,99 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$B = 16000 + 611 + 1827,21 + 4056,64 + 487,3 + 1443,75 + 833,33 + 10243,2 + 2200 + 217,81 + 3322,19 + 33221,99 = 74264,2 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (1.20)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт  $\beta = 0,5$ .

Звідси:

$$ЗВ = \frac{74264,2}{0,5} = 148528,38 \text{ грн.}$$

#### **1.4 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки**

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства  $\Delta\Pi_i$ , для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (1.21)$$

де  $\Delta\Pi_0$  – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

$N$  – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

$\Delta N$  – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

$\Pi_0$  – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

$n$  – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

$l$  – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт  $l = 0,8333$ .

$p$  – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту.  $p = 0,25$ ;

$x$  – ставка податку на прибуток. У 2022 році – 18%.

Припустимо, що при впровадженні результатів наукової розробки покращується якість програмного продукту для формування індивідуальних тренувань. Припустимо, що ціна від зросте на 3000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 500 шт., протягом другого року – на 700 шт., протягом третього року на 900 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 52000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_1 &= [3000 \cdot 1 + (52000 + 3000) \cdot 500] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 4698241,2 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_2 &= [3000 \cdot 1 + (52000 + 3000) \cdot (500 + 700)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 11277549 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_3 &= [3000 \cdot 1 + (52000 + 3000) \cdot (500 + 700 + 900)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \\ &\cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) = 19733461 \text{ грн.}\end{aligned}$$

## 1.5 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій  $PV$ , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (1.22)$$

$k_{\text{інв}}$  – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ( $k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$ ).

$$PV = 3 \cdot 148528,38 = 445585,15$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій  $E_{\text{абс}}$  згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (1.23)$$

де  $ПП$  – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^t}, \quad (1.24)$$

де  $\Delta\Pi_i$  – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДЦКР, грн.;

$T$  – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;



$\tau$  – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;  
 $t$  – період часу (в роках).

$$ПП = \frac{4698241,2}{(1 + 0,2)^1} + \frac{11277549}{(1 + 0,2)^2} + \frac{19733461}{(1 + 0,2)^3} = 23219774,57 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (23219774,57 - 445585,15) = 22774189,42 \text{ грн.}$$

Оскільки  $E_{abc} > 0$  то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій  $E_{\sigma}$ . Для цього користуються формулою:

$$E_{\sigma} = \sqrt[T_{жс}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (1.25)$$

$T_{жс}$  – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_{\sigma} = \sqrt[3]{1 + \frac{22774189,42}{445585,15}} - 1 = 4,36 = 436\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (1.26)$$

де  $d$  – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2022 році в Україні  $d = (0,14 \dots 0,2)$ ;

$f$  – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина  $f = (0,05 \dots 0,1)$ .

$$\tau_{\min} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Так як  $E_g > \tau_{\min}$  то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_g} \quad (1.27)$$
$$T_{ок} = \frac{1}{4,36} = 0,2 \text{ роки}$$

Так як  $T_{ок} \leq 3...5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

**Висновки до економічного розділу.** Було встановлено рівень наукового ефекту проведеної науково-дослідної роботи, який є середнім, що свідчить про актуальність в теперішній час наукової розробки. Результати проведеного технологічного аудиту свідчать про те, що рівень комерційного потенціалу малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра є високий. При порівнянні нової розробки з аналогом виявлено, що вона є якіснішою і конкурентоспроможнішою відносно аналога, а також краще по технічним і економічним показникам.

Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи по кожній з статей витрат складе 74264,2 грн. Загальна ж величина витрат на виконання та впровадження результатів даної НДР буде складати 148528,38 грн.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 2 місяці при прогнозованому прибутку 23219774,57 грн. за три роки.

## 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ

### 2.1 Огляд найбільш поширених конструкцій вібраційних приводів

**Механічні вібраційні приводи.** Робочі частоти механічних установок лежать у діапазоні від одиниць до 200-300 Гц. Зазвичай механічні установки мають зкс-центриковий або відцентровий привід. Кінематична схема установок із ексцентричним приводом представлена на рисунку 2.1. Ексцентрик 3, що приводиться в рух, обертається навколо осі О, а повзун 2 зі столом 1 здійснює зворотно-поступальний рух [1, 8, 14].

Кінематичні схеми деяких установок ексцентрикового типу представлені на рисунку 2.2. У разі підвіски робочого столу установки на чотирьох плоских пружинах, розташованих у паралельних площинах, реалізується горизонталь її напрям коливань (рисунок 2.2, а).

Частотний діапазон установок такого типу 2 – 100 Гц; максимальна амплітуда на низьких частотах 150 мкм; вантажопідйомність 10 кг; максимальне прискорення за повного навантаження  $60 \text{ м/с}^2$ . Значення граничної робочої частоти цих установок вибирають близькими до власної частоти системи, що призводить до мінливості частотної характеристики в робочому діапазоні частот: у міру збільшення робочого навантаження на стіл знижується часто та власних коливань рухомої системи і збільшується крутість підйому частотної у робочому діапазоні.

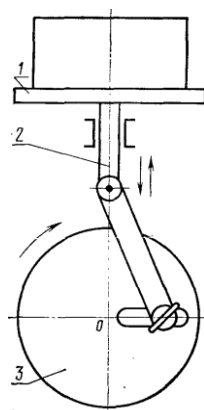


Рисунок 2.1 – Кінематична схема установки з ексцентричним приводом

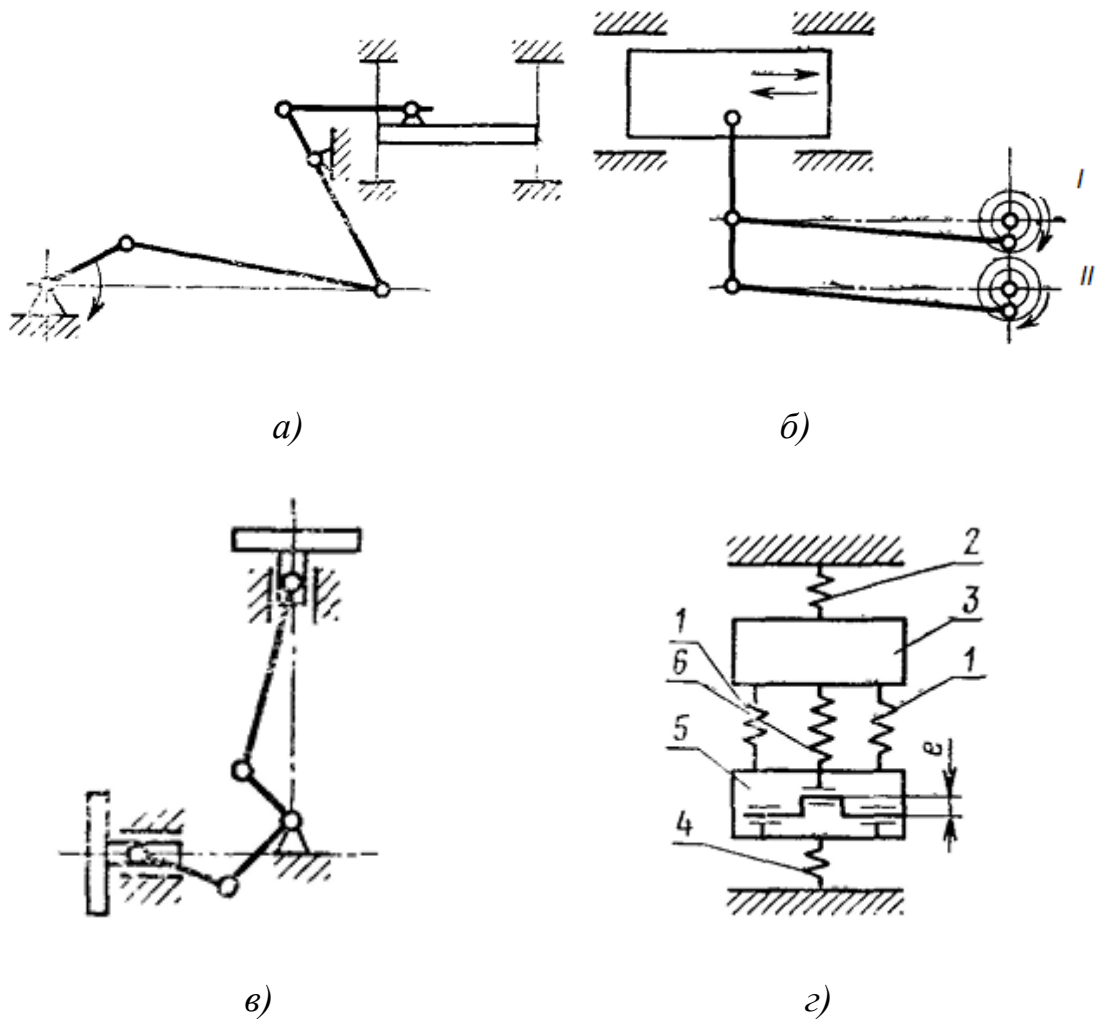


Рисунок 2.2 – Кінематичні схеми типових установок ексцентрикового типу

Значення коефіцієнта гармонік кривої коливань по переміщенню становить 2%. Спотворення форми кривої обумовлено зазорами в ексцентрикових механізмах, а також відхиленням розрахункового закону руху від синусоїдального.

Існують установки аналогічної конструкції з поліпшеними амплітудно-частотними характеристиками. Максимальна амплітуда переміщення у яких не перевищує 250 мкм, а діапазон частот лежить у межах від 2 до 200 Гц.

Цікавим [1, 8, 14] є встановлення, що дозволяє реалізувати значні вібропереміщення в бігармонійному режимі (рисунок 2.2, б). Рух столу передається від двох кривошипно-шатуних механізмів, що приводяться в обертання незалежними двигунами. Обертання кривошипу I створює основні коливання, на які накладаються коливання, що створюються обертанням криво-

шипа II. Робота можлива як у режимі спільного обертання кривошипів, при якому виходять складне коливання, так і в режимі одиночного збудження, коли один із кривошипів зафіксовано. В останньому випадку стіл робить прості гармонійні коливання.

На низьких частотах до останнього часу використовували установку фірми Consolidated, з двома робочими столами, розташованими під кутом  $90^\circ$  (рисунок 2.2, в). Столи позбавлені пружної підвіски і переміщуються по циліндричних напрямних. Технічні характеристики установки: діапазон частот 2-50 Гц; амплітуда коливань від 0 до 25,4 мм; коефіцієнт гармонік по переміщенню 1-2%; допустиме навантаження на стіл 4 кг

Установки типу ВУ-15 здатна відтворювати однокомпонентні коливання, форма яких близька до синусоїдальної. Діапазон робочих частот від 20 до 90 Гц; амплітуда вібропереміщення визначаються допустимими для міцності конструкцій значеннями вібраційних прискорень, яке при максимальному навантаженні, що дорівнює 15 кг, не повинна перевищувати  $150 \text{ м/с}^2$ . Подана на рисунку 2.2, г коливальна система віброустановок цього типу включає в себе дві маси, пов'язані з пружинами 1. Одну з мас утворює об'єкт дослідження з робочим столом 3, іншу – реактивний вантаж 5. При роботі установки тіла 3 і 5 коливаються в протифазі.

Обидва тіла встановлена на своїх пружинах 2 і 4 відповідно. Коливальний рух задається обертанням ексцентрикового валика зі змінним ексцентриситетом  $e$ . Валик закріплений на реактивному вантажі 5 і пов'язаний зі столом і об'єктом випробувань через гумовий штовхач 6. Вигідною особливістю аналізованої кінематичної схема є незначний силовий вплив на фундамент у робочому дію зусиль, що розвиваються пружинами 1 і 6, оскільки тіла 3 і 5 коливаються у протифазі. Слід, відзначити, що рух робочого столу відрізняється в режимі багатьох робочих частот плоскопаралельного, а форма коливань відхиляється від синусоїдальної. Сучасні конструкції, виконані за розглянутою схемою, дозволяють реалізувати частоту до 300 Гц.

Принципова схема віброустановки з відцентровим приводом показана [1, 8, 14]. на рисунку 2.3. Коливальну систему складають маса, утворена штоком 3, столом 2 і об'єктом випробовування 1, та пружина 5. В якості генератора вібрації використані чотири пари незбалансованих сталевих секторів 4, пов'язаних з системою, що коливається. Сектори скріплені попарно по кінцях двох паралельних валів, що обертаються з однаковою кутовою швидкістю назустріч один одному (обертання передається обійм валам від одного двигуна).

Один із секторів кожної пари може бути повернутий на деякий кут по відношенню до іншого, чим досягається можливість зміщення радіальних осей симетрії в кожній із чотирьох пар секторів. Кожна пара створює при обертанні власну неврівноважену відцентрову силу. Складові відцентрових сил, направлення перпендикулярно до поздовжньої осі штока вібростола, взаємно компенсуються. Складові, що збігаються по напрямку з поздовжньою віссю штока, складаються, утворюючи прямолінійну вібрацію. Амплітуду вібрації регулюють шляхом відносного зміщення осей симетрії секторів, а частоту – зміною швидкості обертання.

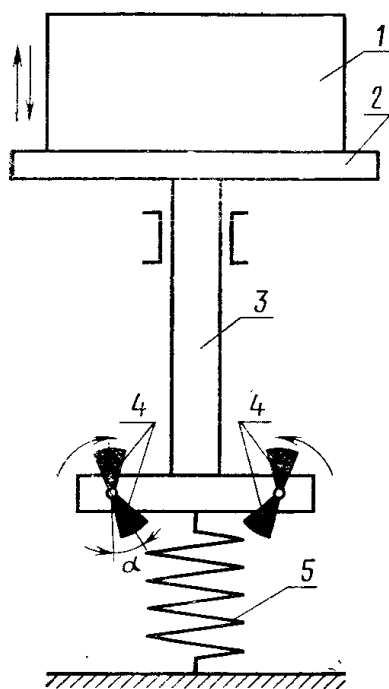


Рисунок 2.3 – Принципова схема віброустановки з відцентровим приводом

По конструкції установки з відцентровим приводом також різноманітні. Вантажопідйомність установок цього типу різна, проте не перевищує кількох сотень кілограмів. Форма коливань робочих органів близька до синусоїдальної, у добре відпрацьованих конструкціях коефіцієнт гармонік вібрації не перевищує 4%. Амплітуда переміщення у робочому діапазоні частот мало залежить від частоти може досягати 2 – 3 мм.

Частотний діапазон обмежений зверху умовами міцності рухомих ланок, тому верхня межа частот не перевищує 200 Гц у кращих конструкціях.

Відомі конструкції бігармонічних установок з центробіжним приводом.

Слід зазначити, що збільшення частотного діапазону механічних установок можливе лише при досягненні нових показників міцності, зносостійкості та інших характеристик міцності матеріалів, що використовуються при виготовленні установок.

Іншим недоліком механічних установок є багатоланковість їх коливальних систем, наслідком чого є безліч резонансних частот.

Неминучі при зчленуванні механічних вібраційних систем люфти, а також суттєві втрати на контактне тертя у вузлах і деталях часто є причиною порівняно високих значень коефіцієнта гармонік. Слід зазначити також характерну для механічних вібростендів особливість – присутність у спектрі коливань високочастотних складових, зумовлених співударність деталей установок, що працюють. Вказаний недолік робить принципово недосяжним завдання забезпечення строго синусоїдальної форми вібраційних прискорень.

Нарешті, неминує знос у процесі експлуатації дотичних деталей установок змінює номінальні амплітудно-частотні характеристики та коефіцієнт гармонік.

**Електродинамічні вібраційні приводи.** Електродинамічні установки дозволяють реалізувати широкий діапазон частот коливань [1 – 10].. Принцип дії електродинамічного вібратора полягає у взаємодії постійного та змінного магнітних полів, що виникає при проходженні струму звукової частоти в циліндричній котушці, що знаходиться в постійному магнітному полі. Вза-

емодія полів визнає появу механічної сили, що обумовлює зворотно-поступальне переміщення рухомої котушки та пов'язаних з нею елементів за законом зміни змінного струму. Котушка підвішена на пружному елементі, сила пружного опору якого врівноважує вагу котушки і спрямовує її рух.

Значення амплітуди переміщення робочого столу віброустановки з електродинамічного типу може бути визначено за формулою:

$$S_m = \frac{BI_m}{M\omega^2 \left[ 1 - \left( \frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 \right] + \frac{B^2 l^2 \omega}{\sqrt{R^2 + \omega^2 L^2}}}, \quad (2.1)$$

де  $B$  – індукція в повітряному зазорі магнітної системи вібратора,  $Tл$ ;  $l$  – довжина дроту звукової котушки,  $м$ ;  $I_m$  – максимально допустиме значення амплітуди струму в котушці,  $A$ ;  $M$  – маса робочого столу,  $кг$ ;  $\omega_0$  – кутова частота власних коливань рухомої системи,  $рад/с$ ;  $\omega$  – робоча кутова частота коливань столу,  $рад/с$ ;  $R$  і  $L$  – опір,  $Ом$ , та індуктивність звукової котушки  $Гн$ .

Магнітне поле вібратора створюється або за допомогою постійного магніту, витягнутого з висококогерцитивного сплаву, або системою, що складається з магнітопроводу і котушок підмагнічування, живленням постійним струмом. Поява нових матеріалів, що мають дуже високі значення залишкової індукції, дає можливість різко підвищити індукцію в повітряному зазорі. Однак на практиці пока ще переважають електродинамічні генератори механічних коливань (ГМК) з електромагнітами.

Так, в конструкціях вібраційних установок фірми Askania як джерело постійного магнітного поля використаний електромагніт (рисунок 2.4). В кільцевому зазорі а електромагніта 3 розміщена низькоомна котушка 4, яка з'єднана жорстким стержнем 5 з робочим столом 1. Рухлива система котушки – стіл підвішена на шести плоских пружинах 2, зміщених один щодо одного на  $120^\circ$ . Для виключення резонансу в робочому діапазоні частот пружин-



ни мають металеві накладки. Робочий діапазон частот установок такого типу 20 – 600 Гц при прискоренні від 10 до 100 м/с<sup>2</sup>. Робоче навантаження на стіл – 5 кг. Частотна характеристика має різко спадаючий характер.

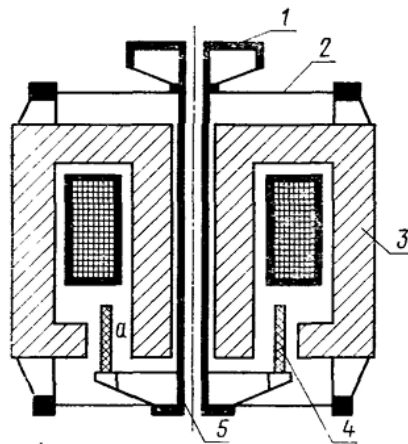


Рисунок 2.4 – Конструктивна схема електромагніту фірми Askania

У робочому діапазоні частот лежать резонанси крутильних коливань, при яких поперечна складова коливань сумісна, а іноді перевершує амплітуду коливань у робочому напрямку. Крім того, на деяких частотах форма коливань відхиляється від синусоїдальної, що пояснюється накладенням на основну частоту резонансних частот коливань деталей конструкції. При збігу частоти відтворених коливань з резонансною частотою однієї з деталей рухомої системою виникають коливання значної амплітуди. Коефіцієнт гармонік коливань столу тим менший, чим симетричніший закон розподілу магнітної індукції по відношенню до кінців котушки і чим у менших полях розсіювання знаходяться її кінці.

В останні роки розроблені численні конструкції віброустановок електродинамічного типу, що забезпечують у певному діапазоні частот синусоїдальну форму коливань щодо прискорення.

Електродинамічні установки мають вигідну особливість для відтворення вібрації обладнання в реальних умовах. Задаючи необхідний для даних умов періодичний закон живлення звукової котушки, легко отримати відповідний закон зміни сили, доданої до об'єкта випробовувань.

Слід ще згадати про велику динамічну податливість рухомої частини електродинамічної установки до зусиль з частотою, близькою до її власної (50 – 100 Гц). Тому, щоб уникнути спотворення синусоїдальної форми коливань столу в схемах збудження повинні бути передбачені фільтри низькочастотних складових.

**Електромагнітні та магнітні вібраційні приводи.** У електромагнітних віброустановках як вібратори використовують електромеханічні перетворювачі, на вхід яких подається електрична, а з виходу знімається механічна коливальна енергія. Віброустановки із перетворювачами електромагнітного типу застосовують для збудження механічних коливань у діапазоні частот від 50 до 500 Гц. Схема найпростішого електромагнітного перетворювача (рисунок 2.5) складається з магнітопроводу 2, набраного з магнітом'якого матеріалу, і якоря 1 з феромагнітного матеріалу. Магнітопровід охоплюється котушками, що живляться струмом збудження і підмагнічування.

За умови однорідності магнітного потоку між полюсним наконечником і якорем сила тяжіння, що діє на нерухомий якор, може бути визначена з виразу

$$F = 39,9 \cdot 10^4 \frac{\Phi^2}{S} = 39,9 \cdot 10^4 B^2 S, \quad (2.2)$$

де  $S$  – площа поперечного перерізу одного наконечника,  $m^2$ ;  $\Phi$  – магнітний потік,  $Wb$ ;  $B$  – магнітна індукція,  $Tл$ .

Можуть бути реалізовані два режими роботи електромагнітного перетворювача: з підмагнічуванням постійним струмом і без підмагнічування. Для випадку живлення котушок тільки змінним струмом частотою (якор схильний до змінного силового впливу, нижча частота якого дорівнює 2 (оскільки основна гармоніка відсутня, а друга превалює над більш високими гармоніками).

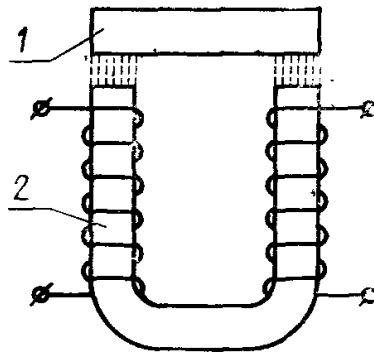


Рисунок 2.5 – Схема електромагнітного перетворювача

Крім змінного впливу на якір за відсутності підмагнічування постійним струмом діє постійне зусилля. Справді, якщо змінний магнітний потік змінюється за синусоїдальним законом, тобто

$$\Phi = \Phi_m \sin \omega \cdot t, \quad (2.3)$$

то, враховуючи квадратичний характер залежності між зусиллям тяжіння і магнітним потоком, можна записати:

$$F = k(\Phi_m \sin \omega t)^2 = k\left(\frac{\Phi_m^2}{2} - \frac{\Phi_m^2}{2} \cos 2\omega t\right), \quad (2.4)$$

де  $k$  – коефіцієнт пропорційності.

У наведеному виразі перший член характеризує постійне зусилля, що діє на якір перетворювача, а другий – змінне зусилля подвоєної частоти.

До недоліків, властивих електромагнітним установкам, відноситься невідповідність закону руху рухомої системи закону зміни струму збудження, оскільки характер руху якоря і пов'язаної з ним рухомої системи залежить не тільки від закону зміни змінних зусиль, що впливають на якір, але і від характеристик елементів, що складають механічний коливальний контур.

Схема конструкції установки магнітного типу представлена на рисунку 2.6. Генеруюча система вібратора складається з якоря 4 з великою кількістю магнітних полюсів на торці. Вісь якоря закріплена в підшипнику корпусу 2 і пов'язана з двигуном. Таким чином, якір 4 може приводитись в рух – обертатись з різним числом оборотів. Над обертовим якорем розміщений

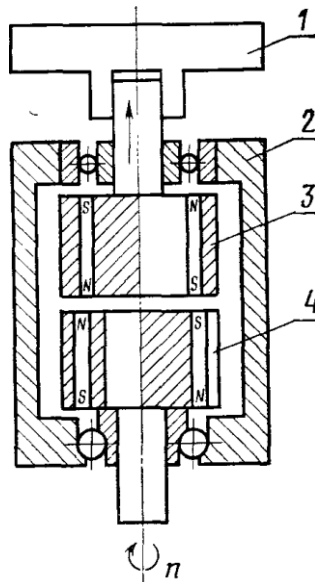


Рисунок 2.6 – Схема конструкції установки магнітного типу

абсолютно аналогічний якір 3, на осі якого закріплений робочий стіл установки 1. При обертанні нижнього якоря 4 його полюси поперемінно проходять під однойменними і різнойменними полюсами верхнього якоря 2, що призводить до зворотно-поступального руху числом оборотів двигуна. Вигідною особливістю конструкції є врівноваженість сил усередині збудника та відсутність реакції на фундамент. Конструкція дає змогу реалізувати частоту до 500 Гц.

**Гідравлічні і електрогідравлічні вібраційні приводи.** [1 – 14]. Значного поширення набули випробувальні установки, засновані на використанні гідравлічних вібраторів і електрогідравлічних відслідковуючих вібраційних приводах.

Гідравлічними вібраторами є сервомеханізми, виконавчі елементи яких здатні відтворювати посилене за допомогою гідросистем за потужністю коливальний рух, що відповідає керуючому вхідному сигналам звукових частот. До електрогідравлічних відслідковуючих віброприводів прийнято відносити відслідковуючі системи, що складаються з малопотужної електричної керуючої ланки і потужного гідравлічного вібратора, здатні відпрацьовувати змінні вхідні сигнали звукових частот довільної форми з корекцією нелінійних спотворень з електричними ланками зворотного зв'язку. У більшості випадків

гідравлічні та електрогідравлічні слідкуючі вібратори призначені для відтворення коливань синусоїдальної форми, проте найбільш досконалі з них здатні відтворювати параметри стохастичних процесів. За прийнятою класифікацією розрізняють: пульсаторні, слідкуючі, автоколивальні, самокерувальні вібратори.

Принцип дії пульсаторних гідравлічних вібраторів полягає у генеруванні коливань за рахунок впливу на пружний елемент змінного тиску, що створюється пульсуючим потоком робочої рідини. Звичайно пульсуючий потік створюється золотником, що обертається, рух якого забезпечується двигуном будь-якого типу. Частота вібрації залежить від числа оборотів двигуна, а зміна амплітуди досягається зміною робочого тиску (при заданих жорсткості пружного елемента і масі, що коливається).

На рисунку 2.7 представлена принципова схема гідравлічного пульсаторного вібратора. Виконавчим органом є гідросерводвигун з поршнем 2 і пружним елементом 1. Генератором пульсуючого потоку служить золотник 4, забезпеченою пристроєм множення частота (у пульсаторних гідравлічних вібраторах множення частота досягається за рахунок використання золотників з декількома робочими вікнами). Регулятором частота (числа оборотів золотника) є гідромуфта 5, а регулятором амплітуди (робочого руху) – редукційний клапан 6. Вузли вібратора розміщені в корпусі 3.

До переваг гідравлічних пульсаторних вібраторів слід віднести:

- високу питому потужність (великі робочі зусилля при малих габаритних розмірах), обумовлену високим тиском робочої рідини;
- широкий та плавний діапазон регулювання частоти та амплітуди, яка досягається простими та надійними засобами (помножувачами частота, гідропідсилувачами);
- високий ступінь уніфікації вузлів, пов'язаний з використанням стандартної гідроапаратури;
- високу надійність вібраційної машини, обумовлена відсутністю механічних елементів тертя (підшипників, шарнірів тощо).

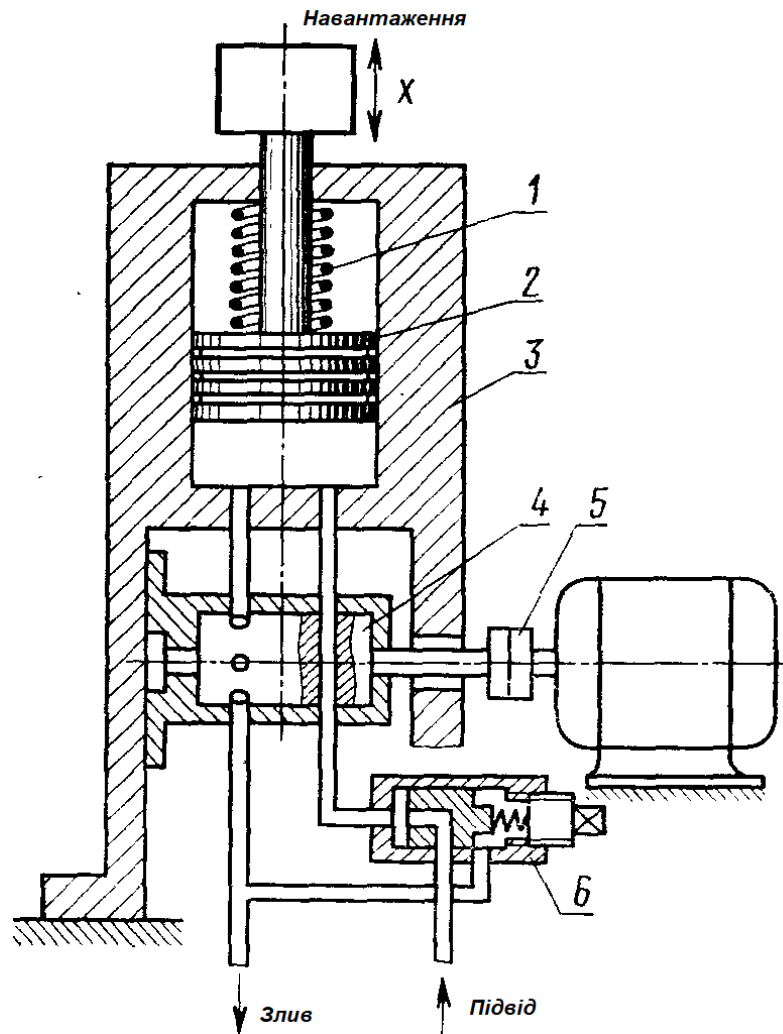


Рисунок 2.7 – Принципова схема гідравлічного пульсаторного вібратора

Недоліками гідравлічних пульсаторних вібраторів є:

- порівняно низький ККД, оскільки значна частина енергії, що подається, витрачається на подолання опору пружного елемента, особливо у високо-частотних вібраторах;

- залежність амплітудно-частотних характеристик вібратора від зміни навантаження внаслідок відсутності зворотного зв'язку між поршнем і золотником (у гідросерводвигуні без зворотного зв'язку – швидкість поршня пропорційна вхідному сигналу, а переміщення визначається коливальною масою, жорсткістю пружного елемента та робочим тиском), що ускладнює використання вібраторів цього типу для створення імітаційних випробувальних віброустановок;

– наявність високочастотних вібрацій, що переважають задану частоту, а також шумів, обумовлених високочастотною пульсацією тиску в робочих порожнинах силового циліндра, що є наслідком гідравлічного удару;

– наявність повільних зсувів поршня (плавання поршня), що є наслідком конструктивної та кінематичної несиметричності поршня двосторонньої дії.

**Слідкуючі вібратори** [1, 4 – 8]. відтворюють і передають об'єктам параметра вібрації, що змінюються за заданим законом. Введення стабілізації вхідного сигналу з електричним зворотним зв'язком дозволяє наблизити їх частотні характеристики в заданому діапазоні до лінійних. У такий спосіб вдається забезпечити постійну характеристику при зміні навантаження.

Слідкуючі вібратори можна використовувати як імітаційні випробувальні засоби, що дають можливість без істотних спотворень відпрацьовувати вхідні сигнали довільної форми.

Залежно від способу завдання вхідного сигналу (приводу керуючого золотника) слідкуючі вібратори поділяють на гідромеханічні (привід золотника механічний) і електрогідравлічні (привід золотника електромагнітний або електродинамічний).

На рисунку 2.8 представлена принципова схема гідромеханічного вібратора. Основними вузлами схеми є гідравлічна слідкуюча система, генератор синусоїдального вхідного сигналу, регулятор амплітуди вібрацій і регулятор частоти вібрацій. В якості гідравлічної відслідковуючої системи використаний поршневий гідросерводвигун з жорстким зворотним зв'язком, що складається з силового циліндра 1, керуючого золотника 2, поршня 3 і золотникової втулки 4. Керуючий золотник і його втулка розміщені в тілі поршня для зменшення габаритів вібратора.

Як генератор синусоїдального вхідного сигналу використаний кривошипно-шатунний механізм з приводом від шестирінчастого або лопатевого гідродвигуна 5. Кривошипом є змінний ексцентрик 7, встановлений на вхідному валу гідродвигуна, а шатуном – тяга 8, керуючим золотником 2.

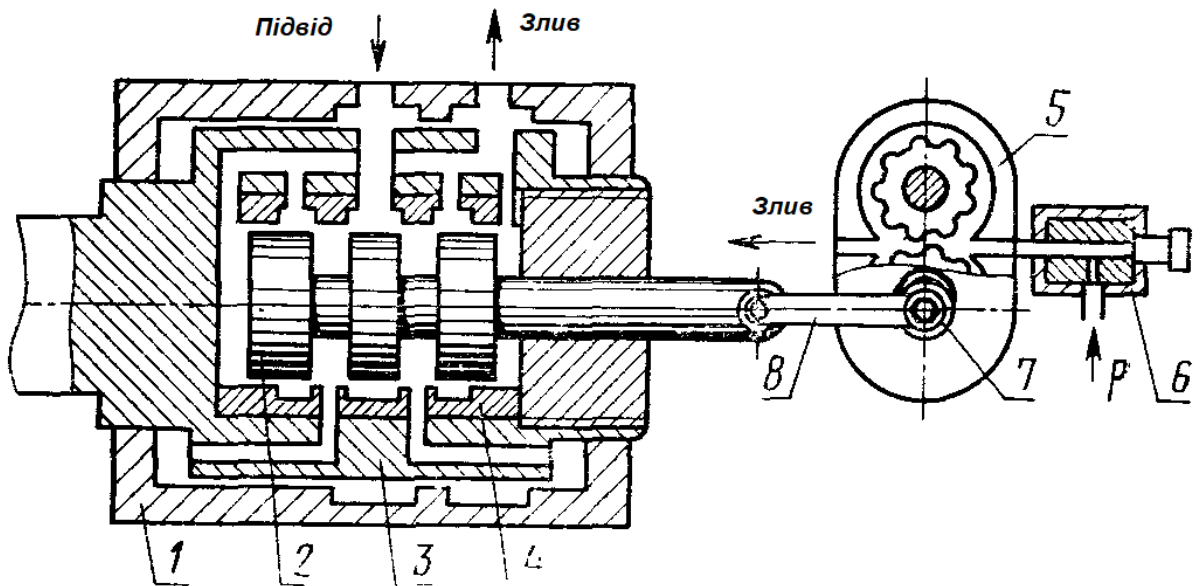


Рисунок 2.8 – Принципова схема гідромеханічного вібратора

Амплітуду регулюють змінними ексцентриками (з різним ексцентриситетом), і внаслідок цього регулювання є ступінчастим. Регулятором частоти служить щілинний дросель 6, встановлений на вході гідродвигуна. При постійному тиску  $p$  на вході в гідродвигун дросель регулює продуктивність двигуна, тобто число його оборотів, а отже, і частоту коливань вібратора. При роботі гідродвигуна золотник здійснює зворотно-поступальні коливання, тим самим керує розподілом рідини в силовому циліндрі.

Поршень гідросервомотора відстежує рух золотника таким чином, що постійно прагне перекрити робочі виточки останнього. Таким чином, поршень повторює зворотно-поступальні коливання золотника з деяким запізнюванням, задаючи вібрацію об'єкту впливу. Наявність жорсткого зворотного зв'язку між поршнем і золотником дозволяє виключити з конструкції вібратора, що стежить, пружний елемент.

Це забезпечує безударну і плавну роботу вібратора, за рахунок поступового зниження швидкості поршня в міру закріплення ним робочих вікон золотника. Жорстким зворотним зв'язком досягається також незалежність заданої частоти і амплітудні від навантаження.



Разом з тим гідромеханічним слідкуючим вібраторам властиві недоліки, характерні для гідроприводу:

- значна технологічна складність виготовлення прецизійних вузлів;
- підвищена трудомісткість, пов'язана із зростанням витоків у міру збільшення робочого тиску;
- суттєва залежність характеристик від температури, обумовлена зміною в'язкості робочої рідини;
- неможливість відтворення вібрацій підвищеної частоти (200 – 300 Гц).

Для відтворення вібрації підвищеної частоти використовують *електрогідравлічні слідкуючі вібратори*, в основу яких покладено принцип комбінування малопотужного регульованого електричного вібратора, що є приводом керуючого золотника, з виконавчою гідросистемою, що відслідковує вібрацію об'єкту. Як привод золотника використовують електромеханічний перетворювач; в іншому конструкція гідросерводвигуна аналогічна конструкції гідромеханічного вібратора. В даний час у практиці вібровипробувань електрогідравлічні вібраторні набувають все більшого поширення. Верхня межа їхнього частотного діапазону досягла 500 Гц.

Якщо в гідравлічних і електрогідравлічних слідкуючих вібраторах поршень гідросерводвигуна відпрацьовує синусоїдальні переміщення золотника, то в автоколивальних гідравлічних вібраторах поршень гідросервомотора, повторює рух золотника, одночасно сам керує його рухом, замінюючи гідромеханічний чи електричний генератор вхідного сигналу. Іншими словами, гідросерводвигун є одночасно і виконавчим і керуючим органом.

Автоколивання є наслідком наявності в гідравлічній системі, що стежить, істотно нелінійного елемента - зазору в жорсткому зворотному зв'язку поршня з золотником.

Принципова схема однокаскадного автоколивального вібратора наведена на рисунку 2.9. Поршень 3 гідросерводвигуна піджаний пружиною 4 з регульованим зусиллям. При заданому золотнику 2 початкового зміщення

робоче вікно *A* золотника відкриється, олива з порожнини нагнітання почне надходити в робочу порожнину циліндра, а зливне вікно перекриється.

Поршень почне перекидатися вліво, стискаючи пружину доти, доки не буде вибраний зазор у зворотному зв'язку. У момент пружного удару важеля *5* зворотного зв'язку по регульованому упору золотника виникають автоколивання (золотник зміститься вліво, перекриє порожнину нагнітання і з'єднає робочу порожнину *C* з порожниною *B* ліворуч, після чого пружина змістить поршень вправо, важіль *5* зворотного зв'язку вибере зазор і знову змістить золотник в початкове положення).

Частоту автоколивань регулюють редуційним клапаном *1*, а амплітуду – розміром зазору в ланцюгу зворотного зв'язку.

Однак зазначені параметри вібрації не повністю визначають робочим тиском і зазором у зворотному зв'язку, на них ще впливають також сили

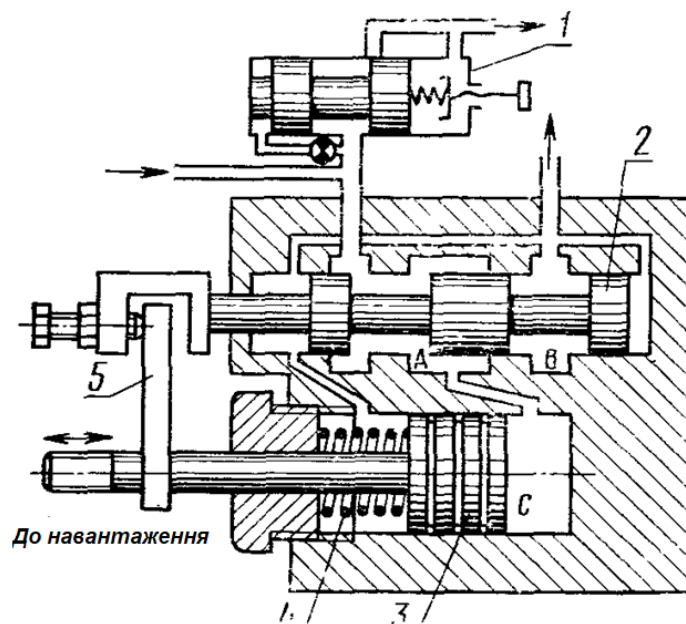


Рисунок 2.9 – Принципова схема однокаскадного автоколивального вібратора

опору об'єкта вібрації або його маса. Виключити вплив навантаження дозволяють конструкції двокаскадних автоколивальних вібраторів.

**Самокеровальні гідравлічні вібратори** є автоколивальними системами, в яких автоколивання встановлюються не залежно від властивостей самої гідросистеми, а завдяки наявності спеціальних пристроїв, що забезпечують пе-

ремикання керуючого золотника в моменти, коли поршень займає крайнє положення.

Конструктивна схема вібратора, що являє собою слідкуючий гідросерводвигун, поршень 1 якого з навантаженням 11 керується золотником 4, показана на рисунку 2.10. Жорсткий від'ємний зворотний зв'язок поршня із золотником здійснюється золотниковою втулкою 3.

Самоуправління параметрами руху виконується за допомогою механізму переключення золотника, що складається з золотникових камер III і IV, сполучених каналами через регульовані дроселі 5 з робочими порожнинами I і II силового циліндра, і пружин 2, зусилля яких може регулюватися мікрометричними гвинтами.

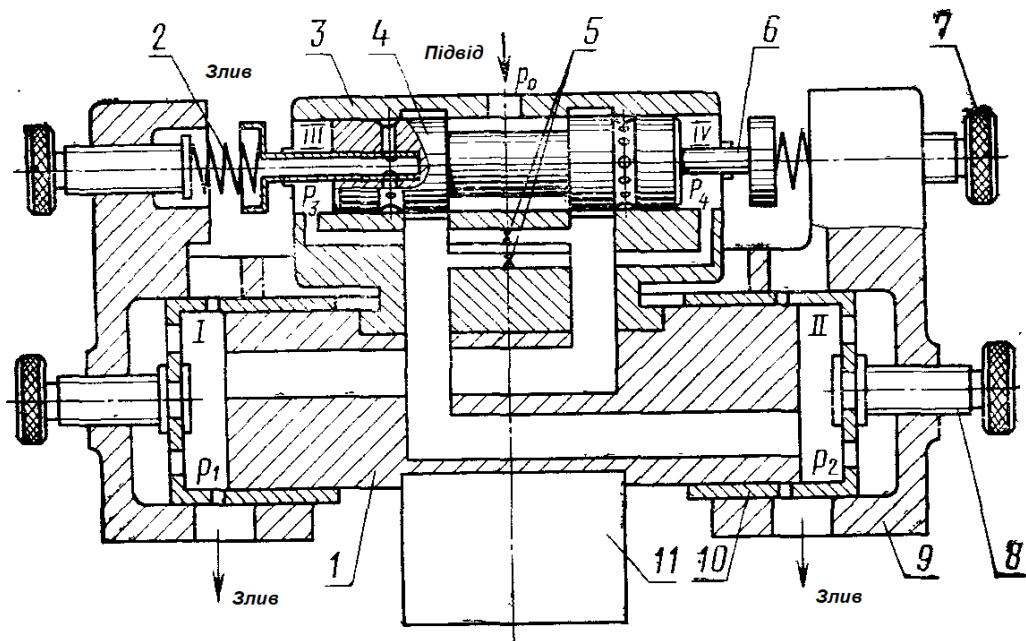


Рисунок 2.10 – Конструктивна схема вібратора з слідкуючий гідросерводвигуном

Таким чином, між золотниковими камерами і робочими порожнинами силового циліндра здійснюється жорсткий позитивний зворотний зв'язок тиску. Частотою керує регулятор тиску  $p_0$ ; амплітудою – рухомі втулки 10 зі зливними каліброваними отворами. Положення втулок в силовому циліндрі встановлюють мікрометричними гвинтами 8 щодо корпусу 9. Робоча рідина

під тиском  $p_o$  підводиться через штуцер до гідросерводвигуна, а зливається через зливні канали трубку 6, виведених зі зливних виточок золотника.

При початковому переміщенні золотника, наприклад, ліворуч від положення, показаного на рисунку 2.10, відкривається вікно доступу до порожнини II і вікно правої порожнини золотника. Поршень під дією тиску  $p_2$  переміститься вліво, повторюючи тим самим усунення золотника; одночасно під дією тиску  $p_4$  у порожнині IV золотник ще більше зміститься вліво. Рух поршня буде продовжуватися до тих пір, поки він не відкриє зливні порожнини в правій втулці регулятора амплітуди. У цей момент тиск у порожнині II поршня і камери IV золотника падає, і золотник під дією пружини 2 починає зміщуватися вправо і перемкне напрямок потоків в гідросерводвигуна. Поршень почне відстежувати рух золотника праворуч. Порожнина I поршня і камера III золотника виявляться під тиском, і зміщення поршня і золотника, тепер уже праворуч, відбуватимуться до моменту відкриття зливних вікон у лівій втулці регулятора амплітуди.

Параметри автоколивального режиму, що встановилися, визначаються тиском, конструктивними елементами гідросерводвигуна і положенням втулок регулятора амплітуди.

## **2.2 Огляд стану питання по патентно-інформаційних системах**

Конструктивна схема гідравлічного вібратора, згідно патенту України на корисну модель №15105 представлено на рисунку 2.11 [15]. До складу гідравлічного вібратора входить перехідник 1, з'єднаний з захисним стаканом 2 і пустотілим валом 3. Вал 3 розміщений всередині втулки 4, в якій розміщені пальці 5, які входять в повздовжні пази 6 на пустотілому валу 3. Кульки 7, що встановлені в проточці на валу 3, зафіксовані стопорним кільцем 8, яке утримується пружиною 9.

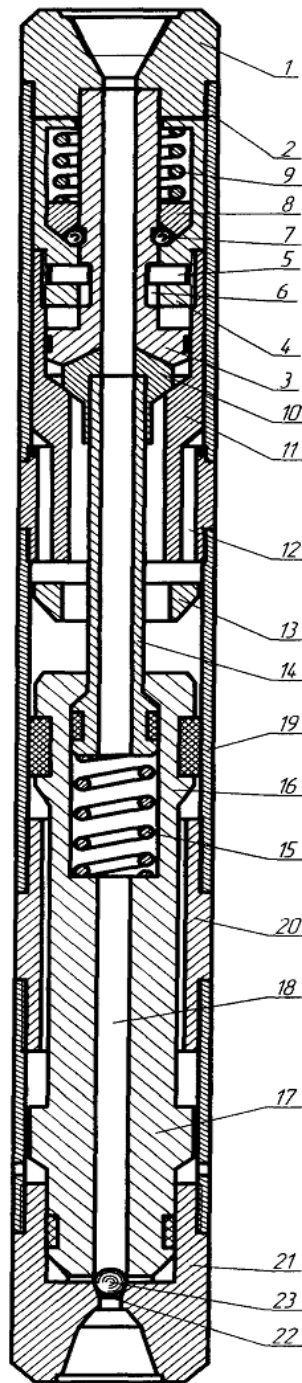


Рисунок 2.11 – Конструктивна схема гідравлічного вібратора (патент України на корисну модель №15105)

Пустотілий вал 3 фіксує впускний клапан 10 відносно розподільної головки 11, яка має канал 12 для відводу рідини. Впускний клапан 10 з'єднаний з випускним клапаном 13 пустотілою тягою 14, яка підпружнена пружиною 15 відносно поршня 16, який з'єднаний з ударником 17, що має центральний канал 18. Розподільна головка 11 з'єднана корпусом 19 з верхнім та нижнім

ковадлами 20 і 21 У нижньому ковадлі 21 виконано сідло 22 під кульковий клапан 23.

Пристрій працює таким чином. Гідравлічний вібратор включається до складу бурового снаряда. Він з'єднується з бурильним снарядом, де встановлюється над породоруйнівальним інструментом (не показано). Під час буріння обертальний момент передається через перехідник 1, пустотілий вал 3, пальці 5, втулку 4, розподільну головку 11, корпус 19 на нижнє ковадло 21.

Осьове навантаження передається через перехідник 1, захисний стакан 2, розподільну головку 11, корпус 19 на нижнє ковадло 21. Під час буріння шариковий клапан 23 відсутній, тому промивальна рідина проходить через перехідник 1, пустотілий вал 3, пустотілу тягу 14, центральний канал 18 в бойку 17 і через сідло 22 у нижньому ковадлі 21 виходить на вибій свердловини.

Для підготовки до запуску гідравлічного вібратора бурильну колону натягують і перехідник 1 з пустотілим валом 3 переміщується вгору, відносно решти деталей пристрою, а шарики 7 виштовхуються із проточки на валу 3. При цьому стопорне кільце 8 підіймається вгору і стискає пружину 9. В результаті, впускний клапан 10 вивільняється і вібратор готовий до запуску. Для цього необхідно через нагнітальну лінію скинути шариковий клапан 23, який перекриє сідло 22 у нижньому ковадлі 21.

При цьому підвищиться тиск рідини та бойок 17 почне рухатись вгору стискаючи пружину 15. Рідина з надпоршневої порожнини викидається у свердловинну через канал 12 у розподільній головці 11. В верхньому положенні поршень 16 зіткнеться з випускним клапаном 13. При цьому, під дією пружини 15, впускний клапан 10 відкриється, а випускний клапан 13 – закриється. Потім бойок 17 нанесе удар по верхньому ковадлу 20. Після цього рідина буде поступати у надпоршневу та підпоршневу порожнини, але за рахунок того, що площа поршня 16 зверху більше ніж його площа знизу, він почне рухатись вниз і нанесе удар по нижньому ковадлу 21. При цьому, пор-

шень 16, за допомогою пустотілої тяги 14, закриє впускний клапан 10 і відкриє випускний клапан 13 Далі цикл роботи гідравлічного вібратору повторюється.

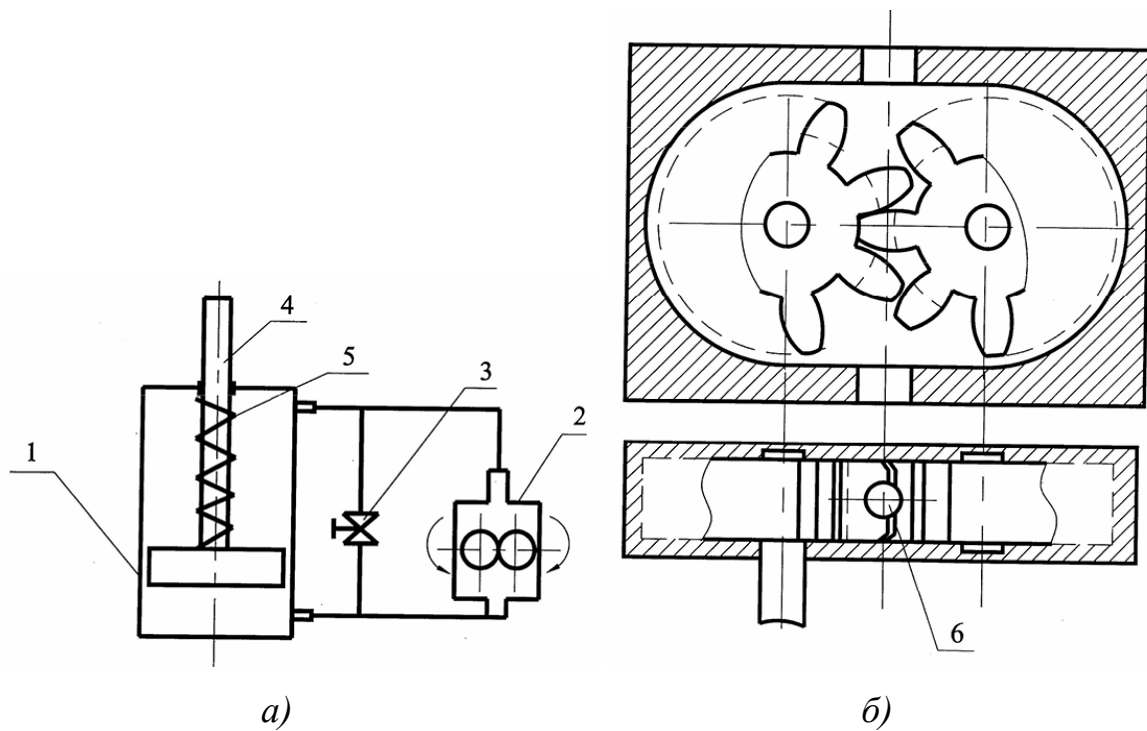
Після ліквідації прихвату, бурильна колона подається вниз, що приводить до повернення вузла блокування пустотілого валу 3 на впускному клапані 10 у початкове положення. Далі гідравлічний вібратор витягається із свердловини, з нього без розбирання виймається кульковий клапан 23 (достатньо нахилити гідравлічний вібратор, піднявши його за нижнє ковадло 21). Гідравлічний вібратор знову готовий до використання.

Застосування запропонованої корисної моделі дозволяє уникнути необхідності розбирання пристрою для заміни вузла блокування пустотілого валу на впускному клапані при подальшому його використанні і, як наслідок, – зменшити витрати на допоміжні операції.

На рисунку 2.12 представлено конструктивну схему пульсаційного гідравлічного вібратора [16] (патент України №40756), який містить гідроциліндр, порожнини якого з'єднані з входом та виходом шестеренчатого насоса, згідно винаходу, на кожній шестерні на трьох послідовних зубах зроблені радіусні виборки, які при обертанні шестерень за один період утворюють зливний канал, через який рідина під дією пружини перетікає у штокову порожнину.

Пульсаційний гідравлічний вібратор містить гідроциліндр 1, порожнини якого з'єднані з вхідним та вихідним отворами шестеренчатого насоса 2, між робочими порожнинами циліндру встановлено регулюючий вентиль 3, в циліндрі на штоку 4 встановлена зворотня пружина 5. На трьох послідовних зубах кожної з шестерен є радіусні виборки 6.

Пульсаційний гідравлічний вібратор працює таким чином. При обертанні ведучої шестерні мастило подається у нижню робочу порожнину циліндра, шток рухається ввєрх, стискаючи пружину 5.



- a)* – принципова схема пульсаційного гідравлічного вібратора;  
*б)* – шестерні насоса в момент утворення зливного каналу.

Рисунок 2.12 – Конструктивну схему пульсаційного гідравлічного вібратора  
 (патент України №40756)

Коли зуби з виборками 6 входять у зачеплення, створюється зливний канал, через який мастило під тиском пружини 5 перетікає у штокову порожнину циліндра. Таким чином, за один оберт шестерень мастило пульсує між робочими порожнинами циліндра, створюючи вібраційний рух штока 4. Частота коливань змінюється за допомогою вентиля 3. При повністю відкритому вентилі 3 коливання відсутні, при закритому вентилі 3 амплітуда коливань максимальна.

Одним із варіантів покращення конструкцій гідравлічних вібраторів є підвищення їх технічних характеристик, зокрема силових. Так в конструкції гідравлічного вібратора [17], автори роботи за рахунок зменшення вільного ходу бойка при його переміщенні до нижнього ковадла, досягнули підвищення енергії удару вниз (рисунок 2.13).



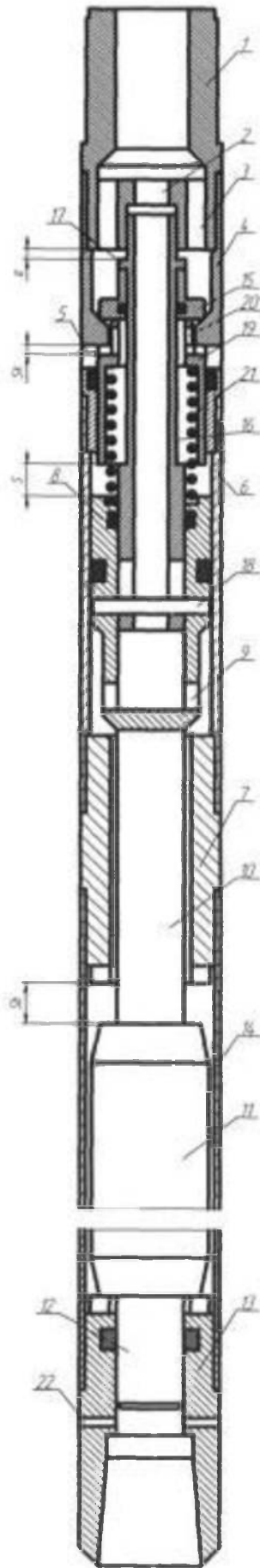


Рисунок 2.13 – Гідравлічний вібратор (патент України №79599)

До складу гідравлічного вібратора (рисунок 2.13) входить перехідник 1 з осьовим і радіальними каналами 2 і 3, з'єднаний з клапанною коробкою 4 з вихлопними отворами 5. Клапанна коробка 4 корпусом-циліндром 6 жорстко зв'язана з верхнім ковадлом 7. В корпусі-циліндрі 6 встановлений поршень 8 з радіальними отворами 9, який штоком 10 жорстко з'єднаний з бойком 11, який має хвостовик 12, встановлений в отворі нижнього ковадла 13. Верхнє і нижнє ковадла 7 і 13 з'єднані корпусом 14. В клапанній коробці 4 встановлений впускний клапан 15, виконаний з можливістю переміщення відносно пустотілої тяги 16, яка має у верхній частині уступ 17 над впускним клапаном 15 і з'єднана з поршнем 8 пальцем 18, який забезпечує можливість її обмеженого переміщення. Вихлопний золотник 19 з радіальними отворами 20 встановлений над поршнем 8, а між ними для забезпечення рухомості відносно пустотілої тяги 16 розміщена пружина 21. При цьому зазор (а) між уступом 17 і перехідником 1 менший за зазор ( $S_k$ ) між вихлопним золотником 19 і клапанною коробкою 4. В нижньому ковадлі виконані радіальні канали 22.

Гідравлічний вібратор працює таким чином. Він спускається в свердловину після виникнення прихвату і з'єднується нижнім ковадлом 13 з прихваченим інструментом (не показаний). Коли в гідравлічний вібратор подається промивальна рідина, то вона надходить в клапанну коробку 4 через канали 3 у верхньому перехіднику 1 та під поршень 8 через центральний канал 2 у верхньому перехіднику 1, порожнину тяги 16 і радіальні отвори 9. За рахунок тиску рідини поршень 8 починає рухатися вгору разом з бойком 11, з'єднаним з ним штоком 10, а тяга 16 піднімається на величину  $a$  до упору уступа 17 в перехідник 1, при цьому впускний клапан 15 утримується в сидлі клапанної коробки 4. При ході поршня 8 вгору стискається пружина 21, а рідина з порожнини корпусу-циліндра 6 над поршнем 8 витискається в свердловину через радіальні отвори 20 та вихлопні отвори 5. Коли поршень 8 пройде відстань  $S$ , то він нанесе удар по вихлопному золотнику 19. Останній піднімається вгору до упору в клапанну коробку 4 на відстань  $Sk$  за рахунок енергії удару та сили стиснутої пружини 21. Вихлопний золотник 19 перекидає ви-

хлопні радіальні канали 5 в клапанній коробці 4 та відкриває впускний клапан 15. За цей час бойок 11 пройде вільний хід, який дорівнює  $Sb-S$  (він повинен бути меншим за  $Sk$  для запобігання повторного удару по закритому вихлопному золотнику), і наносить удар по верхньому ковадлу 7, енергія якого через корпус 14 і нижнє ковадло 13 передається на прихвачений інструмент.

Оскільки впускний клапан 15 відкритий, то рідина надходить в порожнину корпусу-циліндра 6 над поршнем 8, і за рахунок того, що робоча площа поршня 8 зверху більша ніж знизу на величину площі хвостовика 12, то виникає сила, яка змушує рухатися поршень 8 вниз. При цьому впускний клапан 15 і вихлопний золотник 19 утримуються в верхньому положенні за рахунок тиску рідини. При підході до нижнього ковадла 13 поршень 8 пальцем 18 б'є по пустотілій тязі 16 і переміщує її вниз. Тяга 16 за рахунок контакту уступа 17 з впускним клапаном 15 повертає його та вихлопний золотник 19 в початкове становище, перекриваючи рідині доступ в надпоршневу порожнину корпусу-циліндра 6. За цей час бойок 11 пройде вільний хід, який дорівнює величині  $a$  (переміщення тяги 16 при ході бойка вгору), і наносить удар по нижньому ковадлу 13, енергія якого передається на прихвачений інструмент. Таким чином для того, щоб вільні ходи бойка, а відповідно, і енергія ударів вгору і вниз були рівними, достатньо виконати співвідношення  $Sb-S=a$ . При цьому величина  $a$  повинна бути меншою за  $Sk$  для запобігання зупинки бойка до удару по нижньому ковадлу. Далі цикл роботи повторюється.

Прихват ліквідується за рахунок періодичних ударів вгору і вниз, які генерує гідравлічний вібратор. В процесі роботи радіальні отвори 22 в нижньому ковадлі 13 забезпечують циркуляцію рідини під хвостовиком 12, що необхідно для працездатності механізму в разі герметичного прихвату, коли рідина з вибою не зможе потрапити під хвостовик 12 через центральний канал в нижньому ковадлі.

Мета магістерської кваліфікаційної роботи – розроблення малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра, в якому силова (гідроциліндр) та пружна ланки суміщена в одній конструкції на базі кільцевих пружин (КП), а геометричні елементи виконавчої ланки (плунжера) вібратора використані для організації першого ступеня герметизації параметричного однокаскадного клапанного генератора імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної пропускної здатності. Другий ступінь герметизації ГІТ організовано спеціальною деталлю – втулкою – клапаном, розташованою на плунжері ГІВ – ГЦ, який разом із запірним елементом першого ступеня герметизації ГІТ взаємодіє з спільним плаваючим сідлом, навантаженим короткою КП.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв’язати такі задачі:

- виконати аналіз відомих технічних рішень і схем вібраторів, що використовуються у приводах ВМ і ВУМ;
- на основі зробленого аналізу розробити конструкцію малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі КП;
- розробити динамічну модель малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі КП;
- на основі створеної динамічної моделі малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі КП розробити його математичну модель, в якій гідравлічна ланка гідросистеми живлення енергоносієм (робочою рідиною) вібратора представлена у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта;
- ґрунтуючись на аналізі математичної моделі вібратора та орієнтовній циклограмі його робочого циклу, розробити методичку проектного розрахунку вібратора;
- розробити принципову схему стенда для експериментального дослідження малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі КП, з метою перевірки коректності його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень;

– виконати економічний аналіз розробленого вібратора з орієнтовним визначенням кошторису витрат на виготовлення дослідного зразка вібратора та впровадження його у виробництво, а також визначити термін окупності цих витрат;

– розробити заходи охорони праці та безпеки життєдіяльності під час експлуатації малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ та ВМ і ВУМ на його основі.

### 3 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА – ГІДРОЦИЛІНДРА (ГІВ – ГЦ) НА БАЗІ КІЛЬЦЕВИХ ПРУЖИН (КП) З ВБУДОВАНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ (ГІТ)

#### 3.1 Конструктивна схема гідроімпульсного малогабаритного вібратора

Конструкцію (конструктивну схему) ГІВ – ГЦ з вбудованим однокаскадним параметричним ГІТ підвищеної пропускної здатності [12, 13] та пружними ланками у вигляді КП 1 і КП 2, зображено на рисунку 3.1. ГІВ – ГЦ складається з робочого плунжера 1, лівий торець якого оформлено (за креслеником) як запірний елемент клапанного типу (фаскового) першого ступеня герметизації вбудованого ГІТ. Запірний елемент (клапан першого ступеня герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ) за притертою широкою фаскою по середньому діаметру  $d_1$  контактує з першою фаскою плаваючого сідла 4, розміщеного в корпусі 3). Корпус 3 центрується за точною ковзаючою посадкою по зовнішній поверхні гільзи 2 і нерухомо фіксується на останній за допомогою нарізки та контреться гайкою 19. В центральній осьовій розточці гільзи 2 (порожнина  $D$ ) розташовано основну КП 1, яка є пружною ланкою ГІТ та вібратора. КП 1 складається із зовнішніх 9 і внутрішніх 10 кілець. Другий ступінь герметизації ГІТ клапанного типу утворено за допомогою втулки-клапана 5, яка направляє за точною ходовою посадкою, наприклад,  $\emptyset d'_1$  H7/g6 по діаметру  $d'_1$  циліндричної частини запірного елемента першого ступеня герметизації ГІТ (плунжер 1). Широкою фаскою, виконаною на лівому торці втулки-клапана 5 (за креслеником), втулка-клапан 5 по середньому діаметру  $d_2$  контактує з другою фаскою плаваючого сідла 4, навантаженого короткою додатковою КП 2, яка складається із двох зовнішніх 11 та одного внутрішнього 12 кілець. Для забезпечення осьового плавання сідла 4 в початковий момент відкриття ГІТ між буртиком сідла 3 та торцем розточки в корпусі 3 (див. рисунок 3.1) передбачено зазор  $\delta_c = 0,05h_g$  (тут  $h_g$  – від'ємне

відкриття запірних елементів ГІТ). Необхідний для герметизації в початковому положенні втулки-клапана 5 на другій фасці сідла 4 контактний тиск  $p_k$  створюється витю пружиною 8, яка притискає втулку-клапан 5 до сідла 4 через ступінчасту втулку 6 та розрізне пружинне кільце 7. Для компенсації початкового переміщення плунжера 1 в момент відкриття ГІТ, між правим торцем втулки-клапана 5 та лівим ступінчастим торцем плунжера 1 (за креслеником) утворено зазор  $\delta_k = \delta_c + 0,05h_6 \approx 0,1 h_6$ .

Через паз «а» на плунжері 1 (див. перетин А – А на рис. 3.1) порожнину  $D$  розміщення основної КП 1 вільно з'єднано зі зливною порожниною  $C$  ГІВ – ГЦ.

Висока точність напрямної поверхні ( $\emptyset d_1 H7/g6$ ) втулки-клапана 5 та розвинута її довжина практично виключають втрати робочої рідини (енергоносія) через зазор в спряженні втулки-клапана 5 та циліндричної частини запірного елемента першого ступеня герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ під час прямого ходу плунжера 1. Рівень тиску енергоносія  $p_{Imax}$  (тиск «відкриття» ГІТ [5, 6]) регулюється зміненням попередньої деформації основної КП 1 через втулку 13 накидною гайкою 14. Положення накидної гайки 14 фіксується контргайкою 15. Від зовнішнього забруднення шток плунжера 1 захищається брудознімачем 16.

Енергоносій за допомогою гнучкого рукава високого тиску від гідронасосної станції (на рисунку 3.1 умовно не показана) підводиться через отвір в штуцері – кришці 17 в напірну порожнину  $A$  вібратора, а його зливна порожнина  $C$  через штуцер 18 гнучким рукавом з'єднана з баком  $B$  гідронасосної станції. З метою збільшення прохідного перерізу штуцера 18, який повинен буди не менше прохідного перерізу штуцера – кришки 17 (що залежить від габаритів типорозміру ГІВ – ГЦ), вібратор може мати два та більше зливних штуцерів 18, які розміщуються зі зміщенням на  $90^\circ$  відносно зливної порожнини  $C$ .

Циліндричні поверхні зовнішніх кілець 9 і 11 (див. рисунок 3.1), якими КП1 та КП2, відповідно, направляються в розточках корпусу 3 та гільзи 2

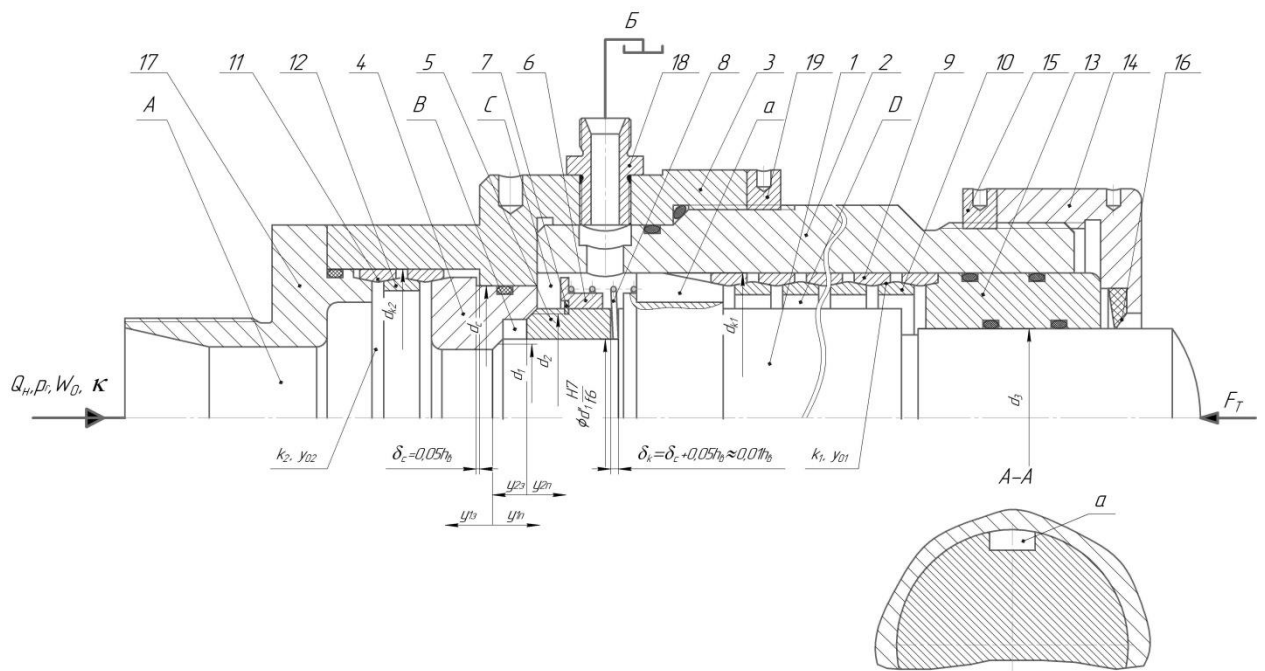


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема ГІВ – ГЦ з пружними ланками у вигляді КП 1 і КП 2 та вбудованим однокаскадним параметричним ГІТ

ГІВ – ГЦ, спрягаються з поверхнями розточок корпусу 3 та гільзи 2 за ходовими посадками не вище 9 – 10 квалітетів точності. За абсолютною величиною радіальні деформації кілець малі [18, 19], то зазори, які забезпечують названі квалітети із врахуванням радіального розтягування зовнішніх кілець 9 і 11 під час їх робочої деформації, гарантовано виключають можливе заклинювання цих кілець.

Принцип роботи ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.1) ґрунтується на генеруванні потоком  $Q_n$  (подача гідронасоса гідронасосної станції енергоносія), що підводиться в напірну порожнину  $A$  вібратора, імпульсів тиску амплітудою  $\Delta p = p_{1max} - p_{2max}$  (тут  $p_{1max}$ , та  $p_{2max}$  – відповідно, рівні тисків «відкриття та «закриття» ГІТ [1, 3]) за рахунок зміни потоком  $Q_n$  площі поперечного перерізу запірного елемента ГІТ з  $A_1 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2 \approx 0,785 \cdot d_1^2$  (площа поперечного перерізу запірного елемента першого ступеня герметизації ГІТ) на  $A_2 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_2^2 \approx 0,785 \cdot d_2^2$  (другий ступінь герметизації ГІТ) як під час прямого ходу (з  $A_1$  на  $A_2$ ), так і зворотного (з  $A_2$  на  $A_1$ ) ходів плунжера 1 вібратора. Рівні тисків  $p_{1max}$ , та  $p_{2max}$  досягаються внаслідок власної стисливості енергоносія з



ізотермічним модулем пружності  $\kappa$  енергоносія та регулюються в основному за рахунок зміни попередньої деформації КП 1 ГІВ – ГЦ.

Частота імпульсів тиску в напірній порожнині  $A$  вібраторів є рівною частоті вібрацій  $\nu_T \equiv \nu$  [5 – 8] і її можна змінювати впливом на  $\Delta p$  (за рахунок регулювання  $p_{1max}$ ) та  $Q_n$ , наприклад, відведенням частини цього потоку енергоносія через регулятор потоку в бак [5 – 7]. Зміна  $\Delta p$  в основному впливає на рівні амплітуди вібрацій та корисного зусилля на штокові ГІВ – ГЦ.

За закритого ГІТ, як показано на рисунку 3.1, тиск енергоносія в напірній порожнині  $A$  вібратора зростає внаслідок власної стисливості енергоносія та за досягнення рівня «відкриття» ГІТ [5, 7]

$$p_A = p_{1max} \geq [k_1 \cdot (y_{01} + \delta_c) + F_{TO}] \cdot A_1^{-1} \quad (3.1)$$

Починається прямий хід плунжера 1 на шляху від'ємного перекриття  $h_g$ . У формулі 3.1 позначено:  $k_1$  – жорсткість КП 1;  $y_{01}$  – попередня деформація КП1;  $\delta_c = 0,05h_g$  – зазор між буртиком плаваючого сідла 4 та торцем розточки в корпусі 3 (див. рисунок 3.1), який утворюється під час збирання вібратора разом з кільцями 11 та 12 КП 2, яка певного мірою амортизує ударний контакт запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ в кінці їх зворотного ходу (закритті ГІТ);  $F_{TO}$  – початкове зусилля технологічного опору об'єкта технологічного пливу плунжера 1 ГІВ – ГЦ. Якщо вібратор встановлено вертикально у вібраційній (ВМ) чи віброударній (ВМ) технологічних машинах, наприклад, у використанні ГІВ – ГЦ як силового гідроциліндра гідроімпульсного привода (ГІП), то у зусилля  $F_T$  необхідно включити силу ваги виконавчої ланки ВМ чи ВУМ (наприклад, вібростола) та зведених до неї мас  $m_{max}$ :  $F_G = m_{max} \cdot g$  (тут  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  – пришвидшення вільного падіння).

Жорсткість КП1 рекомендується розраховувати за залежністю, яка буде отримана в роботі [21]:

$$k_1 = \pi E \cdot A_{m_1} \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \cdot \operatorname{tg}(\beta_1 + \varphi_1) \cdot d_{m_1}^{-1} (n_{k_1} - 3)^{-1} \approx C_{КП} \cdot A_{m_1} \cdot d_{m_1}^{-1} (n_{k_1} - 3)^{-1}, \quad (3.2)$$

де  $C_{КП} = \pi E \cdot A_{m_1} \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \cdot \operatorname{tg}(\beta_1 + \varphi_1) \approx \pi E \cdot \operatorname{tg}^2 \beta_1 = \text{const}$ , оскільки кут тертя  $\varphi_1 \approx 0$  так як кільця КП1 працюють у мастильній ванні за зливного тиску енергоносія;  $\beta_1 = 12^\circ \dots 15^\circ$  [19] – кут конусності кілець КП1  $A_{m_1}$ ,  $d_{m_1}$  – відповідно, середні площі перерізу та діаметри кілець 9 і 10 КП1;  $n_{k_1}$  – повне число кілець КП1;  $E$  – модуль пружності матеріалу кілець КП1, зазвичай кільця КП виготовляють з пружинних марок сталі, наприклад, 60С2А ГОСТ 15959–79 для якої  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$  та  $[\sigma_p] = 314 \text{ МПа}$  – допустиме напруження розтягування.

Амортизаційна КП2 складається з двох зовнішніх кілець 11 і одного внутрішнього 12 і, очевидно за однакових розмірів кілець (які можуть бути або не суттєво більшими чи меншими, має значно вищу жорсткість  $k_2$ , оскільки повне число її кілець  $n_{k_2} \gg n_{k_1}$ . За однакових розмірів кілець КП1 і КП2  $d_{m_1} = d_{m_2}$ ;  $A_{m_1} = A_{m_2}$ , тоді за рівності  $\beta_1 = \beta_2$  (приймаємо  $\beta_1 = \beta_2 = 12^\circ$ )

$$k_2 = C_{КП} \cdot A_{m_1} \cdot d_{m_1}^{-1} (n_{k_2} - 3)^{-1} = C_{КП} \cdot A_{m_1} \cdot d_{m_1}^{-1} (5 - 3)^{-1} = 0,5 C_{КП} \cdot A_{m_1} \cdot d_{m_1}^{-1}, \quad (3.3)$$

де  $n_{k_2} = 5$ .

Порівнюючи (3.2) та (3.3) можна установити:

$$k_2 = 0,5 k_1 (n_{k_1} - 3). \quad (3.4)$$

КП2 в процесі збирання ГІВ – ГЦ складається без попереднього натягу, а зазор  $\delta_c$  виникає під дією регулювання попереднього натягу  $y_{01}$  КП1, що за відсутності тиску енергоносія в напірній порожнині  $A$  спричиняє очевидну рівність:

$$k_1 \cdot y_{01} = k_2 \cdot y_{02}, \quad (3.5)$$

Звідки

$$y_{02} = k_1 \cdot k_2^{-1} \cdot y_{01} = 2 \cdot (n_{k_1} - 3)^{-1} y_{01}, \quad (3.6)$$

де  $y_{02}$  – попередній натяг КП2. Оскільки  $k_1 \cdot k_2^{-1} < 1$ , то й  $y_{02} < y_{01}$ , наприклад, за  $n_{k_1} = 23$   $y_{02} = 0,1 \cdot y_{01}$ .

Зазвичай, величина від’ємного перекриття  $h_{g_1}$  в розглядуваному ГІВ – ГЦ – це відкриття ГІТ та амплітуда вібрацій плунжера 1, за результатами експериментальних досліджень ГІП [5 – 8] не перевищує 2...4мм, що визначає величину зазору  $\delta_c = 0,05 \cdot h_g = 0,05(2...4) = 0,1...0,2$ мм.

Після появи тиску енергоносія в порожнині  $A$   $p_A < p_{1\max}$  система плаваюче сідло 4 запірні елементи ГІТ (плунжер 1 та система втулка – клапан 5 – ступінчаста втулка 6) разом, як одне ціле, переміщуються на величину зазору  $\delta_c$ , внаслідок чого попередня деформація КП2  $y_{02}$  зменшується на  $\delta_c$ , а попередня деформація КП1 зростає до величини  $y_{01} + \delta_c$ . Зростання тиску енергоносія до рівня  $p_A \geq p_{1\max}$  спричиняє відрив фаски клапана першого ступеня герметизації ГІТ від першої фаски плаваючого сідла 4, внаслідок чого напірна порожнина  $A$  сполучається з проміжною  $B$  (див. рисунок 3.1). Через малий об’єм порожнини  $B$  тиск енергоносія в цій порожнині практично миттєво досягає рівня  $p_{1\max}$ . Енергоносій під тиском  $p_{1\max}$  переміщує втулку-клапан 5, перемагаючи опір витої пружини 8, на величину зазору  $\delta_k \approx 0,1h_g$  до упору своїм правим торцем в лівий торець напрямної частини плунжера 1 (за креслеником, див. рисунок 3.1). Після вибору зазору  $\delta_c$  втулка-клапан 5 разом з плунжером 1 рухаються на повний робочий хід – від’ємне перекриття  $h_g$ . Необхідний контактний тиск для герметизації в початковому положенні втулки-клапана 5, можна оцінити за залежністю [12, 13]

$$p_k = 4k_3 \cdot y_{03} / (\pi d_2^2) \approx 1,274k_3 \cdot y_{03}, \quad (3.7)$$

де  $k_3$  – жорсткість витої пружини 8;  $y_{03} = const$  – попередня деформація витої пружини 8, яка утворюється під час збирання ГІВ – ГЦ.

Відкриття ГІТ на величину  $h_g$  сполучає напірну порожнину  $A$  зі зливною  $C$ , яка посередністю штуцера 18 та гнучких рукавів (на рис. 3.1 умовно

не показані) з'єднана з баком  $B$  гідронасосної станції (на рис. 3.1 умовно не показана), внаслідок чого тиск енергоносія в гідросистемі вібратора зменшується до рівня тиску «закриття» ГІТ [5 – 11]:

$$p_A \leq p_{2\max} \leq p_{1\max} \cdot d_1^2 \cdot d_1^{-2} + [k_1 \cdot h_g + F_{T\max} + k_3(y_{03} + \delta_\kappa)] A_2^{-1}, \quad (3.8)$$

де  $F_{T\max}$  – максимальне зусилля опору технологічного об'єкта, що діє на вільний торець плунжера 1.

Теоретично за рівня тиску енергоносія  $p_{2\max}$  починається зворотний хід плунжера 1 разом із втулкою – клапаном 5 на шляху  $0 \leq y_{13} \leq h_g$ . В кінці зворотного ходу плунжера 1 ( $y_{13} = h_g$ ,  $p_A = p_{2\max} \approx const$ ) герметизації ГІТ фіксуються на фасках плаваючого сідла 4 початковими зусиллями КП1 та витої пружини 8. Кінетична енергія руху плунжера 1 та втулки – клапана 5 частково переходить в потенціальну енергію деформації КП2, тим самим зменшуючи рівень ударної взаємодії плунжера 1, в першу чергу, та втулки-клапана 5 в кінці їх зворотного ходу, що збільшує термін служби герметизуючих фасок (контактуючих поверхонь) запірних елементів першого та другого рівнів герметизації ГІТ вібратора і плаваючого сідла 4.

В момент входження втулки-клапана 5 в кінці зворотного ходу в контакт зі своїм сідлом можливе незначне підвищення тиску енергоносія в проміжній порожнині  $B$ , яке компенсується витоками через зазор спряження  $\emptyset d_1' H7/f6$  (див. рисунок 3.1), чим забезпечується оптимальний режим посадки втулки-клапана 5 в кінці його зворотного ходу. У випадку не достатності прохідного перерізу цього зазору для компенсації описаного підвищення тиску енергоносія в проміжній порожнині  $B$ , що може бути встановлено тільки експериментально під час налагодження режимів роботи ГІВ – ГЦ, можна створити необхідний додатковий прохідний переріз за допомогою маленької

лиски на напрямній поверхні діаметром  $d'_1$  ф6 плунжера 1 або маленької канавки (риски) на поверхні отвору  $d'_1$  Н7 втулки – клапана 5.

Як правило, під час досліджень ГП ВМ і ВУМ та пристроїв їх робочий цикл розділяють на окремі фази [5 – 8, 21], які з метою спрощення математичних моделей ГП, об'єднують в прямий і зворотний ходи виконавчих ланок ГП та силових ланок гідродвигунів (гідроциліндрів ВМ і ВУМ та пристроїв [5 – 8, 21].

Математична модель ГП будь-якої ВМ та ВУМ або гідроімпульсного пристрою яким є розглядуваний ГВ – ГЦ складається з рівнянь руху рухомих мас ГП, рівняння витрати енергоносія та умов однозначності, що складаються з обмежень переміщень, швидкостей та інших кінематичних, силових і енергетичних параметрів рухомих мас привода. Конкретно в досліджуваному ГВ–ГЦ можна визначити такі рухомі зведені маси (див. рисунок 3.1):

$$m_1 = m_{ПЛ1} + m_{КП1} = m_{ПЛ1} + (m_{зк} + m_{вк})(n_{к1} - 1); \quad (3.9)$$

$$m_2 = m_{вк} + m_{св} + m_{прк} + m_{пр}, \quad (3.10)$$

де  $m_{ПЛ1}$  – маса плунжера 1;  $m_{КП1} = (m_{зк} + m_{вк}) \cdot (n_{к1} - 1)$  – рухома маса КП1 (тут  $m_{зк}$  і  $m_{вк}$  – маси зовнішніх і внутрішніх кілець КП1;  $n_{к1}$  – повне число кілець КП 1);  $m_{вк}$  – власна маса втулки-клапана 5;  $m_{св}$  – маса ступінчастої втулки 6;  $m_{прк}$  – маса пружинного кільця 7;  $m_{пр}$  – маса (ефективна) витої пружини 8. Вид рівняння витрати енергоносія в математичній моделі досліджуваного вібратора визначається моделлю гідравлічної ланки (далі ГЛ) ГП ГВ – ГЦ. Зазвичай, в ГП ВМ і ВУМ та гідроімпульсних пристроях, з метою отримання максимально можливих частот імпульсів тиску, які й визначають параметри вібронавантаження виконавчими ланками (далі ВЛ) ВМ чи ВУМ об'єкта технологічного впливу, – мінімізують початковий об'єм  $W_0$  напірних порожнин [5 – 8, 21]. Основними параметрами вібронавантаження у ВМ і ВУМ є частота та амплітуда вібрацій ВЛ і зусилля, що діє на об'єкт технологічного впливу.

### 3.2 Динамічна модель ГЛ ГІВ – ГЦ

У випадку обмеження мінімумом початкового об'єму напірної порожнини  $A$  (див. рисунок 3.1), маса енергоносія, що міститься в ньому мала порівняно з масою  $m_1 + m_2 = m_\Sigma$ . Це дозволяє знехтувати впливом маси енергоносія на динамічні процеси в ГПІ ГІВ – ГЦ і вважати ГЛ ГПІ вібратора тілом Кельвіна – Фойгта [5 – 8, 21] в якому без інерційний (без масовий) пружний елемент жорсткістю  $k_0$  паралельно з'єднаний з дисипативним без інерційним елементом ГЛ з коефіцієнтом в'язкого опору  $C_0$  під час деформування ГЛ.

Для побудови ГЛ ГПІ ГІВ – ГЦ у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта доцільно всі гідро канали та гідро лінії гідросистеми вібратора звести до усередненої гідро лінії (труби) [5 – 8, 21] з площею поперечного перерізу

$$A_0 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (l_i \cdot A_i)}{\sum_{i=1}^{i=n} l_i} = \sum_{i=1}^{i=n} (l_i \cdot A_i) / L_0 \quad (3.11)$$

де  $A_i$ ,  $l_i$ ,  $L_0$  – відповідно, площа та довжина поперечного перерізу  $i$ -го гідро-канала та гідролінії напірної порожнини  $A$  гідросистеми вібратора;  $L_0$  – сумарна довжина усередненої гідролінії;  $n$  – кількість напірних гідро каналів і гідроліній вібратора.

Під час роботи ГІВ – ГЦ енергоносія в усередненій гідро лінії деформується. Вважаючи енергоносією крапелькою (ньютонівською) рідиною, зв'язок між об'ємною (відносною) деформацією  $\varepsilon_w$  енергоносія та тиском  $\Delta p_r$ , що виникає в ньому, можна виразити через закон Гука [22, 23]:

$$\Delta p_r = \varepsilon_w \cdot \kappa = \Delta W \cdot \kappa \cdot W_0^{-1}, \quad (3.12)$$

де  $\Delta p_r = p_r - p_{зл}$  – перепад тиску в напірній порожнині  $A$  гідросистеми вібратора;  $p_r$  – поточний тиск в гідросистемі;  $p_{зл}$  – тиск в зливній порожнині

гідросистеми, зазвичай, приймають,  $p_{3л} = 0$  [5 – 8];  $\varepsilon_w = \Delta W \cdot W_{O\Sigma}^{-1}$  – відносна об'ємна деформація в усередненій гідро лінії виникає внаслідок стикання енергоносія на величину  $\Delta W$  в його початкового об'єму  $W_{O\Sigma} = A_0 \cdot L_0 = const$ .

Зміну об'єму  $\Delta W$  енергоносія в усередненій гідролінії доцільно виразити через його лінійну  $x_{or}$  деформацію:

$$\Delta W = x_{or} \cdot A_0; \quad (3.13)$$

тоді

$$\varepsilon_w = x_{or} \cdot A_0 \cdot W_0^{-1}, \quad (3.14)$$

де за  $A_0 = const$  і  $W_0 = const$   $x_{or} = var$ .

ГЛ у вигляді труби – тіла Кельвіна – Фойгта є рідинним стержнем довжиною  $L_0$  та площею поперечного перерізу  $A_0$ , то початкову жорсткість  $k_{or}$  ГЛ можна визначити за відомою формулою [6, 23]

$$k_{or} = A_0^2 \cdot \kappa W_0^{-1}. \quad (3.15)$$

Враховуючи в (3.12), (3.13), (3.14) та (3.15), знайдемо залежність, що зв'язує поточний тиск  $p_r$  енергоносія з його лінійною деформацією  $x_{or}$  в ГЛ:

$$p_r = x_{or} \cdot k_{or} \cdot A_0^{-1}, \quad (3.16)$$

де  $A_0 \cdot \kappa \cdot W_0^{-1} = k_{or} \cdot A_0^{-1}$ . З рухомими масами  $m_1$  та  $m_2$  ГІТ і силового плунже-ра 1 (див. рис. 3.1) ГЛ взаємодіє через передатні відношення [2 – 4, 13]

$$U_{oj} = A_j^2 \cdot A_0^{-2}, \quad (3.17)$$

де  $A_j$  – площа поперечного перерізу j-ї рухомої ланки ГІВ – ГЦ (першого  $A_1$  та другого  $A_2$  ступенів герметизації ГІТ).

Жорсткість  $k_{or}$  ГЛ в процесі робочого циклу вібратора змінюється внаслідок додавання (чи віднімання) до початкового об'єму  $W_0$  його напірної порожнини  $A$  додаткових об'ємів енергоносія, які витрачаються на переміщення плунжера 1 та втулки-клапана 5 під час їх прямого та зворотного ходів і власне стискання енергоносія під дією його тиску. Теоретичними та експериментальними дослідженнями ГП машин і пристроїв різного призначення встановлено [9–12], що порівняно з  $W_0$  об'єми енергоносія, які додаються до  $W_0$  в процесі робочого циклу малі і ними можна знехтувати. Це дозволяє припустити, що  $k_{or} = const$  протягом всього робочого циклу вібратора. Таке припущення спрощує як динамічне, так і математичну моделі ГІВ – ГЦ.

Через передатні відношення ГЛ можна приводити для будь-якої площі поперечного перерізу рухомої ланки вібратора за формулою [10, 12]:

$$k_{oj} = U_{oj} \cdot k_{or}, \quad (3.18)$$

де  $j = 1, 2, 3, \dots, n$  – порядковий номер  $j$ -ї рухомої ланки вібратора. Лінійну деформацію  $x_{or}$  та швидкість цієї деформації  $\dot{x}_{or}$  за аналогічними (3.18) залежностями також можна приводити до будь-якої рухомої ланки ГІВ – ГЦ:

$$x_{Aj} = x_{or} \cdot U_{oj}^{-0,5}. \quad (3.19)$$

$$\dot{x}_{Aj} = \dot{x}_{or} \cdot U_{oj}^{-0,5}. \quad (3.20)$$

В процесі руху енергоносія в усередненій гідро лінії ГЛ зі швидкістю  $\dot{x}_{or}$  за припущення, що ця швидкість є й швидкістю деформації ГЛ виникає внутрішнє тертя між шарами енергоносія та між ним і стінками усередненої гідро лінії (труби) ГЛ. Для крапельних (ньютонівських) рідин сила внутрішнього тертя  $F_{A_0}$  визначається за законом Ньютона:

$$F_{A_0} = c_0 \cdot \dot{x}_{or}, \quad (3.21)$$



де  $c_0 = 0,25\pi\mu_l \cdot d_0^2 \approx 0,785\mu_l \cdot d_0^2$  – коефіцієнт в'язкого опору під час деформування ГЛ;  $d_0 = 2\sqrt{(A_0/\pi)} \approx A_0^{0,5}$  – діаметр (умовний прохід) усередненої напірної гідро лінії гідросистеми вібратора. Аналогічно з  $k_{oj}$ ,  $x_{or}$ ,  $\dot{x}_{or}$  силу в'язкого тертя можна приводити до площі поперечного перерізу будь-якої рухомої ланки ГІВ – ГЦ за формулою [7, 8, 21]:

$$F_{Aj} = U_{oi}^{0,25} \cdot C_0(\dot{x}_{Aj} \pm \dot{y}_j) \quad (3.22)$$

де  $\dot{y}_j$  – поточна швидкість руху  $j$ -ої ланки вібратора; «+» ставиться у випадку коли переміщення ланки ГІВ – ГЦ збільшує деформацію  $x_{or}$  ГЛ, «-» – коли зменшує.

Реальний робочий цикл ГІВ – ГЦ характеризується великим числом динамічних параметрів (силових, енергетичних і кінематичних тощо), які ж до того часто можуть змінюватись випадковим чином. Намагання врахувати в динамічній та математичній моделях ГІВ – ГЦ всі ці параметри як найбільшу їх кількість дуже ускладнить ці моделі, що зробить неможливим їх аналіз і дослідження. Щоб зменшити трудомісткість побудови, аналізу та дослідження динамічної і математичної моделей ГІВ – ГЦ, доцільно, окрім раніше викладеного, прийняти ще додаткові обґрунтуванні припущення, які спрощують названі моделі:

- Фізичні параметри енергоносія, такі як його густина  $\rho_l = const$ , динамічна в'язкість  $\mu_l = const$  (або кінематична  $\nu_l = \mu_l / \rho_l = const$ ) та ізотермічний модуль пружності  $\kappa = const$ ;
- Хвильові процеси в ГЛ ГІВ – ГЦ через малу довжину гідроліній відсутні;
- Витоки енергоносія через ущільнення рухомих і нерухомих ланок ГІВ – ГЦ порівняно з потоками енергоносія під час спрацювання його ГІТ відсутні або дуже малі;

- Приймаємо квадратичною залежність [22, 23] витрати енергоносія від тиску  $p_r$  (або  $x_{or}$ ) під час його проходження через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГІТ;
- Припускаємо, що коефіцієнт витрати енергоносія  $\xi_r = const$  через відкриті щілини запірних елементів ГІТ;
- Припускаємо, що за стабілізованого режиму робочого процесу ГІВ – ГЦ після завершення перехідних процесів, термодинамічний процес теплообміну в гідросистемі ГІВ – ГЦ ізотермічний;
- Порівняно з рушійними силами та силами опору гідродинамічні сили під час відкриття та закриття запірних елементів ГІТ ГІВ – ГЦ малі і у вихідних диференціальних рівняннях математичної моделі ГІВ – ГЦ не враховуються;
- Припускаємо, що в зазорах напрямних поверхонь плунжера 1 та втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1) має місце тільки рідинний режим тертя;
- Сила ваги плунжера 1 ГІВ – ГЦ та ваги об'єкта технологічного впливу вібратора враховуються в зусиллі  $F_T$  (див. розшифровку величин формули 3.1) у випадку вертикального розташування ГІВ – ГЦ.

Раніше відмічено, що під час теоретичних досліджень ГІП ВМ і ВУМ та гідроімпульсних пристроїв прийнято розділяти робочий цикл на прямий та зворотний хід рухомих ланок ГІТ і виконавчих ланок ВМ чи ВУМ або пристроїв. З метою більш детального аналізу робочого циклу ГІВ – ГЦ також доцільно його описати графічно за допомогою орієнтовної циклограми (рисунок 3.2) у вигляді двох перших імпульсів зміни тиску енергоносія  $p_r$  в напірній порожнині  $A$  вібратора (крива 1), переміщень маси  $m_1$  (крива 1)  $y_1$  та маси  $m_2$  (крива 3)  $y_2$  під час прямого і зворотного ходів цих мас  $m_1$  і  $m_2$ . Побудова орієнтовної циклограми здійснюється за методикою, розробленою в роботах [5 – 8, 21]. Орієнтовна циклограма робочого циклу ГІВ – ГЦ не враховує перехідні процеси, які мають місце під час запуску ГІВ – ГЦ в реальному робочому циклі вібратора. Причина перехідних процесів – дія сил тертя

під час переміщення рухомих мас  $m_1$  і  $m_2$ , змінення фізичних параметрів енергоносія таких як його густина  $\rho_1$ , динамічна в'язкість  $\mu_1$  та модуль пружності  $\kappa$  внаслідок впливу температури енергоносія розчиненого повітря тощо. перераховані фактори можна визначити та врахувати їх вплив на робочий процес ГІВ – ГЦ тільки за результатами експериментальних досліджень динаміки вібратора.

В орієнтовній циклограмі робочого циклу ГІВ – ГЦ припускається, що в другому імпульсах тиску та переміщень мас і перехідні процеси відсутні.

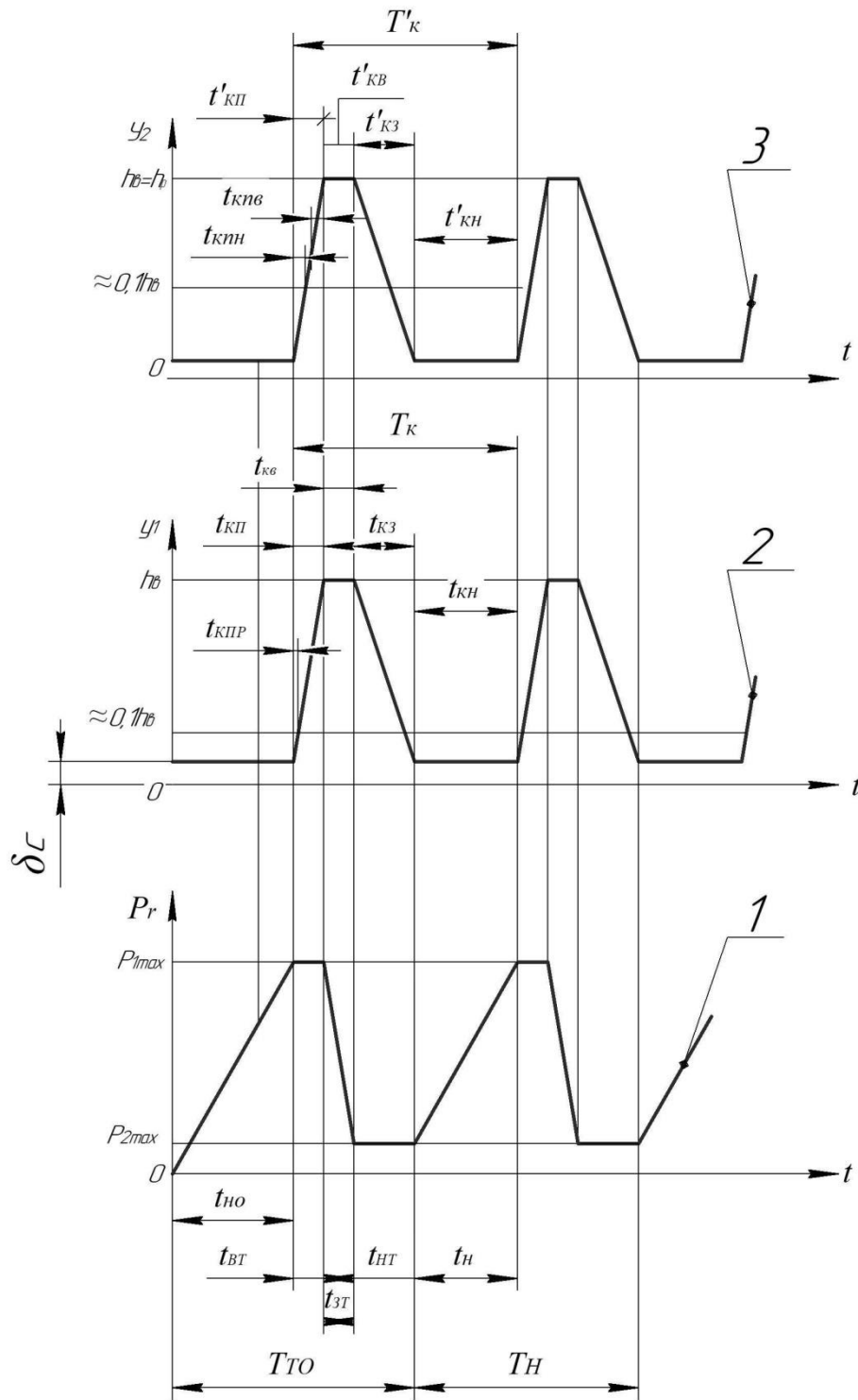
Раніше було відмічено, що після зростання в напірній порожнині  $A$  (див. рисунок 3.1) тиску енергоносія до рівня

$$p_A = p_0 \geq [k_1 \cdot y_{01} + F_{T0}] A_3^{-1}, \quad (3.23)$$

(тут  $A_3 = \pi d_c^2 / 4 \approx 0,785 d_c^2$ ;  $d_c$  – діаметр напрямної поверхні плаваючого сидла 4, див. рис. 3.1) сидло 4 разом із плунжером і втулкою-клапаном як одне ціле переміщуються на шляху зазору  $\delta_c$  до упора бурта сидла 4 в торець розточки в корпусі 3 розміщення КП2. За подальшого росту тиску енергоносія до рівня  $p_{1\max}$  плунжер 1 і втулка-клапан 5 не рухаються. Оцінити рівень тиску  $p_0$  порівняно з тиском  $p_{1H}$  «відкриття» ГІТ можна на основі залежності (3.1) і (3.23), прийнявши  $\delta_c = 0$ :

$$p_0 \approx p_1 \cdot d_1^2 \cdot d_c^{-2}. \quad (3.24)$$

Оскільки  $d_c > d_2$  (див. рис. 3.1), то очевидно, що  $p_0 < p_2$ . Цей результат оцінки  $p_0$  дозволяє вважати, що наступні імпульси тиску енергоносія в напірній порожнині  $A$  починаються з рівня  $p_2$ .



- 1 – крива зміни тиску енергоносія в напірній порожнині А вібратора;
- 2 – крива переміщення плунжера 1 вібратора;
- 3 – крива переміщення втулки-клапана 5 ГІТ вібратора

Рисунок 3.2 – Орієнтовна циклограма робочого циклу малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГІТ з пружними елементами у вигляді КП1 та КП2 (див. рисунок 3.1)

За припущення, що стабільний режим роботи ГІВ – ГЦ починається з других імпульсів тиску  $p_r$  та переміщень  $y_1$  і  $y_2$ , можна вважати що перерізи цих імпульсів  $T_T$ ,  $T_K$  і  $T'_K$ , які є сумою відповідних часових інтервалів (див. рисунок 3.2) однакові:

$$T_T = t_H + t_{BT} + t_{зТ} + t_{HT} = T_K = t_{кп} + t_{кв} + t_{кз} + t_{кн} = T'_K = t'_{кп} + t'_{кв} + t'_{кз} + t'_{кн}, \quad (3.25)$$

де  $t_H$  – час піднімання тиску енергоносія в напірній порожнині  $A$  ГІВ – ГЦ з рівня з рівняння  $p_{2max}$  до рівня  $p_{1max}$  (див. рисунок 3.1 і рисунок 3.2);  $t_{BT}$  – час витримки тиску енергоносія в порожнині  $A$  на рівні  $p_{1max}$ ;  $t_{зТ}$  – час зменшення (скидання) тиску в напірній порожнині  $A$  внаслідок відкриття запірних елементів ГІТ з рівня  $p_{1max}$  до рівня  $p_{2max}$ ;  $t_{HT}$  – час витримки тиску енергоносія в напірній порожнині  $A$  на рівні  $p_{2max}$ ;  $t_{кп}$  – час переміщення плунжера 1 (див. рис. 3.1) на повне від'ємне перекриття  $h_g$  (повний прямий хід плунжера 1);  $t_{кв} = t'_{кв}$  – час вистою плунжера 1 разом з втулкою-клапаном 5 в кінці прямого ходу в правому (за креслеником, див. рисунок 3.1) крайньому положенні (повністю відкритому ГІТ);  $t_{кз} = t'_{кз}$  – час зворотного руху плунжера 1 та втулки-клапана 5 на відстань  $h_g$ ;  $t_{кн}$  – час вистою плунжера 1 в початковому положенні (закритому положенні першого ступеня герметизації ГІТ);  $t'_{кп} = t_{кпн} + t_{кпв}$  – час руху втулки-клапана 5 на повний прямий хід  $h_g$  (тут  $t_{кпн}$  – час переміщення втулки-клапана 5 на сумарний хід  $\sim 0,2h_{g1}$ , що включає переміщення втулки-клапана 5 на шляху зазору  $\delta_k$ , (див. рисунок 3.1);  $t_{кпв}$  – час спільного переміщення втулки-клапана 5 (другого ступеня герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ) в кінці зворотного ходу в закритому положенні;  $t_{кн} = t'_{кн} - t_{кнр}$  – час вистою плунжера 1 перед наступним (повторним) прямим його ходом ( $t_{кнр}$  – час переміщення плунжера 1 на шляху  $\sim 0,1h_{g1}$  під час відкриття ГІТ за закритого втулки-клапана 5).

В ГП технологічних ВМ і ВУМ та гідроімпульсних пристроїв до яких відноситься досліджуваний ГІВ – ГЦ, циклоутворюючим імпульсом є імпульс тиску, який визначає характер імпульсів переміщень запірних елементів ГП та виконавчих ланок машин і пристроїв. Для зручності аналізу робочого циклу ГП в роботі [21] та інших працях школи гідроімпульсного привода ВНТУ запропоновано визначати періоди імпульсів тиску  $T_T$  та переміщень  $T_K$  і  $T'_K$  через циклові коефіцієнти  $K_{ЦТ}$ ,  $K_{Ц1}$  та  $K_{Ц5}$ :

$$K_{ЦТ} = T_T / t_H = 1 + (t_{BT} + t_{зТ} + t_{HT}) / t_H ; \quad (3.26)$$

$$K_{Ц1} = T_K / t_{кп} = 1 + (t_{кв} + t_{кз} + t_{кн}) / t_{кп} ; \quad (3.27)$$

$$K_{Ц5} = T'_K / t'_{кп} = 1 + (t'_{кв} + t'_{кз} + t'_{кн}) / t'_{кп} ; \quad (3.28)$$

де за визначені фактори робочого циклу ГІВ – ГЦ прийняті часові інтервали  $t_H$ ,  $t_{кп}$  і  $t'_{кп}$  (див. рисунок 3.2).

Оскільки циклоутворюючим є імпульс тиску то на основі (3.25) циклові коефіцієнти  $K_{Ц1}$  та  $K_{Ц5}$  можна виразити через коефіцієнти  $K_{ЦТ}$ :

$$K_{Ц1} = K_{ЦТ} \cdot t_H / t_{кп} = K_{ЦТ} \cdot \tau_{кп} ; ; \quad (3.29)$$

$$K_{Ц5} = K_{ЦТ} \cdot t_H / t'_{кп} = K_{ЦТ} \cdot \tau'_{кп} ; ; \quad (3.30)$$

де  $\tau_{кп}$  та  $\tau'_{кп}$  – відповідно, безрозмірний час прямого ходу плунжера 1 та втулки-клапана 5.

За допомогою циклових коефіцієнтів у вигляді залежностей (3.26) та (3.30) спрощується аналіз робочого циклу ГІВ – ГЦ та проектні розрахунки залежності, а також спрощується порівняння результатів математичного моделювання та експериментального дослідження ГП ВМ і ВУМ та пристроїв типу досліджуваного вібратора, наприклад, шляхом розрахунку коре-

люючи коефіцієнтів, які враховують відмінності між орієнтовними (див. рисунок 3.2) та реальними циклограмами робочого циклу цих машин. В роботі [21] запропоновано методику розрахунку таких корелюючи коефіцієнтів, наприклад для імпульсу тиску енергоносія:

$$K_{кор}^p = t_n^T / t_n^e, \quad (3.31)$$

де  $t_n^T = \Delta p \cdot W_0 / (Q_H \cdot \kappa)$  – розрахунковий час піднімання (набору) тиску енергоносія від рівня  $p_2$  до рівня  $p_1$  (див. рисунок 3.2 та (3.25) [22];  $t_n^e$  – експериментальний час, знайдений осцилографуванням робочого циклу дослідного зразка ГП, наприклад, ГВ – ГЦ. Також в роботі [21] пропонується всі часові інтервали робочого циклу приводити до безрозмірного вигляду на основі поняття масштабного імпульсу, наприклад тиску енергоносія  $\mu_p = T_T / OO' = (\nu \cdot OO')^{-1}$  1/мм, де  $\nu = T_T^{-1}$  – частота імпульсів тиску;  $OO'$  – довжина відрізка в мм, що відповідає часу  $T_T$ , наприклад, на орієнтовній циклограмі робочого циклу (див, рисунок 3.1) (теоретичний масштаб) або на осцилограмі (експериментальний масштаб). За рівності теоретичного та експериментального масштабу, відрізки на теоретичній циклограмі і осцилограмі, що зображають  $aa_T$ , наприклад, час  $t_n^T$ , знайдений за наведеною вище формулою, та для  $aa^e$  час  $t_n^e$ , визначений за осцилограмою, зв'язані простою залежністю

$$oa^T = K_{кор}^p \cdot oa^e. \quad (3.32)$$

Це співвідношення (3.32) дозволяє, наприклад, оцінити рівень адекватності математичної моделі ГП ВМ чи ВУМ тощо по тиску реальному зразку ГП, наприклад визначенням відносного відхилення  $\delta_p$  між теоретичним  $t_n^T$  і  $t_n^e$ :

$$\delta_p = \pm [(oa^e - oa^T) / oa^e] \cdot 100\% = \pm (1 - K_{кор}^p) \cdot 100\% \leq [\delta_p], \quad (3.33)$$

де  $[\delta_p]$  – допустиме відхилення згідно прийнятих норм [22].

Згідно орієнтовної циклограми робочого циклу ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.1) та вище наведеної формули для розрахунку  $t_n$ , зростання тиску енергоносія в напірній порожнині А ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.2) відбувається за лінійним законом, що справедливо за  $Q_n = const$ ,  $\kappa = const$  та  $W_0 = const$ . В реальному ГП ГІВ – ГЦ  $Q_n$ ,  $\kappa$  і  $W_0$  міняються в певних межах через втрати енергоносія в ГПТ та регулюючій гідроапаратурі та арматурі, вплив розчиненого повітря в енергоносії та його забруднення, тому реальна зміна тиску нелінійна і може мати крива  $\Delta p = f(t, Q_n, \kappa, W_0)$  форму як випуклої, так і увігнутої кривої [22, 23].

Рухома маса  $m_2$  (див. 3.10) запірного елемента другого ступеня герметизації ГІВ – ГЦ значно менше маси  $m_1$  (див.(3.9), крім того маса  $m_2$  під час прямого ходу плунжера 1 (див. рисунок 3.1) рухається на шляху  $\sim 0,4h_g$  (максимально  $\sim 0,5h_g$ ) як окремий динамічний елемент протягом малого проміжку часу  $t_{кпн} < t'_{кп}$  (див. (рисунок 3.2). Втулка-клапан 5 (див. рисунок 3.1), маса якого  $m_{вк}$  є основною складовою маси  $m_2$  (див. (3.10), протягом часу  $t_{кпв} + t'_{кв} + t'_{кз}$  (тут  $t'_{кв} = t_{кв}$  і  $t'_{кз} = t_{кз}$ , див. рисунок 3.2) рухається як одне ціле (маса  $m_2 = m_1 + m_2$ ) з плунжером 1. Ґрунтуючись на викладеному, з метою спрощення динамічної та математичної моделей ГІВ – ГЦ, можна не розглядати як окреме диференціальне рівняння руху маси  $m_2$  протягом прямого та зворотного ходів плунжера 1 вібратора, а вплив специфіки спрацювання другого ступеня герметизації ГПТ на динаміку ГІВ – ГЦ в цілому врахувати в умовах однозначності (крайових умовах) математичної моделі вібратора.

На основі викладеного, прийнятих припущеннях орієнтовної циклограми робочого процесу ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.2) ідеалізовану динамічну модель вібратора (рисунок 3.3) можна представити у вигляді абсолютно жор-



сткої маси  $m_{\Sigma} = m_1 + m_2$ , навантаженої позиційними пружними силами, що створюються деформацією КП1 та витої пружини 8, постійною силою технологічного опору  $F_T$  та силою дисипативного опору, яка взаємодії з ГЛ у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта через передатні відношення  $U_{01(02)}$  (прямий хід маси  $m_{\Sigma}$ ) та  $U_{02(01)}$  (зворотний хід маси  $m_{\Sigma}$ ).

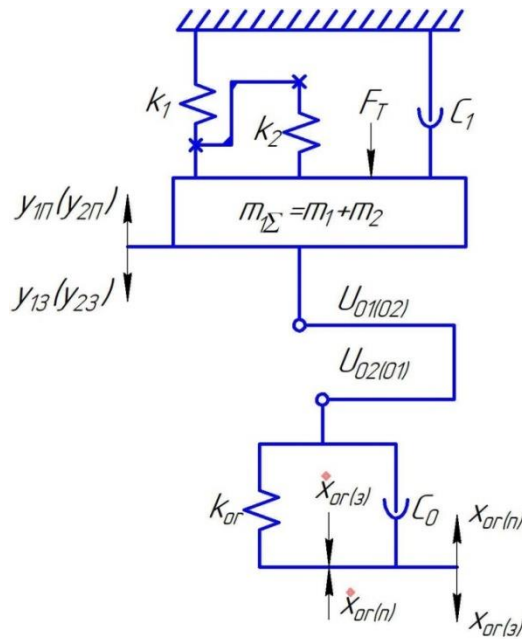


Рисунок 1– Динамічна модель малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГЛ

На рисунок 3.3 позначено:  $k_1$  – жорсткість КП1;  $k_3$  – жорсткість витої пружини 8 (див. рисунок 3.1);  $C_1$  – зведений коефіцієнт в’язкого тертя під час руху маси  $m_{\Sigma}$  (плунжера 1 разом з втулкою-клапаном 5, див. рис. 3.1);  $k_{or}$  – жорсткість ГЛ;  $C_0$  – коефіцієнт в’язкого опору під час деформації ГЛ;  $U_{01(02)}$ ,  $U_{02(01)}$  – відповідно, передатні відношення від ГЛ до маси  $m_{\Sigma}$  під час її прямого [  $y_{1n}(y_{2n})$  – поточні координати переміщення плунжера 1 та втулки-клапана 5 на прямому їх ходів] та зворотного  $y_{13}(y_{23})$  – поточні координати переміщення плунжера 1 та втулки-клапана 5 на зворотному їх ходів] ходів;

$\dot{x}_{or(n)}$ ,  $\dot{x}_{or(3)}$  – відповідно, напрями деформації ГЛ під час прямого ( $\uparrow \dot{x}_{or(n)}$  – напрям швидкості деформації ГЛ під час прямого ходу маси  $m_\Sigma$ ) та зворотного ( $\downarrow \dot{x}_{or(3)}$  – напрям швидкості деформації ГЛ під час зворотного ходу маси  $m_\Sigma$ ) рухів маси  $m_\Sigma$ . Взаємодія витії пружини 8 з нерухоною гільзою 2 (див. рисунок 3.1) зображена на рис. 3.3  $s$  – подібним (колінчастим) жорстким стержнем.

Оскільки ГЛ можна приводити до будь-яких рухомих поперечних перерізів ланок ГІВ – ГЦ, то, з метою спрощення вихідної динамічної моделі вібратора (див. рисунок 3.3) та положення побудови математичної моделі ГІВ – ГЦ, розділимо за принципом розчленування [24, 5 – 8] вихідну динамічну модель на дві прості моделі прямого (рисунок 3.4, *a*) та зворотного (рисунок 3.5, *б*) ходів маси  $m_\Sigma$  шляхом приведення ГЛ (див. залежності (3.18), (3.19), (3.20) та (3.22) до маси  $m_\Sigma$ .

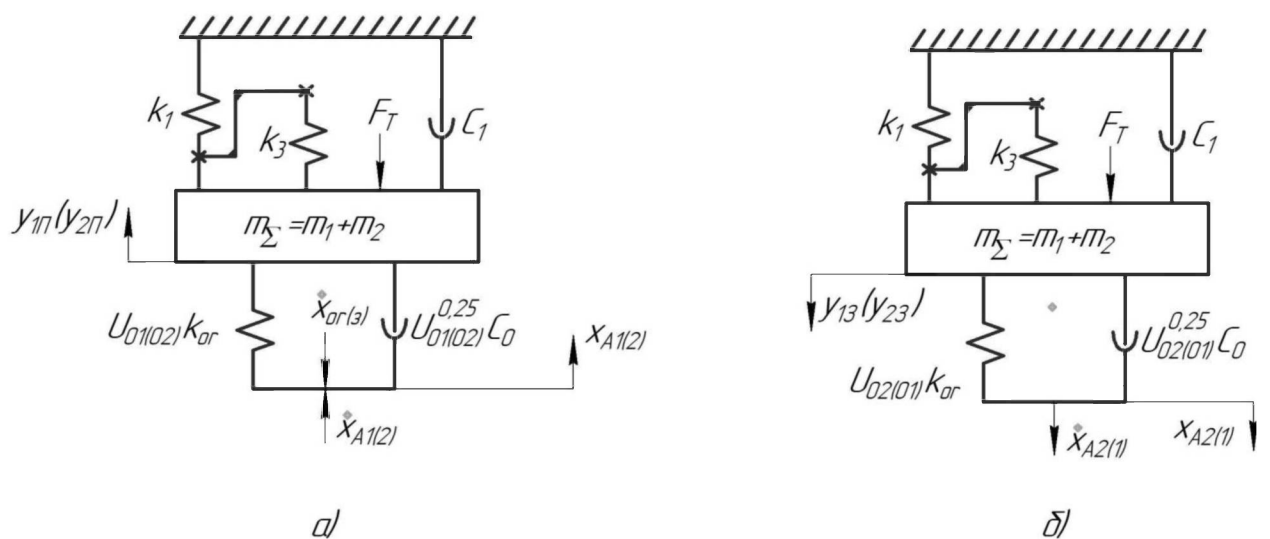


Рисунок 3.4 – Спрощені динамічні моделі прямого (*a*) та зворотного(*б*) ходів маси  $m_\Sigma$ .

### 3.3 Математична модель ГІВ – ГЦ на базі КП з вбудованим ГІТ клапанного типу

На основі спрощених динамічних моделей ГІВ – ГЦ будуюмо його математичну модель, яка складається з диференціальних рівнянь другого порядку, що описують рух маси  $m_\Sigma$  під час її прямого та зворотного ходів, рівнянь витрати енергоносія під час цих ходів та умов однозначності, які визначають межі зміни деформації  $x_{or}$  ГЛ, передатного відношення з  $U_{01(02)}$  на  $U_{02(01)}$  та навпаки і переміщень  $0 \leq y_{1n} \leq h_6$  та  $0 \leq y_{13} \leq h_6$  плунжера 1 (див. рисунок 3.1).

Для складання диференціальних рівнянь руху маси  $m_\Sigma$  використовуємо принцип Д'Аламбера [12, 13]. Проектуємо всі пружні та дисипативні і постійні сили та сили інерції, що навантажують масу  $m_\Sigma$  та ГЛ на напрями руху маси  $m_\Sigma$  і деформації ГЛ для ходів:

прямого ( $x_{01} \geq x_{0r(II)} \geq x_{02}$ ) –

$$m_{1\Sigma} \cdot \ddot{y}_{1II} = U_{01(02)} \cdot k_{or}(x_{A1(2)} - y_{1II}) - k_1(y_{1II} + y_{01} + \delta_c) + [k_3(y_{1II}^* - y_{03})]^{**} - c_1 \cdot \dot{y}_{1II} - F_T - U_{01(02)}^{0,25} \cdot c_0(\dot{x}_{A1(2)} - \dot{y}_{1II}); \quad (3.34)$$

зворотного ( $x_{02} \geq x_{0r(3)} \geq 0$ ) –

$$m_{1\Sigma} \cdot \ddot{y}_1 = k_1(y_{01} + h_6 + \delta_c - y_{13}) - [k_2(y_{02}^* - y_{13})]^{**} + F_T - U_{02(01)} \cdot k_{or}[x_{A1(2)} - (h_6 - y_{13}) - c_1 \cdot \dot{y}_{13} - U_{02(01)}^{0,25} c_0(\dot{x}_{A2(1)} - \dot{y}_{13})], \quad (3.35)$$

де  $x_{01} = p_1 A_0 k_{or}^{-1}$ ;  $x_{02} = p_2 A_0 k_{or}^{-1} = x_{01} U_{21}^{0,5} + k_1 h_6 U_{02}^{-0,5} \cdot k_{or}^{-1}$  – відповідно, межові деформації ГЛ під час відкриття та закриття ГІТ;  $U_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2} = d_1^4 / d_2^4$  – внутрішнє передатне відношення між першим і другим ступенями герметизації ГІТ вібратора (див. рисунок 3.1);

для  $0 < y_{1II} < \delta_{\kappa} \approx 0,1h_{\epsilon} - U_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$  та  $m_{1\Sigma} = m_1$ ; на шляху руху маси  $m_1$   $y_{1II}^* \leq 0,1h_{\epsilon}$  діє сила  $[k_3(y_{1II}^* - y_{02})]^{**}$ , а маса  $m_2$  нерухома; для  $\delta_{\kappa} \leq y_{1II} \leq h_{\epsilon} - y_{01(02)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$ ;  $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$  (втулка-клапан 5 та плунжер 1 рухаються як одне ціле (див. рисунок 3.1 та рисунок 3.2) і на шляху  $\delta_{\kappa} \leq y_{1II} \leq h_{\epsilon}$  зусилля витої пружини 8 компенсується динамічним тиском енергоносія за зменшеного її попереднього натягу  $(y_{03} - y_{1II})$ , що дозволяє знехтувати та виключити силу  $[k_3(y_{1II}^* - y_{03})]^{**}$  з рівняння (3.34) на інтервалі прямого ходу плунжера 1  $\delta_{\kappa} \leq y_{1II} \leq h_{\epsilon}$ ;  $x_{A1(2)} = x_{0r(II)} \cdot U_{01(02)}^{-0,5}$ ;  $\dot{x}_{A1(2)} = \dot{x}_{0r(II)} \cdot U_{01(02)}^{-0,5}$  (див. (3.19) і (3.20); для  $0 \leq y_{13} \leq 0,9h_{\epsilon}$ ;  $U_{02(01)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$   $m_{\Sigma} = m_1 + m_2$  та, а для  $0,9h_{\epsilon} \leq y_{13} \leq h_{\epsilon} - U_{21} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$  та  $m_{\Sigma} = m_1$  (з метою спрощення орієнтовної циклограми робочого циклу доцільно врахувати на ділянці  $\sim 0,1h_{\epsilon}$  зворотного ходу плунжера 1 його інерційний розгін і не виділяти цю ділянку закриття втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.2 і рисунок 3.1);  $x_{A1(2)} = x_{0r(3)} \cdot U_{02(01)}^{-0,5}$ ;  $\dot{x}_{A2(1)} = \dot{x}_{0r(3)} \cdot U_{02(01)}^{-0,5}$ ;  $\dot{y}_{1II}, \ddot{y}_{1II}, \dot{y}_{13}, \ddot{y}_{13}$  – відповідно, поточні швидкості та пришвидшення маси  $m_{\Sigma}$  ( $m_1$  та  $m_2$ ) під час її руху на прямому та зворотному ходах;  $x_{A1(2)}, x_{A2(1)}, \dot{x}_{A1(2)}, \dot{x}_{A2(1)}$  – відповідно, деформації та швидкості деформації ГЛ, зведені до відповідних площ поперечного перерізу плунжера 1 та втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1, (3.19) і (3.20).

Нелінійні диференціальні рівняння (3.34) та (3.35) описують переміщення маси  $m_{\Sigma}$  під час прямого та зворотного ходів плунжера 1 і втулки-клапана 5 під дією енергоносія гідравлічної системи ГІВ – ГЦ внаслідок деформації  $x_{0r}$  ГЛ, як змінюється впродовж робочого циклу вібратора через спрацювання – відкриття та закриття ГІТ ГІВ – ГЦ. Зазвичай, диференціальні рівняння другого порядку розв'язують числовими методами [24, 25] за допомогою різних прикладних комп'ютерних програм, наприклад, MATLAB. В цих програмах час процесу (основний аргумент) ділиться на малі кроки, що

закон зміни деформації  $x_{or}$  ГЛ ГІВ – ГЦ для руху маси  $m_{\Sigma}$  під час прямого та зворотного ходів плунжера 1 та втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1) виразити простими закономірностями для ходів [7, 8, 21]:

прямого –

$$x_{or(\Pi)} = x_{01} - Q_{\Sigma l_{\Pi}} \cdot t_j \cdot A_0^{-1}; \quad (3.36)$$

зворотного –

$$x_{or(\Sigma)} = x_{02} \mp Q_{\Sigma l_3} \cdot t'_j \cdot A_0^{-1}; \quad (3.37)$$

де  $Q_{\Sigma l_{\Pi}}$ ,  $Q_{\Sigma l_3}$  – відповідно, витрата енергоносія через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГІТ та гідролінії ГІВ – ГЦ на певних етапах руху плунжера 1 і втулки-клапана 5 на шляху прямого ( $l_{\Pi}$ ) та зворотного ( $l_3$ ) їх ходів;  $t_j$ ,  $t'_j$  – поточний час зміни певного стану « $l_{\Pi}$ » чи « $l_3$ ») витрат енергоносія  $Q_{\Sigma l_{\Pi}}$  чи  $Q_{\Sigma l_3}$  (див. рисунок 3.2).

Методика визначення витрати енергоносія  $Q_{\Sigma l_{\Pi}}$  та  $Q_{\Sigma l_3}$  наведена в роботі [7]. Згідно цієї методики на різних часових інтервалах орієнтовної циклограми робочого циклу ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.2) витрати енергоносія  $Q_{\Sigma l_{\Pi}}$  та  $Q_{\Sigma l_3}$  можна визначити для ходів плунжера 1 і втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1) за такими етапами:

а) прямого ходу:

$$1) y_{1\Pi} = 0; y_{2\Pi} = 0; x_{or(\Pi)} = A_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt = x_{01} \equiv x_{0\max}; \quad (3.38)$$

$$2) 0 < y_{1\Pi} \leq 0,1h_6; y_{2\Pi} = 0; x_{or(\Pi)} = x_{01} - Q_{\Sigma l_{\Pi}} \cdot t_{кnp}; Q_{\Sigma l_{\Pi}} = Q_H = \dot{y}_{1\Pi} \cdot A_1; \quad (3.39)$$

$$3) 0,1h_6 < y_{1\Pi} \leq 0,9h_6; 0 < y_{2\Pi} \leq 0,1h_6; x_{or(\Pi)} = x_{01} - Q_{\Sigma 2l_{\Pi}} \cdot (t_{кн} - t_{кnp}) = x_{01} - Q_{\Sigma 2l_{\Pi}} \cdot t_{кнH};$$

$$Q_{\Sigma 2l_{II}} = Q_H = \dot{y}_{1II} \cdot A_1 + \dot{y}_{2II} \cdot (A_2 - A_1); \quad (3.40)$$

$$4) y_{1II} = y_{2II}; 0,9h_g \leq y_{1II} \leq h_g; 0,9h_g \leq y_{2II} \leq h_g; \dot{y}_{1II} = \dot{y}_{2II}; \quad (3.41)$$

$$x_{0r(II)} = x_{01} - Q_{\Sigma 3l_{II}} \cdot (t_{кнб} + t'_{кб}); Q_{\Sigma 3l_{II}} = Q_H + y_{2II} \cdot A_2 = Q_{III},$$

$$\begin{aligned} \text{де } Q_{III} &= 0,5\xi_{\Gamma} \pi d_2 \left[ (y_{2II} - 0,1h_g) + |y_{2II} - 0,1h_g| \right] - \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0r}} + \\ &+ \xi_{\Gamma} \pi d_2 h_g \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot \sqrt{x_{01}(1 - U_{21}^{0,5}) + k_1 \cdot h_g \cdot U_{02}^{-0,5} \cdot k_{or}^{-1}}} = \end{aligned} \quad (3.42)$$

$$= \pi \xi_{\Gamma} d_2 \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \cdot \left\{ 0,5 \left[ (y_{2II} - 0,1h_g) + |(y_{2II} - 0,1h_g)| \right] \right\} \cdot \sqrt{x_{01}} +$$

$+ h_g \sqrt{x_{01}(1 - U_{21}^{0,5}) + k_1 \cdot k_{or}^{-1} \cdot h_g \cdot u_{02}^{-0,5}}$  – сумарна витрата енергоносія через відкриті щілини запірних елементів першого та

другого ступенів герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ. Залежність (3.42) складається зі змінної частини, яка визначається часом  $t_{кнб}$  (див. рисунок 3.2) і переміщенням маси  $m_{\Sigma}$  на шляху  $y_1 = y_{2II}$  на інтервалі  $0,9h_g < y_{1II} \leq h_g$ ; за  $x_{0I} = \text{const.}$ , та

постійної, що визначається повністю відкритою щілиною прохідного перерізу  $A_{III \max} = \pi d_2 h_g$  ГІТ, часом  $t'_{кб} = t_{кб}$  і перепадом деформації ГЛ

$x_{01} - x_{02} = \Delta x_{or} = x_{01}(1 - U_{21}^{0,5} + k_1 k_{or}^{-1} h_g U_{02}^{-0,5})$  (відповідає  $\Delta p = p_1 - p_2$ );  $\xi_{\Gamma} = \text{const}$  – коефіцієнт витрати через  $A_{III}$  ГІТ;

б) зворотного ходу  $t_{кз} = t'_{кз}$ :

$$1) \quad 0 < y_{23} \leq h_g; 0 < y_{13} \leq h_g; x_{0r(3)} = x_{02} + Q_{\Sigma l_3} \cdot t'_3; Q_{\Sigma l_3} = Q_H + \dot{y}_{23} \cdot A_2 = Q_{I3}, \quad (3.43)$$

$$\text{де } Q_{I3} = 0,5\xi_{\Gamma} \pi d_2 \left[ (h_g - y_{23}) + |(h_g - y_{23})| \right] \cdot \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \cdot \sqrt{x_{01} U_{21}^{0,5} + k_1 \cdot k_{or}^{-1} \cdot h_g \cdot U_{02}^{-0,5}} \quad (3.44)$$

– витрата енергоносія через  $A_{\text{ш}}$  під час зворотного ходу маси  $m_{\Sigma}$  (плунжера 1 та втулки-клапана 5, див. рисунок 3.1 і рисунок 3.2);

$$2) \quad y_{13} = y_{23} = h_g; \quad t_{KH} = t'_{KH} - t_{KIP}; \quad x_{or(3)} = A_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt = x_{01}.$$

На основі аналізу залежностей (3.42) і (3.44) після нескладних алгебраїчних перетворень можна отримати формулу для оцінки максимально можливого потоку енергоносія через  $A_{\text{шmax}}$  ГІТ ГІВ – ГЦ:

$$\begin{aligned} Q_{\Gamma\Sigma}^{\max} &= 2,404\pi d_2 \xi_{\Gamma} h_g \cdot \sqrt{\rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \cdot \sqrt{k_{or} x_{01} + 2k_1 \cdot h_g \cdot U_{02}^{-0,5}} \approx \\ &\approx 7,549 \xi_{\Gamma} \cdot d_2 \cdot h_g \cdot \rho_e^{-0,5} \cdot A_0^{-0,5} \cdot (k_{or} x_{01} + 2k_1 \cdot h_g \cdot U_{02}^{-0,5})^{0,5}. \end{aligned} \quad (3.45)$$

Через залежність (3.45) визначається умовний прохід  $d_y$  ГІТ ГІВ – ГЦ, який повинен забезпечити пропускання максимального потоку енергоносія  $Q_{\max}$  з допустимою швидкістю  $[v]$  [22] для уникнення кавітаційних явищ [23].

Коливальну систему ГІВ – ГЦ (ГЛ – рухомі ланки вібратора – плунжера 1 і втулки – клапана 5, див. рисунок 3.1) характеризують власні кругові частоти  $\omega_j$  ( $j=1,2,\dots,n$ ), які можна визначити, якщо вихідні диференціальні рівняння (3.34) та (3.35) привести до вигляду, що наглядно показують коливальний характер динамічної системи ГІВ – ГЦ. Якщо розділимо праву та ліву частину рівнянь (3.34) і (3.35) на  $m_{\Sigma}$ , то після алгебраїчних перетворень отримаємо для ходів плунжера 1 та втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1): прямого ( $x_{01} \geq x_{or(II)} > x_{02}$ ) –

$$\ddot{y}_{1II} + 2\beta_{1II} \dot{y}_{1II} + \omega_{\Sigma(II)}^2 y_{1II} + \omega_{01}^2 (y_{01} - \delta y_{03}^*) + F_T \cdot m_{\Sigma}^{-1} = \omega_p^2 U_{01(02)}^{0,5} x_{or(II)}; \quad (3.46)$$

зворотного ( $x_{02} \geq x_{or(3)} \geq 0$ ) –

$$\ddot{y}_{13} + 2\beta_{13}\dot{y}_{13} + \omega_{\Sigma(3)}^2 y_{13} + \omega_{01}^2 (y_{01} + h_g - \delta y_{03}^*) + F_T \cdot m_{\Sigma}^{-1} = -\omega_p^2 u_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{or(3)}, \quad (3.47)$$

де  $\beta_{1\Pi} = 0,5m_{1\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 \cdot u_{02(01)}^{0,25} (\dot{x}_{A1(2)} \cdot \dot{y}_{1\Pi}^{-1} - 1)]$ ;

$\beta_{13} = 0,5m_{\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 \cdot u_{02(01)}^{0,25} (\dot{x}_{A2(1)} \cdot \dot{y}_{13}^{-1} - 1)]$  – коефіцієнти демпфірування під час

руху маси  $m_{\Sigma}$ , на її прямому та зворотному ходах;  $\omega_p = \sqrt{k_{or} \cdot m_{\Sigma}^{-1}}$ ;

$\omega_{\Sigma1(\Pi)} = \sqrt{U_{01(02)} \omega_p^2 + \omega_{01}^2 (1 + \delta)}$ ;  $\omega_{01} = \sqrt{k_1 m_{\Sigma}^{-1}}$ ;  $\omega_{02} = \sqrt{k_3 m_{\Sigma}^{-1}} = \sqrt{k_1 \delta m_{\Sigma}^{-1}} = \omega_{01} \delta^{0,5}$

(тут  $\delta = k_3 / k_1$ );  $\omega_{\Sigma1(3)} = \sqrt{U_{02(01)} \omega_p^2 + \omega_{01}^2 (1 + \delta)}$  – власні кругові частоти ГЛ ві-

дносно маси  $m_{\Sigma}$ , КПІ, втулки-клапана 5 (див. рис. 3.1) т системи ГІВ – ГЦ –

ГЛ під час зворотного ходу маси  $m_{\Sigma}$ .

Вільні члени в диференціальних рівняннях (3.46) і (3.47) створюють певні незручності під час аналізу та дослідження математичної моделі. Цих незручностей можна уникнути шляхом заміни змінних  $y_{1\Pi}$  і  $y_{13}$  на нові змінні  $Z_{1\Pi}$  та  $Z_{13}$ , які не змінюють динаміку рухомих ланок ГІВ – ГЦ (плунжера 1 та втулки – клапана 5, див. рис. 3.1):

$$\begin{cases} z_{1\Pi} = y_{1\Pi} + \omega_{\Sigma1(\Pi)}^2 [\omega_{01}^2 (y_{01} - \delta y_{03}^*) + F_T m_{\Sigma}^{-1}]; \\ z_{13} = y_{13} + \omega_{\Sigma1(3)}^2 [\omega_{01}^2 (y_{01} + h_g - \delta y_{03}^*) + F_T m_{1\Sigma}^{-1}]. \end{cases} \quad (3.48)$$

Після алгебраїчних перетворень, диференціальні рівняння (3.46) та (3.47) набудуть вигляду для ходів маси  $m_{\Sigma}$ :

прямого ( $x_{01} \geq x_{or(\Pi)} \geq x_{02}$ ) –

$$\ddot{z}_{1\Pi} + 2\beta_{1\Pi}\dot{z}_{1\Pi} + \omega_{\Sigma1(\Pi)}^2 z_{1\Pi} = \omega_p^2 \cdot U_{01(02)}^{0,5} \cdot x_{or(\Pi)}; \quad (3.49)$$

зворотного ( $x_{02} \geq x_{or(3)} \geq 0$ ) –



$$\ddot{z}_{13} + 2\beta_{13} + \omega_{\Sigma 1(3)}^2 z_{13} = -\omega_p^2 \cdot U_{01(02)} \cdot x_{or(3)}. \quad (3.50)$$

Оскільки впродовж робочого циклу ГІВ – ГЦ змінюється передатне відношення з  $U_{01(02)}$  на  $U_{02(01)}$  і навпаки,  $m_{\Sigma}$  від  $m_{\Sigma} = m_1$  до  $m_{\Sigma} = m_1 + m_2$ , а  $m_2$  (втулка-клапан 5, див. рис. 3.1 та рис. 3.2) під час прямого ходу плунжера 1 (маса  $m_1$ ) рухається самостійно на шляху  $\delta_{\kappa} \approx 0,1h_{\theta}$ , то власні кругові частоти системи ГЛ – рухомі ланки ГІВ – ГЦ змінюються від  $\omega_{\Sigma 1(II)}$  під час прямого ходу маси  $m_{\Sigma}$  до  $\omega_{\Sigma 1(3)}$  за зворотного ходу цієї маси.

З формули для  $\omega_{\Sigma 1(II)}$  (див. розшифровку до рівнянь (3.46) і (3.47)) можна отримати формулу для розрахунку сумарної жорсткості  $k_{\Sigma 1(II)}$  системи ГІВ – ГЦ ГЛ:

$$k_{\Sigma 1(II)} = m_{\Sigma 1} \cdot \omega_{\Sigma 1(II)}^2 = U_{01(02)} \cdot k_{or} + k_1(1 + \delta), \quad (3.51)$$

або, якщо врахувати, що  $\delta = k_3 / k_1 \ll 1$ ,

$$k_{\Sigma 1(II)} \approx U_{01(02)} \cdot k_{or} + k_1. \quad (3.52)$$

Сумарна жорсткість  $k_{\Sigma 1(II)}$  впродовж робочого циклу ГІВ – ГЦ змінюється від  $k_{\Sigma 1\min}$  до  $k_{\Sigma 1\max}$ :

$$k_{\Sigma 1\min} = U_{01} \cdot k_{or} + k_1 = (d_1^4 \cdot d_0^{-4})k_{or} + k_1; \quad (3.53)$$

$$k_{\Sigma 1\max} = U_{02} \cdot k_{or} + k_2 = (d_2^4 \cdot d_0^{-4})k_{or} + k_1; \quad (3.54)$$

де  $U_{01} = A_1^2 \cdot A_0^{-2} = d_1^4 \cdot d_0^{-4}$ ;  $U_{02} = A_2^2 \cdot A_0^{-2} = d_2^4 \cdot d_0^{-4}$ .

Жорсткості, знайдені за формулою (3.53) та (3.54) зв'язані між собою очевидною залежністю:

$$k_{\Sigma 1\min} = k_{\Sigma 1\max} - k_{or} d_0^{-4} (d_2^4 - d_1^4) = k_{\Sigma 1\max} - k_{or} A_0^{-2} (A_2^2 - A_1^2) = k_{\Sigma 1\max} - \kappa W_0^{-1} (A_2^2 - A_1^2),$$

де враховано значення  $k_{or}$  з (3.15).

інколи під час простих розрахунків ГП, в т.ч. ГІВ – ГЦ зручно використовувати безрозмірну жорсткість системи ГІВ – ГЦ – ГЛ:

$$\delta_{k_{\Sigma 1}} = \Delta k_{\Sigma 1} / k_{or} = \frac{k_{\Sigma 1 \max} - k_{\Sigma 1 \min}}{k_{or}} = d_0^{-4} \cdot (d_2^4 - d_1^4) = A_0^{-2} (A_2^2 - A_1^2) = const, \quad (3.56)$$

яка показує, що відносна жорсткість системи ГІВ – ГЦ – ГЛ стала величина і визначається тільки геометричними параметрами усередненої гідро лінії ГЛ та першого і другого ступенів герметизації ГІТ вібратора. Залежність (3.56) можна використати для розроблення нами типорозмірів ГІВ – ГЦ.

Математичну модель досліджуваного ГІВ – ГЦ складають диференціальні рівняння (3.49) та (3.50), рівняння витрати енергоносія (3.36) і (3.37) та умови однозначності у вигляді обмежень на переміщення маси  $m_2$  і деформацію  $x_{or}$  ГЛ під час робочого циклу ГІВ – ГЦ.

КП 2 (див. рисунок 3.1) в кінці зворотного ходу плунжера 1 та втулки – клапана 5 амортизує через плаваюче сідло 4 можливу ударну взаємодію з ним плунжера 1 та втулки-клапана 5 в момент посадки їх фаскових запірних елементів (перший і другий ступені герметизації ГІТ) на сідло 4. Можлива практично безударна робота запірних елементів ГІТ ГІВ – ГЦ, на нашу думку, в першу чергу визначається співвідношенням жорсткостей КП1  $k_1$  і КП2  $k_2$  (див. (3.5) і (3.6)).

Кількісно оцінити співвідношення між  $k_1$  і  $k_2$  можна за енергобалансом потенціальної енергії в кінці зворотного ходу плунжера 1 та втулки-клапана 5:

$$\begin{aligned} E_{КП1}^0 + E_{КП1}^H - \bar{A}_{\Delta p} &= E_{КП2}^0 + E_{КП2}^3 = 0,5k_1 \cdot y_{01}^2 + 0,5k_1 \cdot h_6^2 - 0,5(p_1 - p_2) \cdot A_2 h_6 = \\ &= 0,5k_2 y_{02}^2 + 0,5k_2 \delta_c^2, \end{aligned} \quad (3.57)$$

де  $E_{КП1}^0, E_{КП1}^II, \bar{A}_{\Delta p}, E_{КП2}^0$  і  $E_{КП2}^3$  – відповідно, початкова потенціальна енергія КП1, накопичена під час регулювання її попередньої деформації  $y_{01}$ , додаткова потенціальна енергія КП1 в кінці прямого ходу плунжера 1 на відстань  $h_g$ , середня робота сил тиску енергоносія ГІВ – ГЦ під час зворотного ходу плунжера 1, потенціальна початкова енергія КП2, накопичена внаслідок її попередньої деформації  $y_{02}$ , додаткова потенціальна енергія КП2 внаслідок переходу кінетичної енергії маси  $m_{\Sigma}$  в потенціальну енергію деформації КП2 на величину  $\delta_c$  в кінці зворотного ходу маси  $m_{\Sigma}$  (плунжера 1 та втулки-клапана 5, див. рисунок 3.1). Оскільки КП мають високу жорсткість, то можна припустити, що  $y_{01} \approx h_g$ , а  $y_{02}$  з  $y_{01}$  зв'язані залежністю (3.6). Очевидно, що через велику жорсткість КП1 і КП2 робота  $\bar{A}_{\Delta p}$  мала і нею в (3.57) припустимо знехтувати для оціночного розрахунку. За цих зауважень після простих алгебраїчних перетворень з рівняння (3.57), отримаємо:

$$k_1^2 - 2k_2 \cdot k_1 + 0,05^2 \cdot k_2^2 = 0, \quad (3.58)$$

де 0,05 взято з припущення, що  $\delta_c \approx 0,05h_g$  (див. рисунок 3.1). Розв'язавши квадратне рівняння (3.58), знайдемо

$$k_1 = k_2 (1 \pm \sqrt{1 - 0,05^2}) = k_2 (1 \pm 0,999). \quad (3.59)$$

Корінь  $k_1 = k_2 (1 \pm 0,999) \approx 2k_2$  фізичного змісту немає, оскільки раніше встановлено,  $k_1 < k_2$ , тому для безударної роботи запірних елементів ГІТ ГІВ – ГЦ необхідне співвідношення

$$k_1 = k_2 (1 \pm 0,999) \approx 10^{-3} \cdot k_2. \quad (3.60)$$

За такого співвідношення між  $k_1$  і  $k_2$  КПП1 може мати значне число кілець  $n_{к1}$  і довжину, то можна припустити деяку ударну взаємодію маси  $m_2$  із сідлом 4 за умови, щоб контактні напруження не перевищували допустимі.

### 3.4 Висновки

1. Конструктивну схему малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра побудовано шляхом суміщення запірною елемента першого ступеня герметизації ГТТ з робочим плунжером вібратора, пружним елементом якого є регульована КПП1, а другий ступінь герметизації ГТТ виконано у вигляді спеціальної втулки-клапана 5 – другий ступінь герметизації ГТТ (див. рисунок 3.1).

2. З метою зменшення інтенсивності ударних явищ та рівня шуму під час спрацювання ГТТ вібратора – гідроциліндра, запірні елементи першого та другого ступенів герметизації ГТТ взаємодіють з плаваючим сідлом 4, навантаженим амортизаційною КПП2 високої жорсткості (див. рисунок 3.1).

3. Динамічну модель гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра побудовано на основі представлення ГЛ гідросистеми вібратора у вигляді безінерційного тіла Кельвіна – Фойгта, що складається із паралельно встановлених пружного та дисипативного елементів, які впродовж робочого циклу деформуються зі змінною швидкістю  $x_{or}$  та взаємодіють з рухомими ланками вібратора (масами  $m_1$  та  $m_2$ , див. рисунок 3.1) через передатні відношення  $U_{01(02)}$  та  $U_{02(01)}$  (див. рисунок 3.3).

4. На основі детального аналізу робочого циклу гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра та науково-обґрунтованих припущень побудовано орієнтовну циклограму робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2) яка встановлює взаємозв'язок зміни тиску енергоносія та руху плунжера 1 і втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1) під час їх прямого та зворотного ходів.

5. Жорсткість  $k_{0j}$  ГЛ, в результаті зведення гідросистеми вібратора-гідроциліндра до усередненої гідролінії з площею поперечного перерізу  $A_0$  та довжиною  $L_0$  визначено за законом Гука для рідини, а силу внутрішнього тертя енергоносія в ГЛ – за законом Ньютона для крапельних рідин.

6. На основі простих динамічних моделей прямого та зворотного ходів маси  $m_\Sigma = m_1 + m_2$  (див. рисунок 3.4, *a* і рисунок 3.4, *б*), отриманих за принципом розчленування вихідної динамічної моделі вібратора (див. рисунок 3.3), та принципу Д’Аламберу побудовано математичну модель вібратора, що складається зі звичайних нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які описують рух маси  $m_\Sigma$  під час її прямого та зворотного ходів, рівнянь витрати енергоносія на часових інтервалах орієнтовної циклограми робочого циклу вібратора та умов однозначності, що обмежують переміщення маси  $m_\Sigma$  та деформацію  $x_{or}$  ГЛ впродовж робочого циклу гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра.

7. Шляхом заміни вихідних змінних ( $y_{1II}$  і  $y_{13}$ ) у вихідних диференціальних рівняннях руху маси  $m_\Sigma$  на нові ( $z_{1II}$  та  $z_{13}$ ), які дозволяють виключити вільні члени та не змінюють динаміку руху маси  $m_\Sigma$ , вихідні диференціальні рівняння руху маси  $m_\Sigma$  приведені до класичних нелінійних диференціальних рівнянь, що описують нелінійні коливання цієї маси (3.49) та (3.50).

8. Встановлено, що безрозмірна відносна жорсткість системи вібратор – гідроциліндр – ГЛ постійна величина, яка визначається тільки геометричними параметрами усередненої гідро лінії ГЛ та першого і другого ступенів герметизації ГІТ вібратора.

9. Здійснена оцінка співвідношення між жорсткостями КП1 та КП2 (див. (3.2) і (3.3), яке забезпечує безударну та малощумну роботу запірних елементів ГІТ вібратора – гідроциліндра.

## 4 МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА – ГІДРОЦИЛІНДРА (ГВ – ГЦ) НА БАЗІ КІЛЬЦЕВИХ ПРУЖИН (КП)

### 4.1 Початкові (вхідні) дані

Науково обґрунтована методика проєктного розрахунку ГІВ – ГЦ на базі КП розробляється згідно технічного завдання (ТЗ) на МКР (див. додаток А) на основі його конструктивної схеми (див. рисунок 3.1) та динамічної і математичної моделей (див. розділ 3 МКР). Основних початкових даних для проєктного розрахунку повинно бути достатньо щоб визначити всі енергетичні, кінематичні, силові та геометричні параметри ГІВ – ГЦ, необхідні для розроблення конструкції і виготовлення дослідного зразка вібратора. В загальному випадку, зазвичай, це такі дані, які в процесі розроблення методики можуть доповнюватись додатковими уточнюючими даними:

- номінальний тиск «відкриття» ГІТ вібратора  $p_l = 10$  МПа. В роботах [5 – 8] (див. розділ 3 МКР) встановлено, що найбільш надійно та стабільно в ГІП працюють об'ємні гідронасоси шестеренного типу (типорозмір НШ) для яких середній номінальний тиск енергоносія 16 МПа;

- діапазон регулювання параметрів вібронавантаження об'єкта технологічного впливу, що створюється дією на нього плунжера 1 ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.1):

- частоти вібрацій – 10...100 Гц;

- амплітуди вібрацій –  $(0,5...2,0) \cdot 10^{-3}$  м;

- орієнтовні рухомі маси  $m_1$  та  $m_2$  вібратора (див. рисунок 3.1 і розділ 3 МКР);

- діапазон регулювання попередніх деформацій КП 1 і КП 2. Зважаючи на конструктивні особливості осаджування кільцевих пружин попередньо призначаємо  $y_{01} = (2,0...4,0) \cdot 10^{-3}$  м для КП 1 та  $y_{02} = (0,05...0,2) \cdot 10^{-3}$  м для КП 2 (див. рисунок 3.1);

- постійна максимальна попередня деформація витієї пружини 8 (див. рисунок 3.1)  $y_{03_{\max}} = 8,0 \cdot 10^{-3}$  м;
- квалітет точності спряження спряженні втулки-клапана 5 та циліндричної частини запірнього елемента першого ступеня герметизації ГІТ (плунжера 1), вказано на рис. 3.1. Особливості спряження напрямних поверхонь КП1 і КП2 та рекомендована їх точність обґрунтовані в розділі 3 МКР;
- від амплітуди імпульсів тиску  $\Delta p = p_1 - p_2$  [5 – 8] залежить амплітуда вібрацій плунжера 1, яка, основним чином, визначається внутрішнім передатним відношенням ГІТ ГІВ – ГЦ  $u_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2}$ , яке орієнтовно можна призначити  $u_{21} = 0,25 \dots 0,35$ ;
- марки матеріалів основних деталей вібратора (плунжера 1, втулки – клапана 5, плаваючого сідла 4, деталей КП 1 і КП 2 та ін., див. рисунок 3.1) та види їх термічного чи хіміко-термічного оброблення призначаються за результатами детального аналізу їх службового призначення та умов роботи (першочергове значення цей пункт набуває під час безпосереднього розроблення конструкції дослідного зразка вібратора);
- допустимі швидкості [V] руху енергоносія в напірних і зливних гідролініях ГІВ – ГЦ та через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГІТ;
- орієнтовний сумарний об'єм  $W_0$  напірної порожнини гідросистеми ГІВ – ГЦ. З метою отримання максимальних частот імпульсів тиску (вібрацій плунжера 1, див. рисунок 3.1), рекомендується призначити об'єм  $W_0$ , по можливості, максимально малим [5 – 8];
- максимальне зусилля  $F_{T_{\max}}$  опору об'єкта технологічного впливу вібратора з врахуванням зауважень, наведеним в розділі 3 МКР;
- рекомендації з організації найбільш раціональних комунікацій між ланками та деталями ГІВ – ГЦ і гідронасосною станцією живлення вібратора.

## 4.2 Розроблення методики проєктного розрахунку

Параметричний ГПТ, який є частиною (вбудованою) ГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1), належить за класом схеми під'єднання до виконавчого гідроциліндра «на виході» [7], максимальна частота  $\nu_{\max}$  імпульсів тиску, що генеруються цим типом ГПТ, впершу чергу визначається величинами подачі енергоносія  $Q_H$  гідронасосної станції живлення вібратора та об'ємом напірної порожнини гідросистеми ГП ГВ – ГЦ, оскільки ці величини визначають тривалість  $t_H$  переднього фронту імпульсу тиску (див. рисунок 3.2). відповідно до цих зауважень теоретичне значення подачі  $Q_{HT}$  гідронасоса гідронасосної станції живлення ГВ – ГЦ можна розрахувати за формулою, наведеною в роботі [20]:

$$Q_H = K_{цт} \nu_{\max} \cdot p_{1\max} W_0 k^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1} \quad (4.1)$$

де  $K_{цт}$  (див. (3.8)) – теоретичний цикловий коефіцієнт імпульсів тиску;  $\eta_{OH}$  – об'ємний ККД гідронасоса (для гідронасоса типу НШ, які найбільш доцільні для ГП і гідроімпульсних пристроїв,  $\eta_{OH} = 0,95 \dots 0,96$  [23]). Циклограма робочого циклу ГВ – ГЦ має оціночний характер і такий же характер має  $K_{цт}$ , тому для практичних розрахунків подачі  $Q_H$  у формулу (4.1) необхідно ввести коефіцієнт запасу  $K_{зн} = 1,1 \dots 1,25$  [13]:

$$Q_{HP} = K_{зн} \cdot Q_{HT} \leq [Q_H], \quad (4.2)$$

де  $Q_{HP}$ ,  $[Q_H]$  – відповідно, розрахункове та паспортне значення подачі гідронасоса гідронасосної станції живлення вібратора. Конкретизувати значення  $Q_{HP}$  можна, якщо на основі орієнтовної циклограми робочого циклу ГВ – ГЦ (див. рис. 3.2) та поняття масштабу імпульсу тиску  $\mu_p = T_T / 00_1 = 00_1 \cdot \nu_{\max}$



с/мм (див. розділ 3 МКР), оцінити  $K_{цГ}$  за методикою, наведеною в роботі [21]:  $K_{цГ} \approx 1,88$ .

Враховуючи значення  $K_{цГ}$ ,  $K_{зН}$  та середній ККД, остаточно отримаємо  $\eta_{ОН} = 0,955$ , остаточно отримаємо:

$$Q_H = (2,16 \dots 2,46) v_{\max} \cdot p_{1\max} \cdot W_0 \cdot \kappa^{-1} \leq [Q_H]. \quad (4.3)$$

За повністю відкритого ГІТ ГІВ – ГЦ плунжер 1 переміщується на хід  $h_{\epsilon}$ , а втулка-клапан 5 на відстань  $h_{\epsilon\epsilon} = h_{\epsilon} + \delta_{\kappa} = 1,1h_{\epsilon}$  (див. рисунок 3.1), за яких площ прохідних перерізів (щілин) першого та другого ступенів герметизації ГІТ вібратора, відповідно, будуть:

$$A_{щ1\max} = \pi d_1 h_{\epsilon 1}; \quad (4.4)$$

$$A_{щ2\max} = \pi d_2 h_{\epsilon 1} = 1,1\pi d_2 h_{\epsilon}. \quad (4.5)$$

Очевидно, оскільки  $d_2 > d_1$  (див. рис. 3.1),  $A_{щ2\max} > A_{щ1\max}$  що і визначальною для швидкодії та пропускної здатності ГІТ є площа  $A_{щ1\max}$ , через яку за час  $t_{зГ}$  зниження тиску енергоносія в гідросистемі вібратора з  $p_1$  до рівня  $p_2$  (зменшення деформації ГЛ з  $x_{01}$  до  $x_{02}$ ), (див. рисунок 3.2) проходить сумарний середній потік  $Q_{мГ\Sigma}$  енергоносія. Час  $t_{зГ}$  можна оцінити за аналогією з  $t_H$  за відомою залежністю [8]:

$$t_{зГ} = (p_1 - p_2)W_0 / (Q_{мГ\Sigma} \cdot \kappa), \quad (4.6)$$

За припущення, що функція  $p_r = f(t)$  [14, 15] лінійна для  $t_H$  і  $t_{зГ}$ , знайдемо

$$Q_{мГ\Sigma} = Q_H \cdot t_H / t_{зГ} = Q_H \cdot \tau_{зГ}, \quad (4.7)$$

де  $\tau_{3T} = t_H / t_{3T}$  – відносний час зменшення тиску енергоносія в напірній порожнині А ГІВ – ГЦ з рівня  $p_1$  до рівня  $p_2$  (див. рисунок 3.1 і рисунок 3.2), причому  $t_{3T} < t_H$ , а значить  $\tau_{3T} > 1$  і  $Q_{m\Gamma\Sigma} > Q_H$ .

Щоб запобігти під час роботи ГІТ ГІВ – ГЦ таким негативним явищам як кавітація потрібно обмежити швидкість  $v_{m\Gamma 1}$  енергоносія через  $A_{\text{Ш1max}}$  не вище допустимої  $[v_{\Gamma 1}]$  [22]:

$$v_{m\Gamma 1} = Q_{m\Gamma\Sigma} / (\pi d_1 h_g) \leq [v_{\Gamma 1}], \quad (4.8)$$

Оскільки  $A_{\text{Ш1max}} < A_{\text{Ш2max}}$  (див. (4.4) і (4.5) та  $h_{g2} = 1,1h_{g1}$ , то умова  $v_{m\Gamma 1} < [v_{\Gamma 1}]$  під час відкриття втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1) забезпечується автоматично.

За прийнятими припущеннями (див. розділ 3 МКР) в зазорах напрямних плунжера 1 та втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1) під час їх руху діє тільки рідинне тертя, що дозволяє енергобаланс прямого ходу плунжера 1 та втулки-клапана 5, елементи яких реалізують перший і другий ступені герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ, подати рівнянням:

$$A_{mp} \geq \Delta E_{\text{ПП}} + \Delta E_{\text{ВП}} + \Delta E_{\text{ГЛ}} + A_f, \quad (4.9)$$

$$\text{де } A_{mp} = p_{1\text{max}} \cdot h_g \cdot A_2 - \quad (4.10)$$

середня робота сил тиску енергоносія за час прямого спільного ходу плунжера 1 та втулки – клапана 5 (маси  $m_\Sigma = m_1 + m_2$ , див. рис. 3.1 і текст розділу 3)  $t_{\text{кп}}$  ( $t'_{\text{кп}} = t_{\text{кп}} - t_{\text{кпр}}$ ) (див. рисунок 3.2);

$$\Delta E_{\text{ПП}} = 0,5k_1 h_g^2 - \quad (4.11)$$

приріст потенціальної енергії деформації КП 11 (див. рисунок 3.1);

$$\Delta E_{\text{ГЛ}} = 0,5k_{or} x_{01}^2 = 0,5p_{1\text{max}}^2 A_0^2 k_{or}^{-1} - \quad (4.12)$$

приріст потенціальної енергії деформації пружного елемента ГЛ (див. розділ 3 МКР);

$$\Delta E_{БП} = 0,5k_3\delta_K^2 = 5 \cdot 10^{-3} \cdot k_3 \cdot h_e - \quad (4.13)$$

приріст потенціальної енергії деформації витої пружини 8 (див. рисунок 3.1);

$$A_f = F_{f_\Sigma} \cdot h_e - \quad (4.14)$$

сумарна середня робота в'язких сумарних сил  $F_{f_\Sigma}$  тертя під час руху на прямому ході маси  $m_\Sigma$  (плунжера 1 та втулки-клапана 5, див. рисунок 3.1 та рисунок 3.2).

Складові  $E_{БП}$  та  $A_f$  рівняння (4.9) порівняно з  $\Delta E_{КП1} + \Delta E_{ГЛ}$  малі, оскільки  $k_3 \ll k_1$ , а режим тертя в зазорах контактних поверхонь рухомих ланок вібратора, плунжера 1 та втулки-клапана 5, рідинний, що обумовлює малу величину  $F_{f_\Sigma}$  через малий коефіцієнт тертя  $f \approx 0,005$  [22, 23]. Нехтуючи в (4.9) відміченими складовими, запишемо це рівняння енергобалансу у формі нерівності з врахуванням (4.10), (4.11) і (4.12)

$$\begin{aligned} A_{mp} = p_{1\max} h_e \cdot A_2 &\geq \Delta E_{КП1} + \Delta E_{ГЛ} = 0,5k_1 h_e^2 + 0,5 p_{1\max}^2 \cdot A_0^2 \cdot k_{or}^{-1} = \\ &= 0,5k_1 h_e^2 + 0,5 p_{1\max}^2 \kappa^{-1} \cdot h_e^{-1} \cdot W_0, \end{aligned} \quad (4.15)$$

де враховано, що  $k_{or} = A_0^2 \kappa W_0^{-1}$  (див. розділ 3 МКР).

Розв'язуючи нерівність (4.15) відносно  $A_2$  (середня площа фаски запір-ного елемента другого ступеня герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ, див. рисунок 3.1 і розділ 3 МКР), знайдемо

$$A_2 \geq 0,5(k_1 h_e p_{1\max}^{-1} + p_{1\max} \kappa^{-1} h_e^{-1} W_0), \quad (4.16)$$

або

$$d_2 \geq 0,798(k_1 h_e p_{1\max}^{-1} + p_{1\max} \kappa^{-1} h_e^{-1} W_0)^{0,5}, \quad (4.17)$$

де  $d_2 \approx (A_2 / 0,785)^{0,5} \approx 1,13A_2^{0,5}$  – середній діаметр фаски запірнього елемента другого ступеня герметизації ГІТ вібратора.

Згідно залежностей (4.4) і (4.8) пропускна здатність ГІТ ГІВ – ГЦ визначається середнім діаметром  $d_1$  запірнього елемента першого ступеня герметизації ГІТ, від’ємним перекриттям  $h_g$  і швидкістю потоку  $V_{mГ1}$  через , яка не повинна перевищувати допустиму  $[V_{Г1}]$ , щоб запобігти надмірній втраті тиску енергоносія та кавітації [22, 23, 27, 30, 31]. Слід відмітити, що допустима швидкість потоку енергоносія різна в коротких і довгих гідролініях та залежить від абсолютного значення рівня тиску. В коротких гідролініях (гідроканалах), таких як  $A_{ЦГ1_{max}}$  (див. (4.4) допускається за рівня тиску 10МПа  $[V] \geq 15 м / с$  , а наприклад, в рукаві високого тиску, що з’єднує напірну порожнину А ГІВ – ГЦ з гідронасосом (див. рисунок 3.1)  $[V] \geq (6...8) м / с$  [22, 23, 27, 30, 31].

Враховуючи сказане, прийmemo площу поперечного перерізу  $A_{PT}$  рукава високого тиску, що з’єднує напірну порожнину А вібратора з гідронасосом, за умовний прохід ГІВ – ГЦ, швидкість потоку  $V_y$  в якому знаходиться за простою, загальновідомою формулою:

$$V_A = Q_H / A_{PT} = 4Q_H / (\pi d_y^2) \leq [V] = (6...8) м / с, \quad (4.18)$$

де  $d_y$  – діаметр умовного проходу вібратора. Для  $V_y \leq [V] = (6...8) м / с$  , отримаємо

$$d_y = \sqrt{4Q_H / (\pi [V])} \approx 1,13 \sqrt{Q_H / [V]}. \quad (4.19)$$

Згідно з рекомендаціями для  $[V]$ , наведеним вище, можна прийняти  $[V_{Г1}] = (1,9...2,5)[V] \approx 15 м / с$ , тоді з (4.8) для  $[V_{Г1}] = (1,9...2,5)[V]$ , знайдемо

$$d_1 = Q_{mГ\Sigma} / \pi [V_{Г1} \cdot h_g] = Q_{mГ\Sigma} / [\pi (1,9...2,5)[V] h_g] = (0,13...0,17) Q_{mГ\Sigma} [V]^{-1} \cdot h_g^{-1}. \quad (4.20)$$

Відносний час  $\tau_{зГ}$  в (4.7) зменшення рівня тиску енергоносія в напірній порожнині А ГПВ – ГЦ (див. рисунок 3.1) за результатами експериментальних досліджень ГП ВМ і ВУМ та гідроімпульсних пристроїв [4 – 8] можна оцінити середнім значенням для  $\tau_{зГ} = 2,3...2,8$  для діапазону частоти імпульсів тиску енергоносія  $\nu = (20...100) Гц$  та амплітуди його тиску  $\Delta p = (9...10) МПа$ . Враховуючи в (4.7) це значення  $\tau_{зГ}$ , отримаємо:

$$Q_{mГ\Sigma} = (2,3...2,8) Q_H. \quad (4.21)$$

Підставляючи (4.21) в (4.20), матимемо:

$$d_1 = K_{d3} (0,13...0,17) (2,3...2,8) Q_H [V]^{-1} \cdot h_g^{-1} = (0,33...0,57) Q_H [V]^{-1} \cdot h_g^{-1}, \quad (4.22)$$

де  $K_{d3} = 1,1...1,2$  – коефіцієнт запасу, що враховує оціночний характер розрахунку  $\tau_{зГ}$  та  $Q_{mГ\Sigma}$ .

Середній діаметр  $d_1$  також можна визначити із залежності (3.1) (див. підрозділ 3.1 МКР):

$$A_1 = 0,785 d_1^2 \geq [k_1 (y_{01} + \delta_c) + F_{TO}] \cdot p_{1\max}^{-1}, \quad (4.23)$$

звідки

$$d_1 \geq 1,13 \cdot \left\{ [k_1 (y_{01} + \delta_c) + F_{TO}] p_{1\max}^{-1} \right\}^{0,5}. \quad (4.24)$$

Жорсткість КПІ має порядок:  $\sim 10^6 \dots 10^7$  Н/м [21],  $p_{1\max} \sim 10^6$  Н/м<sup>2</sup>, а  $F_{TO} \sim 10^3 \dots 10^4$  Н. Оцінка величини порядку складових показує  $k_1(y_{01} + \delta_c)/p_{1\max}$  і  $F_{TO}/p_{1\max}$  показує, що  $k_1(y_{01} + \delta_c)/p_{1\max}$  має порядок  $\sim 1 \dots 10$ , а порядок відношення  $F_{TO}/p_{1\max} \sim 10^{-3} \dots 10^{-2}$ , що дозволяє у (4.24) відношенням  $F_{TO}/p_{1\max}$  знехтувати, тоді

$$d_1 \geq 1,13 \cdot [k_1(y_{01} + \delta_c) p_{1\max}^{-1}]^{0,5}. \quad (4.25)$$

В підрозділі 3.3 МКР було зроблено припущення, що через високу жорсткість КПІ її попередня деформація  $y_{01} \approx h_g$  та прирівнюючи залежності (4.22) і (4.25) (взявши з останньої нерівності крайнє значення), після нескладних алгебраїчних перетворень отримаємо:

$$h_g = (0,13 \dots 0,62) Q_H^{2/3} \cdot p_{1\max}^{1/3} \cdot k_1^{-1/3} [v]^{-2/3}. \quad (4.26)$$

Від'ємне перекриття є ходом плунжера 1 та амплітудою вібрацій ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.1 і рисунок 3.2), діапазоном регулювання якої задано в початкових даних (див. підрозділ 4.1 МКР). Приймаючи в (4.26)  $h_g = h_{g\max} = 2,0 \cdot 10^{-3}$  м, знайдемо формулу для оцінки жорсткості  $k_1$  КПІ:

$$k_1 = (0,08 \dots 0,24) Q_H^2 p_{1\max} \cdot [v]^{-2} \cdot h_{g\max}^{-3} = (1 \dots 3) \cdot 10^7 \cdot Q_H^2 p_{1\max} \cdot [v]^{-2},$$

де розмірності:  $k_1$ , Н/м;  $Q_H$ , м<sup>3</sup>/с;  $p_{1\max}$ , Па;  $[v]$ , м/с.

Виділяючи з (4.19) та (4.22) добуток  $Q_H [v]$ , отримаємо орієнтовне відношення між  $d_y$  і  $d_1$ :

$$d_y = (1,53 \dots 1,96) \cdot d_1^{0,5} \cdot h_{g\max}^{0,5} = (6,9 \dots 8,9) \cdot 10^{-2} d_1^{0,5}, \quad (4.28)$$

де розмірності  $d_y$ , в м та  $d_1$  в м, а  $h_{g\max} = 2 \cdot 10^{-3}$  м.

В розділі 3 МКР проаналізовано амортизуючи дію КП2, яка зменшує ударну взаємодію в кінці зворотного ходу плунжера 1 та втулки-клапана 5 з герметизуючими фасками плаваючого сідла 4 (див. рисунок 3.1), а вибір відповідної ширини герметизуючи фасок  $b_1$  і  $b_2$  (рисунок 4.1) забезпечує контактні напруження цих фасках під час посадки на них фасок плунжера 1 та втулки – клапана 5 нижче допустимих для матеріалів цих деталей ГІВ – ГЦ. Ширину фасок  $b_1$  і  $b_2$  можна розраховувати за формулою, наведеною в роботі [6], або призначити їх ширину  $b_1 = b_2 = 2,5 \dots 5,0$  мм, яке прийнята для клапанів автомобільних газорозподільних механізмів [32, 33]. Кут  $\alpha$  фасок  $b_1$  і  $b_2$  в клапанних пристроях гідросистем рекомендується приймати рівним  $90^\circ \dots 60^\circ$  [22, 23, 32], щоб під час їх роботи виключити заклинювання клапанів в сідлах. Щоб проміжна порожнина  $B$  (див. рисунок 3.1) ГІВ – ГЦ мала мінімальний об'єм доцільно фаски  $b_1$  і  $b_2$  розмістити в одній площині « $aa_1a_2$ », як показано на рисунок 4.1.

За геометричними розрахунками з рисунку 4.1 визначаємо:

$$d'_1 = d_1 + 2bc' = d_1 + 2 \cdot 0,5b_1 \cdot \sin(0,5\alpha) = d_1 + b_1 \cdot \sin(0,5\alpha); \quad (4.29)$$

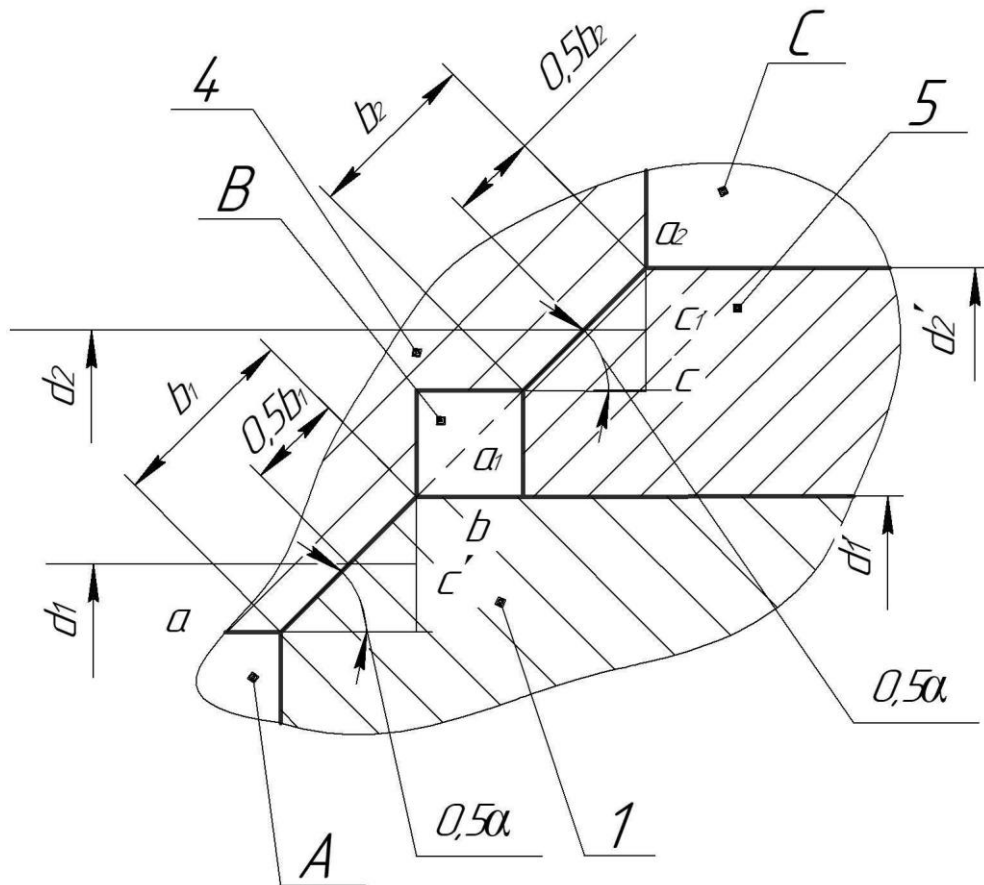
$$d'_2 = d_2 + b_2 \cdot \sin(0,5\alpha). \quad (4.30)$$

Згідно зроблених вище зауважень беремо  $\alpha = 60^\circ$ ;  $b_1 = b_2 = 4$  мм і з (4.29) та (4.30) остаточно знаходимо:

$$d'_1 = d_1 + 4 \sin 30^\circ = d_1 + 2, \text{ мм}; \quad (4.31)$$

$$d'_2 = d_2 + 4 \sin 30^\circ = d_1 + 2, \text{ мм}. \quad (4.32)$$

Як відмічено раніше по тексту МКР, під час прямого ходу плунжера 1 (див. рисунок 3.1) втулка-клапан 5 більшу частину його прямого ходу рухається разом з плунжером 1 як одне ціле і діаметр  $d'_2$  є силовим поршнем ГІВ – ГЦ, площа поперечного перерізу якого  $A'_2 = \pi(d'_2)^2 / 4 \approx 0,785(d'_2)^2$  визначає



1 – плунжер 1; 4 – плаваюче сидло 4; 5 – втулка-клапан 5; A, B і C – відповідно, напірна, проміжна та зливна порожнини ГІТ ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.1)

Рисунок 4.1 – Геометрична схема до розрахунку діаметрів  $d'_2$  та  $d'_1$

зусилля плунжера 1 ГІВ – ГЦ, що діє на об'єкт технологічного впливу. Це зусилля змінюється від  $F_{\max} = p_{1\max} \cdot A'_2 - k_1 \cdot y_{01} = p_{1\max} \cdot A'_2 - k$ ;  $h_{\epsilon\max}$  до  $F_{\min} = p_{1\max} \cdot A'_2 - k_1(y_{01} + h_{\epsilon\max}) = p_{1\max} \cdot A'_2 - 2k_1 h_{\epsilon\max}$ . Середнє зусилля  $F_m = 0,5(F_{\max} + F_{\min}) = p_{1\max} \cdot A'_2 - 1,5k_1 h_{\epsilon\max} = p_{1\max} \cdot A'_2 - 3 \cdot 10^{-3} k_1$  (тут:  $h_{\epsilon\max} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $p_{1\max}$ , в Па;  $A'_2$ , в  $\text{м}^2$ ;  $k_1$ , в Н/м).

Жорсткість КП1 та КП2 (див. рисунок 3.1) визначається залежностями (див. (3.2) та (3.3) відповідно, в яких основними складовими є модуль пружності матеріалу кілець пружин їх геометричні параметри – діаметри та кути конусності кілець  $\beta_1$  і  $\beta_2$  (в розділі 3 МКР прийнято  $\beta_1 = \beta_2 = 12^\circ$  [19]). Під час конструювання КП застосовуються різні підходи, деякі з них описані в



роботі [21], які в основному ґрунтуються на технологічності виготовлення корпусних деталей пристрою, наприклад, виконання порожнини  $D$  в гільзі 2 розміщення КП1 у вигляді наскрізної розточки (див. рисунок 3.1). Ця розточка є прямою для зовнішніх кілець 9 КП1, плунжера 1 та втулки 13. Очевидно, багато розмірів таких деталей як ступінчаста втулка 6, зовнішній діаметр  $d_c$  плаваючого сідла 4, штуцер – кришка 17, зовнішні розміри гільзи 2, корпуса 3 та ін. можуть визначитись в процесі конструювання вібратора без проведення кінематичних чи силових розрахунків, наприклад стійки порожнини А розміщення КП2, яка знаходиться тривалий період робочого циклу ГІВ – ГЦ під дією високого тиску  $p_{1\max}$  енергоносія. Такого же типу перевірни розрахунки на міцність можуть виконуватись для гвинтів чи шпильок кріплення штуцер-кришки 17 (див. рисунок 3.1).

Згідно з викладеним доцільно діаметр  $d_c$  прямої поверхні плаваючого сідла 4 призначити мінімум на 8 мм більше  $d'_c$ , тобто

$$d_c = d'_c + 8, \text{ мм.} \quad (4.33)$$

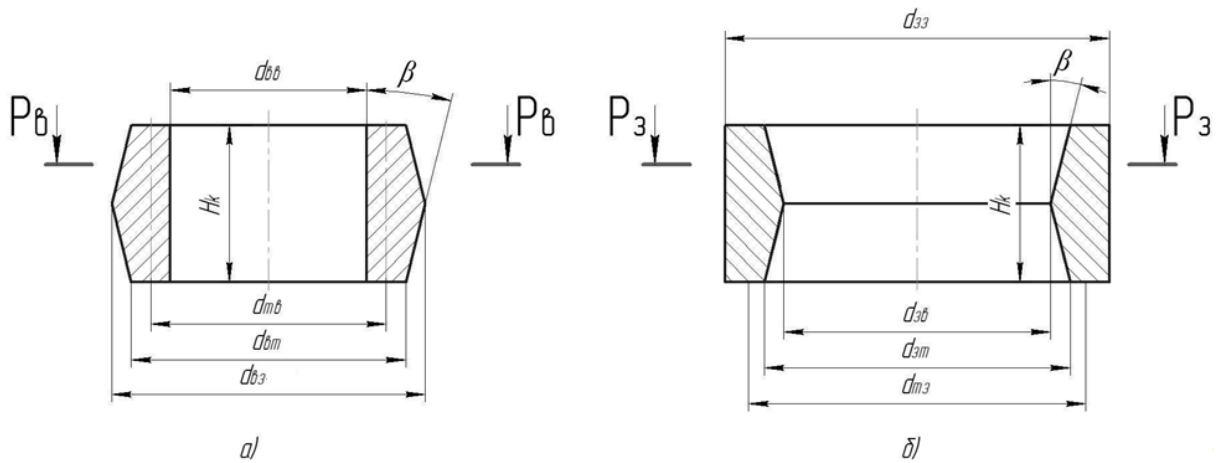
Такий розмір  $d_c$  прямої частини плаваючого сідла 4 забезпечує її достатню жорсткість і технологічність.

З точки зору уніфікації доцільно зовнішні 9 та 11 та внутрішні 10 та 12 кільця, відповідно, КП1 і КП2 виконати однаковими, зовнішній діаметр  $d_{33}$  зовнішніх кілець КП1 і КП2 може варіюватись в межах товщини гільзи 2 та корпуса 3, а розмір отвору  $d_{66}$  внутрішніх кілець КП1 і КП2 залежить від товщини  $\epsilon_{\kappa\max}$  внутрішніх кілець КП1 і КП2 в середньому (найбільшому), перерізі (рисунок 4.2, а, б),  $\epsilon_{\kappa\max} = 0,5(d_{63} - d_{66})$ .

В роботі [21] рекомендується, щоб жорсткість КП не була надмірною, податливість КП повинна бути прийнятною, що обумовлено максимальною

товщиною кілець в середньому (найбільшому) перерізі  $\epsilon_{\kappa\max}$ , в першу чергу для внутрішніх кілець КП, в поперечних перерізах яких виникають

стискаючі напруження  $\sigma_c$  під дією цього навантаження  $F_a$  КП (рисунок 4.3):



$d_{63}, d_{66}, d_{BT}, d_{m6}, d_{6k}$  – відповідно, зовнішні, внутрішній, торцевий і середній діаметри та висота внутрішніх кілець КП1 і КП2;  $d_{33}, d_{36}, d_{3T}, d_{3m}, H_{3k}$  – відповідно, зовнішній, внутрішній, торцевий і середній діаметри та висота зовнішніх кілець КП1 і КП2;  $p_6 - p_6, p_3 - p_3$  – розрахункові перерізи внутрішнього та зовнішнього кілець КП1 і КП2 в середній точці їх контакту  $K$  (див. рисунок 4.3).

Рисунок 4.2 – Ескізи та геометричні розміри внутрішнього (а) та зовнішнього (б) кілець КП1 і КП2

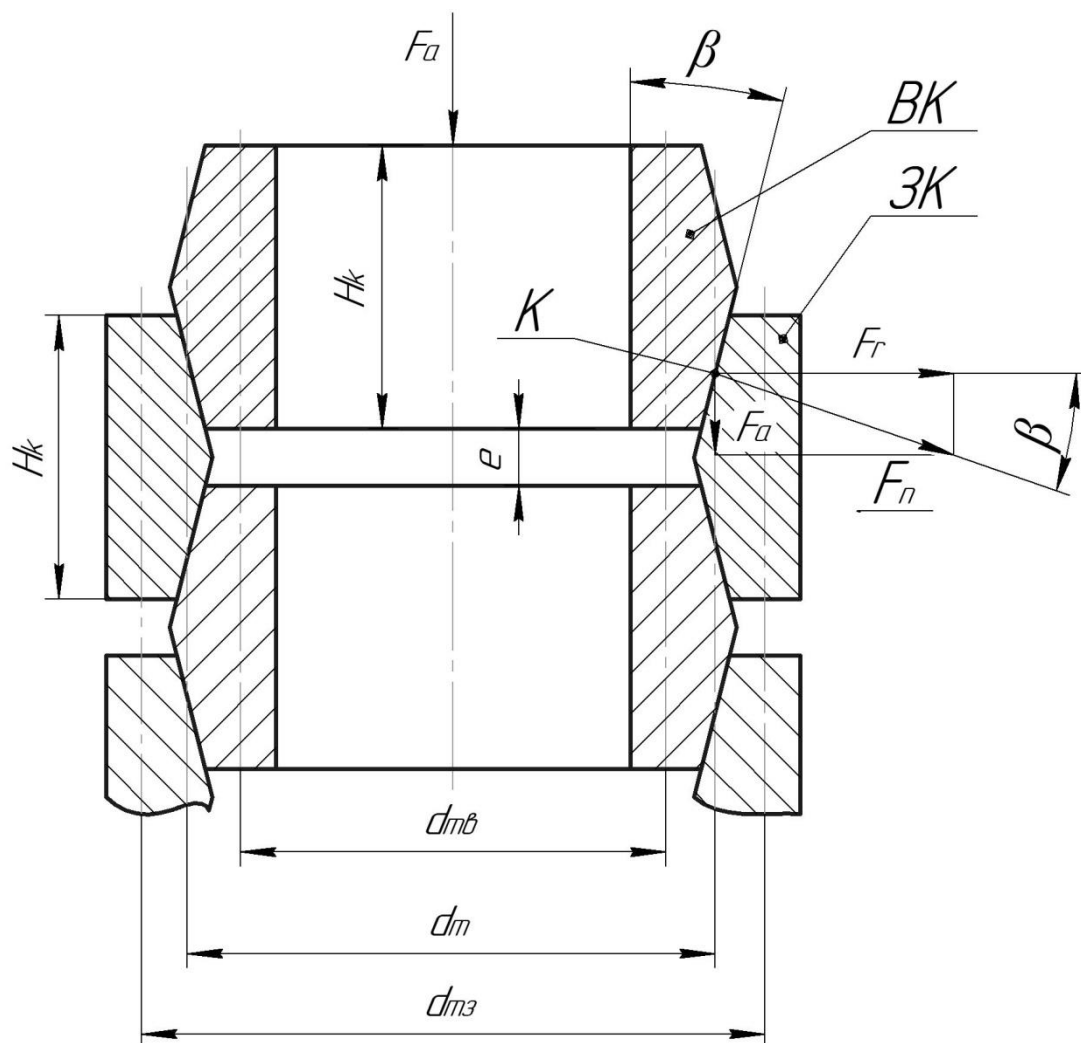
$$\sigma_c = F_a / [\pi A_6 \operatorname{tg}(\beta + \varphi)] \approx F_a / (\pi A_6 \operatorname{tg} \beta), \quad (4.33)$$

де  $\varphi=0$  для КП1 та КП2 (див. 3.2) та (3.3);  $A_6$  – усереднена площа поперечного перерізу внутрішнього кільця  $6_k$  КП в зоні точки  $K$  внутрішнього та зовнішнього кілець КП (див. рисунок 4.3).

Згідно схеми навантаження зовнішнього кільця ЗК сила  $F_r = F_a / \operatorname{tg} \beta$  розтягує це кільце, створюючи розтягуючі напруження [21]

$$\sigma_p = F_a / (\pi A_3 \operatorname{tg} \beta), \quad (4.34)$$

де  $A_3$  – усереджена площа поперечного перерізу зовнішнього ЗК кільця КП в точці  $K$  контакту (див. рисунок 4.3).



$BK, ЗК$  – відповідно, внутрішнє та зовнішнє кільця КП;

$d_m = 0,5(d_{m6} + d_{m3})$  – середній діаметр КП;

$d_{m6}$  – середній діаметр внутрішнього кільця;

$d_{m3}$  – середній діаметр зовнішнього кільця;

$H_k$  – висота кільця;  $e$  – зазор між кільцями КП.

Рисунок 4.3 – Схема навантаження зовнішнього кілець ЗК КП (КП1 і КП2) за припущення, що кут тертя  $\varphi = 0$  (рідинний режим тертя)

Напруження розтягу  $\sigma_p$  та стискання  $\sigma_c$  можна також виразити через відносні  $\varepsilon_3$  та  $\varepsilon_6$  або абсолютні  $\Delta_3$  та  $\Delta_6$  деформації кілець  $3K$  і  $BK$  за законом Гука [26]:

$$\sigma_p = \varepsilon_3 \cdot E = [\Delta_3 / (d_{m3})] \cdot E; \quad (4.35)$$

$$\sigma_c = \varepsilon_6 \cdot E = [\Delta_6 / (d_{m6})] \cdot E, \quad (4.36)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу кілець.

Радіальні деформації, які  $\Delta_3$  та  $\Delta_6$ , які за відомих значень  $\sigma_p$  і  $\sigma_c$  легко визначити з (4.35) та (4.36), спричиняють осьові зміщення кілець  $BK$  і  $3K$  одне відносно іншого [20], причому ці кільця КП зміщуються в одному напрямку. В роботі [20] доведено, що за припущення  $A_6 = A_3 = A_m$ ,  $|\sigma_c| = |\sigma_p| = |\sigma|$  (за модулем). Оскільки розтяг є більш небезпечним напруженням станом для матеріалів, то міцність  $KП$  буде гарантована, якщо максимально можливе осьове переміщення кілець  $KП$  визначити за формулою [20]

$$\delta_{\max} = 0,5(\Delta_{3\max} + \Delta_{6\max}) / \operatorname{tg} \beta = [\sigma_p] d_m / (E \cdot \operatorname{tg} \beta), \quad (4.37)$$

де  $|\sigma| = [\sigma_p]$  – допустиме напруження матеріалу кілець на розтяг.

Раніше було зазначена, що за конструктивною схемою ГІВ – ГЦ (див. рисунок 3.1) розміри КП1 та КП2 можуть варіюватись в широкому діапазоні в залежності від розмірів корпусних (гільза 2 та корпус 3) та інших деталей вібратор. На наш погляд доцільно діаметр отвору внутрішніх кілець 10 і 12, відповідно, КП1 та КП2 призначити рівним  $d_c$  – діаметру напрямної поверхні плаваючого сідла 4 (див. рисунок 3.1 і рисунок 4.2, а).

Жорсткість КП1  $k_1$  та її податливість не повинні бути надмірними чи дуже малими, тому за рекомендаціями роботи [20] призначаємо товщину внутрішніх кілець КП1 і КП2 в середньому перерізі  $e_{k\max} = 4\text{мм}$ , тоді

$$d_{\text{вз}} = d_{\text{вс}} + 2e_{k\max} = d_c + 2e_{k\max} = d'_2 + 8 + 8 = d'_2 + 16, \text{мм}. \quad (4.38)$$

Висоту внутрішніх  $H_{\text{вк}}$  та зовнішніх  $H_{\text{зк}}$  кілець КП1 і КП2 приймемо однаковою,  $H_{\text{к}} = H_{\text{вк}} = H_{\text{зк}}$  з рекомендованого діапазону  $H_{\text{к}} = (3...5)e_{\text{mk}}^{\text{в}}$  [35] (тут  $e_{\text{mk}}^{\text{в}}$  – середня товщина внутрішнього кільця КП1 та КП2. Беремо  $H_{\text{к}} = 4e_{\text{mk}}^{\text{в}}$ . В роботі [20] встановлено, що

$$e_{\text{mk}}^{\text{в}} = e_{k\max}^{\text{в}} - (H_{\text{к}} \text{tg} \beta / 3), \quad (4.39)$$

тоді:

$$H_{\text{к}} = 12e_{k\max}^{\text{в}} / (3 + 4 \text{tg} \beta) = 12 \cdot 4 / (3 + 4 \cdot \text{tg} 12^\circ) = 12,5 \text{мм}; \quad (4.40)$$

$$e_{\text{mk}}^{\text{в}} = 4 - (12,5 \text{tg} 12^\circ) / 3 = 3,125 \text{мм}. \quad (4.41)$$

У розрахункових перерізах внутрішніх і зовнішніх кільцях КП1 та КП2, відповідно,  $P_{\text{в}} - P_{\text{в}}$ ,  $P_{\text{з}} - P_{\text{з}}$  (див. рисунок 4.2, а, б), які проходять через точку  $K$  контакту кілець (див. рисунок 4.3) площі поперечного перерізу внутрішніх і зовнішніх кілець КП1 і КП2 однакові і рівні (див. рисунок 4.3)

$$A_m = \pi d_m^2 / 4 = \pi \cdot 0,5^2 \cdot 0,25(d_{\text{мв}} + d_{\text{мз}})^2 \approx 0,196(d_{\text{мв}} + d_{\text{мз}})^2. \quad (4.42)$$

Згідно з рисунок 4.2, а торцевий діаметр  $d_{\text{вТ}}$  КП (КП1 чи КП2) розраховуємо за простою формулою

$$d_{em} = d_{e3} - H_{\kappa} \cdot \operatorname{tg} \beta = d'_2 + 16 - 12,5 \cdot \operatorname{tg} 12^{\circ} \approx d'_2 + 13,34, \text{ мм}, \quad (4.43)$$

де  $d'_2$ , в мм.

Раніше (див. вище по тексту розділу 4 МКР було прийнято припущення, що  $A_g = A_3 = A_m$  (див. (4.33), (4.34), (4.42) і, оскільки міцність КП (КП1 і КП2) визначає міцність її зовнішніх кілець на розтяг  $\sigma_p = F_a / (\pi A_m \cdot \operatorname{tg} \beta) \leq [\sigma_p]$ , то, з метою певного запасу міцності КП, беремо  $F_a = F_{\max} = p_{1\max} \cdot A'_2 - k_1 \cdot h_{\text{гmax}} = p_{1\max} \cdot A'_2 - 2 \cdot 10^{-3} k_1 \approx 0,785 p_{1\max} (d'_2)^2 - 2 \cdot 10^{-3} k_1$  ( $A'_2 = 0,785 (d'_2)^2$ ;  $p_{1\max}$  в Па;  $h_{\text{гmax}} = 2 \cdot 10^{-3}$  м,  $k_1$ , в Н/м, знайдено з (4.27). У формулі міцності зовнішнього кільця КП (КП1 чи КП2), що визначає його міцність на розтяг, беремо крайній випадок, коли  $\sigma_p = [\sigma_p]$ , так визначаємо:

$$A_m = \pi d_m^2 / 4 \approx 0,785 d_m^2 = F_{\max} / (\pi \cdot [\sigma_p] \cdot \operatorname{tg} \beta) \approx 1,498 \cdot [\sigma_p]^{-1}; \quad (4.44)$$

$$d_m = 2\pi^{-1} [\sigma_p]^{-0,5} \cdot \operatorname{tg}^{-0,5} \beta \cdot F_{\max}^{-0,5} = 1,382 F_{\max}^{0,5} [\sigma_p]^{-0,5}, \quad (4.45)$$

де  $\beta = 12^{\circ}$  (раніше прийнято).

Якщо припустити, що спільна точка  $K$  контакту зовнішнього та внутрішнього кілець  $K_n$  знаходиться від торців кілець на відстані  $H_{\kappa} / 4$ , тоді, згідно з рис. 4.3, розміри зовнішнього кільця (див. рисунок 4.2, б і рисунок 4.3):

$$d_{3T} = d_m + 0,5 H_{\kappa} \cdot \operatorname{tg} \beta = d_m + 0,5 \cdot 12,5 \cdot \operatorname{tg} 12^{\circ} \approx d_m + 1,328, \text{ мм}; \quad (4.46)$$

$$d_{3\text{г}} = d_{3T} - H_{\kappa} \cdot \operatorname{tg} \beta = d_m - 1,329, \text{ мм}. \quad (4.47)$$

З рівності площ поперечного перерізу зовнішнього та внутрішнього кілець КП (КП1 і КП2) в точці  $K$  (див. рисунок 4.3), знаходимо:

$$d_{33} = \sqrt{2d_m^2 - d_{66}^2} = \sqrt{2d_m^2 - d_c^2}; \quad (4.48)$$

$$e_{k \max}^3 = 0,5(d_{33} - d_{36}),, \quad (4.49)$$

де  $e_{k \max}^3$  – максимальна товщина зовнішнього кільця КП.

Повне число кілець  $n_{k1}$  КП1 знаходимо з формули (3.2) (див. розділ 3 МКР):

$$n_{k1} = 0,25C_{КП}\pi d_m k_1^{-1} + 3 = 0,25\pi^2 t g^2 \beta E d_m k_1^{-1} + 3 = 0,11 E d_m k_1^{-1} + 3. \quad (4.50)$$

Враховуючи у (3.4) (4.50), визначимо необхідну жорсткість КП2:

$$k_2 = 0,5k_1 (n_{k1} - 3) = 0,055 \cdot E \cdot d_m. \quad (4.51)$$

Зовнішні кільця КП1, за виключенням крайнього правого (за кресленням, див. рисунок 3.1), під час роботи ГВ – ГЦ здійснюють зворотно-поступальний рух під дією осевого зусилля  $F_a$  (див. (4.34) деформуються в радіальному напрямку на  $\Delta_3$  (радіальна діаметральна деформація, див. (4.35), що спричиняє збільшення зовнішнього діаметра  $d_{33}$  (див. рисунок 4.2, б) і зменшення зазору  $\Delta_{\min}$  в спряженні зовнішніх кілець 9 КП1 по діаметру  $d_{33}$  з поверхнею отвору  $d_{K1}$  в гільзі 2 (див. рисунок 3.1). Щоб запобігти можливо-му заклинюванню зовнішніх кілець 9 КП1 необхідно виконати умову

$$\Delta_{33} \leq \Delta_{\min}, \quad (4.52)$$

де  $\Delta_{33}$  – радіальна діаметральна деформація зовнішніх кілець 9 відносно діаметра  $d_{33}$ . Цю деформацію можна оцінити на основі пропорції відносно де-

формації  $\Delta_3$  відносно  $d_{m3}$  (див. (4.35), де прийнято  $\sigma_p = [\sigma_p]$ , а  $d_{m3} = 0,5(d_{33} + d_{36})$  (див. рисунок 4.2, б):

$$\Delta_{33} = 2d_{33} \cdot \Delta_3 / (d_{33} + d_{36}) = d_{33} \cdot [\sigma_p] \cdot E^{-1}. \quad (4.53)$$

Умова (4.52) забезпечується вибором потрібної ходової посадки спряження зовнішніх кілець 9 КП1 по діаметру  $d_{K1}$  гільзи 2 (див. рисунок 3.1). згідно системи допусків і посадок в системі отвору [36]  $\Delta_{\min} = d_{K1}^{\max} - d_{33}^{\min}$ ,  $d_{K1}^{\max} = d_{K1}^{\text{НОМ}} + ES$ ,  $ES = 0$  – верхнє межове відхилення основного отвору  $d_{K1}^{\text{НОМ}}$ , а  $EI = 0$  – нижнє межове відхилення отвору;  $d_{33}^{\min} = d_{33}^{\text{НОМ}} + (-ei)$ ;  $d_{33}^{\max} = d_{33}^{\text{НОМ}} + (-es)$  (тут  $(-ei)$  і  $(-es)$  – відповідно, нижнє та верхнє межові відхилення діаметра  $d_{33}^{\text{НОМ}}$ , які для ходових посадок (посадок із зазором) мають від’ємне значення [36]. За аналогічними міркуваннями розраховується спряження зовнішніх кілець 11 КП2 з поверхнею отвору  $d_{K2}$  (див. рисунок 3.1) розточки розміщення КП2 в корпусі 3.

В роботі [35] пропонується розраховувати максимальну деформацію (осаджування) КП1 за формулою

$$\lambda_{\max 1} = (n_{k1} - 3)\delta_{\max 1}, \quad (4.54)$$

де  $\delta_{\max 1}$  визначається за залежністю (4.37). в статті [20] обґрунтована умова функціонування ГІТ з пружним елементом у вигляді КП:

$$\lambda_{\max 1} \geq h_{\text{бmax}} + y_{o1\max} = 2h_{\text{бmax}}, \quad (4.55)$$

де раніше прийнято, що  $y_{o1\max} = h_{\text{бmax}}$ . Зазор «e» між кільцями КП1 (див. рис. 4.3) визначається з умови [35]

$$e \cdot (n_{K1} - 2) \geq \lambda_{\max 1} \quad (4.56)$$



звідки

$$e \geq \lambda_{\max 1} / (n_{K1} - 2) = 2h_{\epsilon \max} / (n_{K1} - 2). \quad (4.57)$$

З конструктивних міркувань, оскільки ми прийняли розміри кілець 11 і 12 КП2 такими ж як кільця 9 та 10 КП1, для КП2 можна рекомендувати такий зазор « $e$ » як і для КП1.

Потрібно конструктивну довжину  $L_{КП1}$  рекомендується оцінювати за формулою [35]:

$$L_{КП1} = (n_{K1} - 1) \cdot (H_K + e) + \lambda_{\max} = (n_{K1} - 1) \cdot (H_K + e) + 2h_{\epsilon \max}. \quad (4.58)$$

$L_{КП1}$  уточнюється в процесі розроблення конструкції дослідного зразка ГІВ – ГЦ.

Вита пружина 8, яка утворює початковий потрібний контактний  $p_k$  тиск в зоні герметизації втулки-клапана 5 (див. (3.7) і рисунок 3.1), повинна також працювати в динамічному коливальному процесі «відкриття – закриття» другого ступеня герметизації ГІТ (втулки – клапана 5), що реалізується за умови [5 – 8, 20] (див. підрозділ 3.3 МКР)

$$\omega_{02} = \sqrt{k_3 m_{\Sigma}^{-1}} \geq \sqrt{2} \cdot 2\pi v_{\max} \approx 8,88 v_{\max}, \quad (4.59)$$

Звідки

$$k_3 \geq 8\pi^2 m_{\Sigma} v_{\max}^2 \approx 78,85 m_{\Sigma} v_{\max}^2. \quad (4.60)$$

Як відмічалось в розділі 3 МКР, попередня деформація витої пружини 8  $y_{03 \max}$  забезпечується під час збирання ГІВ – ГЦ, чим забезпечується початкове зусилля цієї пружини  $F_{08} = k_3 \cdot y_{03 \max}$ . Робоче зусилля пружини 8 розвивається під час ходу втулки-клапана 5 на відстань зазору  $\delta_{\kappa} \approx 0,1h_{\epsilon \max}$ :  $F_{p8} = k_3 (y_{03 \max} + \delta_{\kappa}) = k_3 (y_{03 \max} + 0,1h_{\epsilon \max})$  і далі змінюється, так як більшу части-

ну тривалості робочого циклу ГІВ – ГЦ, втулка-клапан 5 і плунжер 1 рухаються як одне ціле (див. розділ 3 МКР). Параметри витої пружини 8 є стандартними і розраховується за методикою, наведеною в «ГОСТ 13764-68...ГОСТ13776-68. Пружини винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения».

Геометричні розміри інших деталей ГІВ – ГЦ, таких як елементи плунжера 1, гільзи 2, корпуса 3, плаваючого сидла 4 тощо визначаються за загальноприйнятими правилами конструювання гідравлічних і машинобудівних машин та механізмів під час розроблення конструкції вібратора [5 – 8, 27 – 36]. За необхідності, крім наведених, також можуть виконуватись різного виду перевірни розрахунки окремих деталей і вузлів ГІВ – ГЦ на міцність і жорсткість.

### 4.3 Висновки

1. Розроблена науково-обґрунтована методика проектного розрахунку ГІВ – ГЦ на базі кільцевих пружин дозволяє розраховувати основні енергетичні, силові та геометричні параметри вібратора та вбудованого ГІТ підвищеної пропускної здатності з фасковою герметизацією пешого і другого його ступенів.

2. Детальний аналіз конструктивних особливостей КП1 і КП2 (див. рисунок 3.1) та прийняті припущення дали можливість отримати прості залежності для визначення всіх геометричних розмірів кілець КП1 і КП2 на основі забезпечення їх міцності в межах допустимих напружень.

3. Встановлено залежність, що виключає заклинювання зовнішніх кілець КП1 під час роботи ГІВ – ГЦ (див. (4.52) і (4.53) та обґрунтовано вибір їх посадки під час спряження зовнішніх кілець КП1 з напрямною поверхнею в гільзі 2 (див. рисунок 3.1).

4. Обґрунтована мало шумність роботи вібратора за рахунок вибору жорсткості амортизуючої КП2  $k_2$  в залежності від жорсткості  $k_1$  КП1 (див. (3.60) та (4.51).

5. Закладені в розробленій науково-обґрунтованій методиці проектного розрахунку ГІВ – ГЦ на базі КП принципи та підходи можуть бути використані під час побудови методик проектного розрахунку інших типів ГШ вібраційних і гідроімпульсних пристроїв.

## **5 ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ МАЛОГАБАРИТНОГО ВІБРАТОРА- ГІДРОЦИЛІНДРА**

Експериментальний стенд для дослідження нової конструкції малогабаритного гідравлічного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра на базі кільцевих пружин (див. Дотаток Б, плакат 8) складається з насосної станції (НС), давачів тиску та переміщення, АЦП-ЦАП, ПК та дослідного зразку досліджуваної конструкції.

Для вимірювання тиску планується використовувати давач моделі ADZ-SML-10, який встановлюється в напірній порожнині вібратора-циліндра. Для фіксації переміщення (амплітуди коливань) виконавчої ланки (плунжера) в експериментальному стенді використаний давач моделі TURK Ni8-M18-LiU.

Тарування та налаштування експериментального стенду буде виконано згідно рекомендацій, які наведені в роботі [8]. Розроблений експериментальний стенд дозволить перевірити адекватність розробленої математичної моделі та перевірити правильність прийнятих під час розробки математичної моделі (3 розділ МКР) нової конструкції малогабаритного гідравлічного гідроімпульсного вібратора на базі кільцевих пружин. Також за результатами експериментальних досліджень планується визначити найбільш ефективні режими роботи нової конструкції та встановити межі параметрів вібронавантаження – амплітуди і частоти.

Для дослідження перерахованих параметрів дослідного стенда було розроблено та скомплектовано вимірювальний комплекс, схема якого представлена на рисунку 5.1.

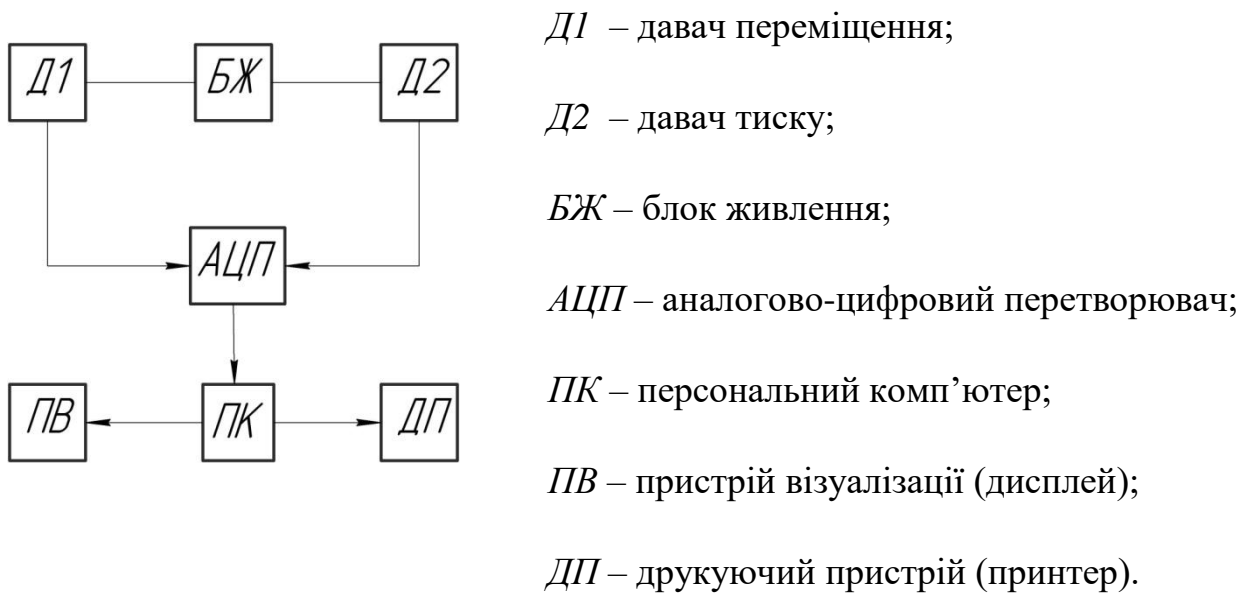


Рисунок 5.1 – Блок-схема вимірювально-реєструючого комплексу для експериментальних досліджень

## **6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

У магістерській кваліфікаційній роботі досліджується малогабаритний гідроімпульсний вібратор- гідроциліндр на базі кільцевих пружин.

Будь-які трудові процеси потребують заходів з охорони праці, для забезпечення безпеки працівника на робочому місці і для виключення або зменшення впливу шкідливих факторів, що можуть впливати на нього в процесі трудової діяльності.

На працівників, що проводять дослідження впливати такі небезпечні та шкідливі фактори:

Фізичні: підвищена та понижена температура повітря робочої зони; підвищена та понижена рухливість повітря робочої зони; недостатня освітленість робочої зони; недостатність природного освітлення; небезпечний рівень напруги в електричному колі, замикання якого може відбутися через тіло людини; підвищена та понижена вологість повітря; підвищений рівень електромагнітного опромінення.

Психофізіологічні: нервово – психічні перевантаження (монотонність праці, емоційні перевантаження, перенапруга аналізаторів).

### **6.1 Технічні рішення з безпечного виконання робіт.**

**6.1.1 Технічні рішення з організації робочого місця під час дослідження.**

Розглянемо вимоги безпеки при роботі гідроімпульсним вібратором.

Під час роботи працівник повинен: – бути уважним, не відволікатися на сторонні справи та розмови, не відволікати інших працівників; – постійно підтримувати чистоту та порядок на робочому місці, тримати в чистоті і справності всі вузли і механізми преса; – стежити за справністю роботи електрообладнання та електроприладів; у разі раптового припинення подачі електроенергії прес необхідно відключити від електричної мережі; – стежити за справністю всіх контрольно-вимірювальних приладів; при виявленні неспра-

вностей необхідно вжити заходи щодо зупинки преса та повідомити про це безпосереднього керівника; – стежити за тим, щоб не було витоків робочої рідини в місцях приєднання шлангів; При пресуванні деталі стежити, щоб вона була міцно закріплена, а спеціальне пристосування було встановлене без перекосів. Робочі деталі встановлювати стійко на підручних пристосуваннях так, щоб унеможливити їх зміщення під час роботи. Обробляти деталі, що знаходяться в підвішеному стані або які утримуються руками, не допускається. Забороняється: – допускати до управління пресом сторонніх осіб; – проводити регулювання та ремонт обладнання під час роботи преса; – працювати на несправному пресі; – працювати з несправними контрольно-вимірювальними приладами та гідравлічною магістраллю; – доторкатися до рубильників та іншого електроустаткування без гумових рукавичок; – залишати прес, який працює, без нагляду. [48]

## **1.2. Електробезпека виробничого приміщення**

Класифікація приміщень за категоріями електробезпеки залежно від мікроклімату виробничих будівель. Допустимими визнаються умови праці у будівлях, де відносна вологість повітря не перевищує 60%, температура повітря не перевищує 35 °С, а пил та хімічно агресивне середовище – відсутні. За таких умов праці мікроклімат вважається сухим. Вологими називаються умови роботи, де відносна вологість повітря становить від 60% до 75%. Сирі – це такі умови, які характеризуються відносною вологістю повітря в будівлі більшою за 75%. Особливо сирі умови – це умови, із майже стовідсотковою відносною вологістю повітря. Гарячими умовами праці є становище, при якому температура повітря перевищує 35 °С. Запиленими визнаються умови, при яких виділяється велика кількість виробничого пилу, внаслідок чого він може залишатись на зовнішніх поверхнях або навіть проникати у середину обладнання чи апаратів. До умов праці з хімічно активним середовищем відносять умови, при яких у повітрі протягом тривалого часу залишаються

гази або краплі рідин, які негативно впливають на ізолюючі властивості і струмопровідні елементи електричних інструментів.

Класифікація приміщень за рівнем електробезпеки Відповідно до ПУЕ, усі промислові приміщення (цехи, майстерні, склади) за ступенем ймовірності ураження електричним струмом можна розділити на три категорії: Будівлі з підвищеною небезпекою До цього типу будівель належать споруди, в яких наявний принаймні один із таких факторів: сирі приміщення, відносна вологість в яких протягом тривалого часу перевищує 75%; приміщення, в яких пиломатеріал покриває провідники, забивається всередину машин та обладнання; приміщення зі струмопровідними підлогами (металевими, земляними, цегляними, залізобетонними); приміщення, в яких середня температура повітря зазвичай перевищує +30 °С; приміщення, в яких існує ймовірність одночасного торкання співробітника до зовнішніх елементів електричного устаткування і заземлених металевих конструкцій будівель, технологічного обладнання тощо.

Будівлі з особливо небезпечними умовами Ці будівлі характеризуються як дуже сирі приміщення зі стовідсотковою відносною вологістю. Стеля, стіни, підлога, устаткування у таких приміщеннях постійно вкриті тонким шаром крапель чи пліснявою. Слід бути вкрай обережними, оскільки при виконанні робіт з використанням електричної напруги на відкритому повітрі, всередині посудин, всередині непросохлих приміщень ймовірність ураження співробітників чи сторонніх осіб електричним струмом дуже висока. До будівель з особливо небезпечними умовами належать також споруди з хімічно активним середовищем, яке завдяки своїм властивостям завдає шкоду ізоляції та електричним матеріалам. Окрім того, будівлі, які мають одночасно дві або більше ознаки приміщень з підвищеною небезпекою так само належать до будівель із особливо небезпечними умовами.

Будівлі без факторів збільшеної небезпеки До цієї категорії належать будівлі, в яких немає жодної з ознак, властивих приміщенням з підвищеною або особливою небезпекою[49].



Для забезпечення безпеки від ураження електричним струмом працівника необхідно слідкувати, щоб приміщення було з нормальними параметрами вологості та температури повітря.

## **6.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії**

### **6.2.1 Мікроклімат**

Стан навколишнього середовища характеризується такими метеорологічними умовами: температурою, вологістю, тиском і швидкістю руху повітря. Розглянемо по чергово кожну з цих умов. Температура. Зміна температури (тепла і холоду) металевих конструкцій призводить до зміни їх стану: прискорення хімічних реакцій, деформації елементів конструкцій, зміни параметрів конструкцій, розкладання деяких органічних ізоляційних матеріалів. При відносно високих перепадах температур більшість органічних ізоляційних матеріалів розтріскуються, відходять від основи відриваються від стінки корпусу. Багато матеріалів, гнучких і еластичних в нормальних умовах, при низьких температурах стають крихкими і ламаються. Величина лінійної зміни розмірів радіодеталей характеризуються коефіцієнтом лінійного розширення матеріалу, який знаходиться в межах  $0,9 \cdot 10^{-6}$ –  $99 \cdot 10^{-6}$  1/град. Різниця в лінійних розширеннях матеріалів або деталей є причиною порушення цілісності конструкцій, зварних і паяних швів, порушення герметичності. Тонкі монтажні проводи з великим попереднім натягом при пониженні температури обриваються. Підвищена температура шкідливо впливає на параметри всіх елементів конструкцій, а циклічні її зміни – для багатьох вузлів є надто небезпечні. Тепловий режим конструкцій характеризується сумою температур всіх елементів, тобто тепловим полем. Для забезпечення теплового режиму радіоелектронних систем (РЕС) використовуються системи забезпечення нормального теплового режиму (СЗНТР), кожна з яких характеризується особливостями структури, інтенсивністю тепловідводу, технічними показниками.

За ступенем впливу на тепловий стан людини мікрокліматичної умови поділяють на оптимальні та допустимі. Оптимальні мікрокліматичні умови – поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому та систематичному впливі на людину забезпечують зберігання нормального теплового стану організму без активізації механізмів терморегуляції. Вони забезпечують відчуття теплового комфорту та створюють передумови для високого рівня працездатності [3]. Допустимі мікрокліматичні умови – поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому та систематичному впливі на людину можуть викликати зміни теплового стану організму, що швидко минають і нормалізуються та супроводжуються напруженням механізмів терморегуляції в межах фізіологічної адаптації. При цьому не виникає ушкоджень або порушень стану здоров'я, але можуть спостерігатися дискомфортні тепловідчуття, погіршення самопочуття та зниження працездатності [50].

Категорія робіт – розмежування робіт за важкістю на основі загальних енерговитрат організму [3]. Легкі фізичні роботи (категорія І) охоплюють види діяльності, при яких витрата енергії дорівнює 105–140 Вт (90–120 ккал/год.) – категорія Іа та 141–175 Вт (121–150 ккал/год.) – категорія Іб. До категорії Іа належать роботи, що виконуються сидячи і не потребують фізичного напруження. До категорії Іб належать роботи, що виконуються сидячи, стоячи або пов'язані з ходінням та супроводжуються деяким фізичним напруженням.

Визначаємо наявну категорію робіт, як Іа.

Оптимальні параметри мікроклімату наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Оптимальні параметри мікроклімату при виконанні робіт

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху, м\с
Холодний	22-24	60-40	0,1
Теплий	23-25	60-40	0,1

Для створення сприятливих умов праці необхідно дотримуватись наведених параметрів мікроклімату робочого приміщення.

### **6.2.2. Склад повітря робочої зони**

У сучасній техніці застосовується безліч речовин, які можуть потрапляти в повітря і становити небезпеку здоров'ю людей. Для визначення небезпечності медики досліджують вплив цих речовин на організм людини і встановлюють безпечні для людини концентрації та дози, які можуть потрапити різними шляхами в організм людини. На промислових підприємствах повітря робочої зони може забруднюватися шкідливими речовинами, які утворюються в результаті технологічного процесу або містяться в сировині, продуктах та напівпродуктах і відходах виробництва. За токсичною дією шкідливі речовини поділяють на: кров'яні отрути, які взаємодіють з гемоглобіном крові і гальмують його здатність до приєднання кисню (оксид вуглецю, бензол, сполуки ароматичного ряду та ін.); нервові отрути, які викликають збудженість нервової системи, її виснаження, руйнування нервових тканин (наркотики, спирти, сірчаний водень, кофеїн та ін.); подразнюючі отрути, що вражають верхні дихальні шляхи і легені (аміак, сірчаний газ, паракислот, окис азоту, ароматичні вуглеводні та ін.); ті, що пропалюють та подразнюють шкіру і слизові оболонки (сірчана та соляна кислоти, луги); печінкові отрути, дія яких супроводжується зміною та запаленням тканин печінки (спирти, дихлоретан, чотири хлористий вуглець); алергени, що змінюють реактивну спроможність організму (алкалоїди та інші речовини); канцерогени, що спричиняють утворення злоякісних пухлин (3,4-бензопірен, кам'яновугільна смола); мутагени, що впливають на генетичний апарат клітини (окисетилену, сполуки ртуті та ін.). Гігієнічне нормування шкідливих речовин залежно від ступеня токсичності, фізико-хімічних властивостей, шляхів проникнення в організм, санітарні норми встановлюють гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони виробничих приміщень, перевищення яких не припустиме. Гранично допустимимі концентрацією (ГДК)

шкідливої речовини в повітрі робочої зони вважається така концентрація, вплив якої на людину вразі її щоденної регламентованої тривалості не призводить до зниження працездатності чи захворювання в період трудової діяльності та у наступний період життя, а також не справляє негативного впливу на здоров'я нащадків.

Існує багато різних способів та заходів, призначених для підтримання чистоти повітря виробничих приміщень у відповідності до вимог санітарних норм. Всі вони зводяться до конкретних заходів:

1. Запобігання проникненню шкідливих речовин у повітря робочої зони за рахунок герметизації обладнання, ущільнення з'єднань, люків та отворів, удосконалення технологічного процесу.

2. Видалення шкідливих речовин, що потрапляють у повітря робочої зони, за рахунок вентиляції, аспірації або очищення і нормалізації повітря за допомогою кондиціонерів.

3. Застосування засобів захисту людини

### **6.2.3 Виробниче освітлення**

Відповідно до ДБН В.2.5-28:2018 [53] Система природного освітлення відноситься до бокової. Характеристика зорових робіт – середньої точності.

Норми освітленості при штучному освітленні та КПО (для III пояса світлового клімату) при природному та сумісному освітленні зазначені у таблиці 6.2.

При експлуатації штучного освітлення здійснюється контроль за рівнем напруги освітлювальної мережі, своєчасна заміна перегорілих ламп, забезпечується чистота повітря у приміщенні.

Аналіз дії світла на організм людини й основних якостей зорового сприймання дозволяє сформулювати основні вимоги до виробничих приміщень, які полягають в забезпеченні достатньої освітленості робочих поверхонь, рівномірності розподілення яскравості, відсутності глибоких і різких тіней, постійної освітленості в часі.

Таблиця 6.2 – Норми освітленості в приміщенні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фона	Освітленість, лк		КПО, %			
						Штучне освітлення		Природне освітлення		Сумісне освітлення	
						Комбіноване	Загальне	верхнє і бокове	Бокове	верхнє і бокове	Бокове
Середньої точності	Від 0,5 до 1,0	IV	б	середній	середній	200	500	4	1,5	2,4	0,9

#### 6.2.4 Виробничий шум

Основними характеристиками звукових коливань є інтенсивність (сила), частота і форма звукової хвилі. Інтенсивність визначається енергією, що переноситься за 1 с звуковою хвилею через поверхню площею 1 м<sup>2</sup>, яка перпендикулярна напрямку розповсюдження звукової хвилі. Одиниця вимірювання – Вт/м<sup>2</sup>. Інтенсивність звуку можна визначити через звуковий тиск, який являє собою різницю між миттєвим значенням тиску в даній точці середовища при проходженні через неї звукових хвиль і середнім значенням тиску, яке існує в тій же точці при відсутності звуку (Па). Діапазон тисків, що сприймає вухо людини, дуже широкий (10-12 Вт/м<sup>2</sup> – поріг болювого відчуття, верхня межа), тому інтенсивність звуку виражають у логарифмічних характеристиках, використовуючи параметр, який називають рівнем звукового тиску. Нормативним документом, який регламентує рівні шуму для різних категорій робочих місць службових приміщень, є ДСН 3.3.6.037-99 [54].

Гранично-допустимі рівні шумів санітарними нормами встановлені для кожного класу: • для високочастотних шумів (вище 800 Гц) – 75-85 дБ;

– для середньо частотних шумів (300-800 Гц) – 85-90 дБ

– для низькочастотних шумів (до 300 Гц) – 90-100 дБ.

Одним з основних технічних заходів є зменшення при експлуатації та на стадії проектування, конструювання обладнання причин шуму і вібрації в самому джерелі утворення. Досягають цього завдяки використанню раціональної конструкції обладнання, заміни ударної дії деталей і машин коливальною, з'єднання елементів гнучкими зв'язками, врівноважування обертових частин механізмів, заміни металевих деталей пластмасовими, забезпечення різних власних частот коливань механізму з частотою збуджуючої сили.

### 6.2.5 Електромагнітні випромінювання

Допустимі рівні випромінювань моніторів ПК (за вимогами MPR II 1990:10 Шведського національного комітету з вимірювань та досліджень та нормами ТСО 9295) наведені в таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 – Допустимі рівні випромінювань моніторів ПК

Вид поля	ТСО	MPR II
Змінне електричне поле		
5 Гц – 2 кГц	10 В/м	2,5 В/м
2 кГц – 400 кГц	1 В/м на відстані 0,3 м від центра екрана і 0,5 м навколо монітора	2,5 В/м на відстані 0,5 м навколо монітора
Змінне магнітне поле		
5 Гц – 2 кГц	250 нТл 200 мА/м	250 нТл 200 мА/м
2 кГц – 400 кГц	25 нТл 20 мА/м на відстані 0,3 м від центра екрана і 0,5 м навколо монітора	25 нТл 20 мА/м на відстані 0,3 м від центра екрана і 0,5 м навколо монітора

За кордоном застосовують наступний поділ на діапазони НВЧ: L(0,39-1,55 ГГц); S(1,55-5,20 ГГц); R,LS(1,7-2,6 ГГц); H(3,95-5,85 ГГц); C(5,85-8,20

ГГц); X(5,2-11 ГГц); XN(5,40-8,20 ГГц); W, XB(7,02-10,1 ГГц); Ku,Y(12,4-18 ГГц);

Для зменшення впливу електромагнітного випромінювання на працівника слід дотримуватися раціонального режиму роботи та відпочинку.

### **6.2.6 Психофізіологічні фактори**

Психофізіологічні фактори небезпеки – чинники, обумовлені особливостями фізіології та психології людини, що можуть завдати їй шкоди за певних обставин.

Психофізіологічні фактори вибираються відповідно з Гігієнічною класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу [8].

Психофізіологічні фактори при роботі з ПК:

- перенапруження зорових аналізаторів;
- монотонність трудового процесу;
- розумове перенапруження;
- нервово-емоційні перевантаження.

Класи умов праці за показниками напруженості праці:

Інтелектуальні навантаження:

Зміст роботи – рішення складних завдань з вибором за алгоритмом;

Сприймання інформації та їх оцінка – сприймання інформації з наступною корекцією дій та операцій;

Розподіл функцій за ступенем складності завдання - обробка, контроль, перевірка завдання.

Сенсорні навантаження:

Зосередження (%за зміну) – до 50%;

Щільність сигналів (звукові за 1 год) – до 150;

Навантаження на слуховий аналізатор (%) – розбірливість слів та сигналів від 50 до 80 %;

Навантаження на голосовий апарат ( протягом тижня) – від 20 до 25%.

Емоційне навантаження:

Ступінь відповідальності за результат своєї діяльності – є відповідальним за функціональну якість основної роботи; Ступінь ризику для власного життя – вірогідний;

Ступінь відповідальності за безпеку інших осіб – є відповідальним за безпеку інших.

Режим праці: Тривалість робочого дня – більше 8 год; Змінність роботи – однозмінна.



## ВИСНОВКИ

1. Встановлено за результатами детального аналізу принципів і конструктивних схем вібраторів з різними типами приводів, механічним, електричним, пневматичним і гідравлічним, що гідроімпульсні вібратори – гідроциліндри (ГІВ – ГЦ) на базі КП мають найменші габарити за значних вібраційних силових параметрів.

2. В ГІВ – ГЦ в одній конструкції поєднані функції ГІТ та гідродвигуна (гідроциліндра), що дозволяє використовувати їх як гідродвигуни ГПП ВМ і ВУМ та як самостійні гідроапарати.

3. За рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття  $h_{\delta}$ ) на обох ступенях герметизації ГІТ (зміни площі запірних елементів [ ]) шляхом застосування фасочної (клапанної) герметизації цих ступенів, дозволяє побудувати ГІВ – ГЦ з широким діапазоном регулювання амплітуди та частоти вібрацій.

3. Розроблено конструктивну схему ГІВ – ГЦ в якій силова (гідроциліндр) та пружна ланки суміщена в одній конструкції на базі КП, а геометричні елементи виконавчої ланки (плунжера) вібратора використані для організації першого ступеня герметизації параметричного однокаскадного клапанного генератора імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної пропускної здатності. Другий ступінь герметизації ГІТ організовано спеціальною деталлю – втулкою – клапаном, розташованою на плунжері ГІВ – ГЦ, який разом із запірним елементом першого ступеня герметизації ГІТ взаємодіє з спільним плаваючим сидлом, навантаженим короткою КП.

4. На базі конструктивної схеми ГІВ – ГЦ, обґрунтованих припущень і ГЛ гідросистеми живлення енергоносієм вібратора у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта, побудовано динамічну модель вібратора, зведені маси  $m_1$  та  $m_2$  якого взаємодіють з ГЛ через передатне число  $u_{01(02)}$ , яке під час робочого циклу

вібратора періодично змінюється на  $u_{02(01)}$  та навпаки (параметричний принцип роботи ГТТ).

5. Використовуючи принцип розчленування, початкову динамічну модель ГПП приведено до двох простих динамічних моделей, на основі яких за принципом Д'Аламбера побудовано математичну модель вібратора у вигляді диференціальних рівнянь руху мас  $m_1, m_2$  ( $m_\Sigma$ ), умов однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих мас і узагальнених рівнянь витрати енергоносія.

6. За результатами відомих теоретичних та експериментальних досліджень ГПП та ГТТ і аналізу створеної математичної моделі малогабаритного гідроімпульсного вібратора, розроблено методику проектного розрахунку вібратора, яка дозволяє за відносно простими залежностями, знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні його параметри, включаючи розрахунок всіх розмірів КП.

6. Обґрунтована залежність для розрахунку такого зазору між зовнішньою поверхнею зовнішніх кілець основної КП та напрямною поверхнею розташування цієї КП, що виключає заклинювання зовнішніх кілець основної КП під час їх радіальної деформації в процесі робочого циклу вібратора. Ця залежність дозволяє обґрунтувати вибір ходової посадки для зовнішніх кілець основної КП.

7. Обґрунтовано співвідношення між жорсткостями основної КП 1  $k_1$  та КП 2  $k_2$  навантаження плаваючого сидла 4 (див розділ 3 і рис. 3.1 МКР), що дозволяє зменшити рівень шуму під час роботи ГІВ – ГЦ.

8. Розроблено принципову схему дослідного стенда для перевірки ступеня коректності та адекватності математичної моделі вібратора, шляхом експериментального дослідження його дослідного зразка, вибрано давачі для реєстрації зміни тиску енергоносія та переміщень рухомих ланок вібратора і схеми їх установки на стенді, а також сформульовані основні положення методики експериментальних досліджень вібратора.

9. Проведено економічний аналіз, з метою оцінки комерційного потенціалу предмета досліджень, в якому оцінено витрати на виготовлення та впровадження дослідного зразка вібратора, розраховано орієнтовний розмір прибутку та необхідних інвестицій для реалізації впровадження у виробництво розробленого вібратора та термін їх окупності, чим підтверджено доцільність виконання цієї теми МКР.

10. В розділі з охорони праці обґрунтовані основні положення правил безпеки під час експлуатації вібратора та ВМ і ВУМ на його основі, визначено основні шкідливі і небезпечні фактори та їхній вплив на обслуговуючий персонал і розроблено організаційні та технічні заходи усунення цих факторів або їх зменшення.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В41 В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. 1981. 509 с., ил.
2. Искович – Лотоцкий Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Искович – Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А.– К. : Техника, 1982. – 208 с.
3. Гарнець В.М. Прогресивні віброформуєчі агрегати та комплекси. К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
4. Баранов В. Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. Издание 2-е, перераб. И доп. / В. Н. Баранов, Ю. Е. Захаров. — «Машиностроение», 1977. — 326 с.
5. Искович-Лотоцкий Р. Д. Процеси та машини вібраційних і виброударних технологій : монографія / Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. Севостьянов І. В. – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця 2006. – 291 с.
6. Искович-Лотоцкий Р. Д. Використання гідроімпульсного привода в обладнанні переробних виробництв : монографія / Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Поліщук О. В. – Вінниця : ВНТУ, 2008. – 116 с.
7. Искович-Лотоцкий Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та виброударних технологічних машин : монографія / Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с.
8. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
9. Обертюх Р. Р. Вібродударний пристрій з гідроімпульсним приводом підвищеної швидкодії та ефективності для деформаційного зміцнення

поверхонь деталей машин / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Марущак М. В. // Вісник машинобудування та транспорту, м. Вінниця № 1, 2017. – С. 63 – 71.

10. Обертюх Р. Р. Пристрої для вібраційного різання та деформаційного зміцнення з пружними елементами високої жорсткості / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В. // Матеріали (тези) XVI Міжнародної науково-технічної конференції «ВІБРАЦІЇ В ТЕХНІЦІ ТА ТЕХНОЛОГІЯХ» (Вінниця, листопад 2017 р.). – С. 68 – 71.

11. Obertyuh R. R. Method of design calculation of a hydropulse device for strain hardening of materials / Obertyuh R. R., Andriy V. Slabkiy, Mykhailo V. Marushchak, Oleksandr V. Kobylanskyi, Waldemar Wojcik, Gulzada Yerkeldessova, Yerbol Turgynbekov // Przegląd elektrotechniczny Vol 2019, № 4, 65-73.

12. Обертюх Р. Р. Параметричні однокаскадні генератори імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності / Обертюх Р. Р., Слабкий А.В., Андрухов С.Р., Кудраш В.О. // Віснику машинобудування та транспорту – №1, 2019. – С. 40 – 48.

13. Пат. 141848 U, Україна, F15B21/00 (Україна). Однокаскадний генератор імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності / Обертюх Р. Р., Слабкий А.В., Поліщук О.В., Кудраш О.В. Заявл. 07.11.2019; – Опубл. 27.04.2020, Бюл. №8/2020, 27.04.2020р.

14. Измерение параметров вибрации и ударов / В. С. Шкаликов, В. С. пеллинец, Е. Г. Исакович, Н. Я. Цынан. – М., 1980. 280 с.

15. Пат. 151058 U, Україна, E21B31/113 (Україна). Гідравлічний вібратор / Каракозов А.А., Парфенюк С.М., Паршков Д. В. Заявл. 13.12.2005; – Опубл. 15.06.2006, Бюл. №6 /2006, 15.06.2006р.

16. Пат. 40756 U, Україна, B06B1/00 (Україна). Пульсаційний гідравлічний вібратор / Сілін Р.І., Костогриз С.Г., Гордєєв А.І., Савицький Ю.В. Заявл. 08.06.1999; – Опубл. 15.08.2001, Бюл. №7 /2001, 15.08.2001 р.

17. Пат. 79599 У, Україна, E21B31/113 (Україна). Гідравлічний вібратор / Парфенюк С.М., Каракозов А.А., Кадук О.О., Сагайдак І.Д. Заявл. 09.11.2012; – Опубл. 25.04.2013, Бюл. №8 /2013, 25.04.2013р.
18. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. –Машиностроение, 1993. – 640 с.
19. Роганов Л. Л. Розрахунок пружин, ресор та пружних амортизаторів / Л. Л. Роганов, С.Г. Карнаух // Краматорськ ДДМА, 2000. – 112 с.
20. R. OBERTYUKH Method of project calculation of hydroimpulsive device for vibroturning with an incorporated cycle spring pressure pulse generator / R. OBERTYUKH, L. POLISHCHUK, S. ANDRUKHOV, L. NYKIFOROVA // Mechatronic Systems I. Applications in Transport, Logistics, Diagnostics and Control, Taylor & Francis Group, CRC Press, Balkema book (2021), London, New York, PP. 1-16 ISBN: 9781003224136.
21. Roman Obertyukh DYNAMIC AND MATHEMATICAL MODELS OF THE HYDROIMPULSIVE VIBRO-CUTTING DEVICE WITH A PRESSURE PULSE GENERATOR BULT INTO THE RING SPRING / Roman Obertyukh, Andrii Slabkyi, Leonid Polishchuk, Oleksandr Povstianoi // p-ISSN 2083-0157, e-ISSN 2391-6761 IAPGOŚ 3/2022.
22. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – Киев : Техніка, 1977. – 320 с.
23. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: Учебное пособие для вузов по специальности «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» / Чупраков Ю. И. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
24. Молчанов А. А. Моделирование и проектирование сложных систем / А. А. Молчанов – К. : Выща шк., Головное изд-во, 1988. – 359 с.

25. Бахвалов Н. С. Численные методы (анализ, алгебра, обыкновенные дифференциальные уравнения) / Бахвалов Н. С. – М.: Наука, 1975. – 632 с.
26. Корн Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1973. – 832 с.
27. Башта Т. М. машиностроительна гидравлика: справочное пособие / Башта Т. М. –[2–е изд. Перераб, и доп.] – М.: Машиностроение, 1971. – 672с.
28. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлице – Львів: Афіша, 2004. – 578с.
29. Иосилевич Г.Б. Детали машин: учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / Г.Б. Иосилевич – М.:машиностроение, 1988. – 368с.
30. Хорин В.Н. Объемный гидропривод забойного оборудования / В.Н. Хорин – Недр, 1980. – 415с.
31. Савин И.Ф. Гидравлический привод строительных машин / И.Ф. Савин – М.: Строиздат, 1974. – 240с.
32. Кармугин Б.В. Клапанные уплотнения пневмоагрегатов / Б.В. Кармугин, Г.Г. Стратиневский, Д.А. Мендельсон – М.: машиностроение, 1983. – 152с.
33. Юшков В.В. Обработка клапанов и седел двигателей / В.В. Юшков, Ю.А. Толкачев // Автомобильный транспорт. – 1995. – №3. – с.45-47.
34. Феодосьев В. Н. Сопротивление материалов / В.Н. Феодосьев – М.:Наука, 1970. – 544с.
35. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. –Машиностроение, 1993. – 640 с
36. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учеб. для вузов / А.И. Якушев, А.Н. Воронцев, Н.М. Федотов – М.:Машиностроение, 1987. – 352с.

37. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.
38. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень. Самостійна та індивідуальна робота студентів : навч. посіб. / В. В. Кавецький, І. В. Причепя, Л. О. Нікіфорова. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 142 с.
39. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – Машиностроение, 1979. – 232с.
40. ГОСТ 15150-69 МАШИНЫ, ПРИБОРЫ И ДРУГИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗДЕЛИЯ
41. . Абрамов Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К. А. Колисниченко, В.Т. Маслов – [2-е изд. перероб и доп]. – Киев: Техника, 1977.
42. Roman R. OBERTYUKH , Andrii V. SLABKYI , Mykhailo V. MARUSHCHAK , Oleksandr V. KOBYLIANSKYI , Waldemar WÓJCIK , Gulzada YERKELDESSOVA , Ayaulym ORALBEKOV Method of design calculation of a hydropulse device for strain hardening of materials. Przegląd elektrotechniczny Vol 2019, № 4, 65-73 doi:10.15199/48.2019.04.12
43. Обертюх Р. Р. До питання інженерного розрахунку генераторів імпульсів тиску в рідині / Р. Р. Обертюх, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, Д. М. Климчук // Вибрації в техніці та технологіях. – 1998. №1(5). – С. 37–41.
44. Обертюх Р.Р., Слабкий А.В.,\_Андрухов С.Р., Кудраш В.О. Параметричні однокаскадні генератори імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності // Віснику машинобудування та транспорту – №1, 2019. – С.40 – 48.
45. Обертюх Р.Р. Аналіз відомих методик розрахунку прорізних пружин / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий // «11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові», тези доповідей, Львів, 15-17 травня 2013р.– 47-48 / КІНПАТРИ ЛТД. – 2013. – 214 с. – ISBN 978-966-7585-12-9



46. Обертюх Р.Р. Особливості розрахунку та проектування силових ланок гідроімпульсних пристроїв для вібраційного різання та поверхневого зміцнення, виконаних у вигляді комбінації поршня з прорізною пружиною та золотника з прорізною пружиною / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, О.В. Поліщук // Наукові нотатки. – Вип. 42. – 2013, – С. 193 – 207.
47. Заплетохин В. А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник / В. А. Заплетохин. – Л.: Машиностроение, 1990. – 669 с.: ил. ISBN 5-217-00904-7.
48. Інструкція з охорони праці при роботі з гідравлічними пресами.
49. Правила улаштування електроустановок - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://www.energiy.com.ua/PUE.html>
50. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. ДСН 3.3.6.042–99 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.dnaop.com>.
51. Наказ №749 від 16.10.2013 Про затвердження Правил охорони праці під час холодного оброблення металів- [Електронний ресурс] - Режим доступу <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1871-13#Text>
52. СНиП 2.04.05-91\*У. Отопление, вентиляция и кондиционирование [Електронний ресурс] - Режим доступу: [https://dnaop.com/html/1671/doc-%D0%A1%D0%9D%D0%B8%D0%9F\\_2.04.05-91\\_%D0%A3](https://dnaop.com/html/1671/doc-%D0%A1%D0%9D%D0%B8%D0%9F_2.04.05-91_%D0%A3)
53. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення - [Електронний ресурс] - Режим доступу: [http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=79885](http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885)
54. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. - [Електронний ресурс] - Режим доступу: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>

55. Наказ від 08.04.2014 № 248 Про затвердження Державних санітарних норм та правил Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу - [Електронний ресурс] - Режим доступу: [http://online.budstandart.com/ua/catalog/topiccatalogua/labor-protection/14.\\_nakazy\\_ta\\_rozpor\\_183575/248+58074-detail.html](http://online.budstandart.com/ua/catalog/topiccatalogua/labor-protection/14._nakazy_ta_rozpor_183575/248+58074-detail.html)

Додаток А  
(обов'язковий, ДСТУ 3973-2000)

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри ГМ  
Леонід ПОЛІЩУК

\_\_\_\_\_

(підпис)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

## **ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ**

**на розроблення малогабаритного гідроімпульсного  
вібратора – гідроциліндра на базі кільцевих пружин**

Розробив студент

Спеціальності 133 – Галузеве машинобудування

Данило БРУСЛІК

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

Керівник: к. т. н., проф. Роман ОБЕРТЮХ

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

## **1 Підстава для виконання роботи**

Підставою для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) є індивідуальне завдання на МКР та наказ № \_\_\_\_\_ ректора по ВНТУ про закріплення тем МКР.

## **2 Мета і призначення дослідження (виконання МКР)**

Метою МКР є розроблення малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра, в якому силова (гідроциліндр) та пружна ланки суміщена в одній конструкції на базі кільцевих пружин (КП), а геометричні елементи виконавчої ланки (плунжера) вібратора використані для організації першого ступеня герметизації параметричного однокаскадного клапанного генератора імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної пропускної здатності. Другий ступінь герметизації ГІТ організовано спеціальною деталлю – втулкою – клапаном, розташованою на плунжері ГІВ – ГЦ, який разом із запірним елементом першого ступеня герметизації ГІТ взаємодіє з спільним плаваючим сідлом, навантаженим короткою КП. Призначення вібратора – індивідуальний вібраційний механізм для реалізації різноманітних вібраційних технологій або використання як гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ГІВ – ГЦ) у вібраційних (ВМ) чи віброударних (ВУМ) машинах. Призначення дослідницької (наукової) частини МКР – розроблення науково обґрунтованої методики проектного розрахунку пристрою шляхом аналізу відомих конструкцій вібраторів з різними типами приводів і розроблення динамічної та математичної моделей нової конструкції гідроімпульсного вібратора.

## **3 Вихідні дані для проведення НДР (МКР – різновид НДР)**

Перелік основних літературних джерел, на основі яких буде виконуватись МКР.

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

3.2 Іскович – Лотоцький Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Іскович – Лотоцький Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А.– К. : Техника, 1982. – 208 с.

3.3 Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с.

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

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

3.6 Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно–штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением: Сб. науч. Трудов МВТУ №330. – М., 1980. – С. 12 –40.

3.7 Вибрації в техніці: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). — М. : Машиностроение, 1981.— Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. 1981. 509 с.

**4 Виконавці НДР:** студент спеціальності 133 – Галузеве машинобудування Данило БРУСЛІК.

### **5 Вихідні дані для розроблення пристрою та проведення НДР:**

5.1 Основні технічні характеристики пристрою, що повинні бути досягнуті в результаті розроблення його конструкції:

1) номінальний тиск «відкриття» генератора імпульсів тиску (ГІТ) вібратора – 10 МПа;

2) тип гідронасоса гідронасосної станції живлення вібратора – гідронасос типу НШ;

3) орієнтовний діапазон регулювання: амплітуди плунжера виконавчого гідроциліндра ГІП –  $(0,5...2) \cdot 10^{-3}$  м; частоти проходження імпульсів тиску 10...100 Гц;

4) орієнтовне внутрішнє передатне відношення ГІТ вібратора  $u_{21} = 0,25...0,35$ .

5) максимальні основні габаритні розміри – довжина – 405 мм, діаметр корпусу – 150 мм.

5.2 Інші технічні характеристики і вимоги до конструкції розроблюваного вібратора:

– регулювання ланок настроювання параметрів вібратора – безступінчасте;

– вимоги монтажної придатності до пристрою – поставка в зібраному вигляді;

– маса продукції – до 10 кг;

– захист розподільних і силових ланок пристрою від вологи, шкідливих випаровувань і корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;

– складові частини вібратора – взаємозамінні;

– деталі та вузли вібратора, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила та інших похідних перероблення нафти;

– одиничний вид виробництва деталей, запасні частини не передбачаються.

5.3 Вимоги до надійності:

– довговічність – не менше 6 тис. год;

- безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год;
- збереженість – повинна забезпечуватися працездатність ГІТ в режимі очікування, роботи та консервації;
- ремонтпридатність – компоновочне рішення вібратора повинно бути таким, що забезпечує легко доступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби (наприклад, сідло запірного елемента ГІТ) та відносно простий їх ремонт.

5.4 Вимоги до технологічності розробки, виробництва та експлуатації – конструкція деталей вібратора повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання та устаткування.

5.5 Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації – по можливості під час розроблення конструкції пристрою використовувати уніфіковані деталі та стандартні вироби.

5.6 Конструкція пристрою повинна відповідати естетичним та ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та керуванні.

5.7 Матеріали для деталей ГІТ та інших ланок пристрою, слід призначати відповідно до рекомендацій, що наведені у довідниковій літературі та нормативних документах для контрольної – розподільної гідроапаратури.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговування та ремонту пристрою:

- пристрій призначено для використання у середньо широтних кліматичних умовах;
- час підготовки пристрою до використання після транспортування та зберігання – 1 місяць;
- вид технічного обслуговування пристрою – періодичний з орієнтовною трудомісткістю технічного обслуговування та ремонту – 4 дні (один раз в три місяці).

5.9 Вимоги до транспортування та зберігання:

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

5.10 Аналіз відомих конструкцій вібраторів провести за технічною літературою, періодичними виданнями (науково-технічні журнали) і патентними матеріалами.

5.11 Динамічну та математичну моделі нової конструкції вібратора розробити на основі представлення гідравлічної ланки (ГЛ) вібратора у вигляді тіла Кельвіна – Фойхта. Під час математичного моделювання вібратора та динамічних процесів під час його робочого циклу використовувати загальновідомі напрацювання математичного моделювання гідравлічних приводів та інших динамічних механічних систем.

5.12 На перспективу розробити методику експериментального дослідження дослідного зразка нової конструкції малогабаритного гідроімпульсного вібратора.

### **6 Економічні показники:**

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 3,5 роки,
- освоєння виробництва продукції – 1 рік.

### **7 Етапи МКР і терміни їх виконання:**

- аналіз відомих технічних рішень і схем вібраторів, що використовуються у приводах ВМ і ВУМ;
- розроблення конструкції малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі КП;
- розроблення динамічної та математичної моделей малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі КП;
- розроблення на основі аналізу математичної моделі вібратора та орієнтовній циклограмі його робочого циклу методики проектного розрахунку вібратора;
- розроблення принципової схеми стенда для експериментального дослідження малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі КП, з метою перевірки коректності його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень і методики проведення цих досліджень;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- охорона праці;
- цивільна оборона;
- загальні висновки;
- розробка складального кресленника вібратора;
- оформлення текстової документації та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

Терміни виконання етапів МКР регламентуються графіком навчального процесу у ВНТУ, часом, що відведений на переддипломну практику та на виконання і оформлення МКР, а також графіком консультацій зі спеціальної, економічної та інших (охорона праці, цивільна оборона тощо) частин МКР.

### **8 Порядок контролю та приймання МКР**

8.1 Поточний і рубіжний контроль керівника та консультантів з охорони праці та економічної частини МКР за ходом виконання роботи.

8.2 Попередній захист МКР на випусковій кафедрі ГМ.

8.3 Захист МКР перед ЕК.

## ДОДАТОК Б

### **ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА** **МАЛОГАБАРИТНИЙ ГІДРОІМПУЛЬСНИЙ ВІБРАТОР – ГІДРОЦИЛІНДР** **НА БАЗІ КІЛЬЦЕВИХ ПРУЖИН**



# Огляд найбільш поширених вібраційних приводів

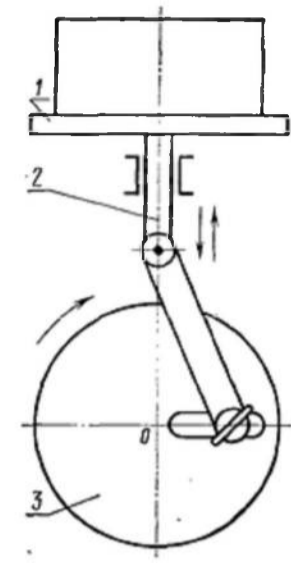


Рисунок 1 – Кінематична схема установки з ексцентровим приводом

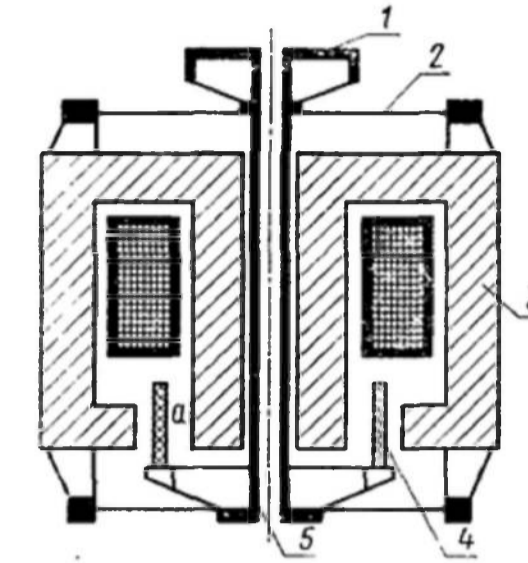


Рисунок 4 – Конструктивна схема електромагніту фірми Askaniya

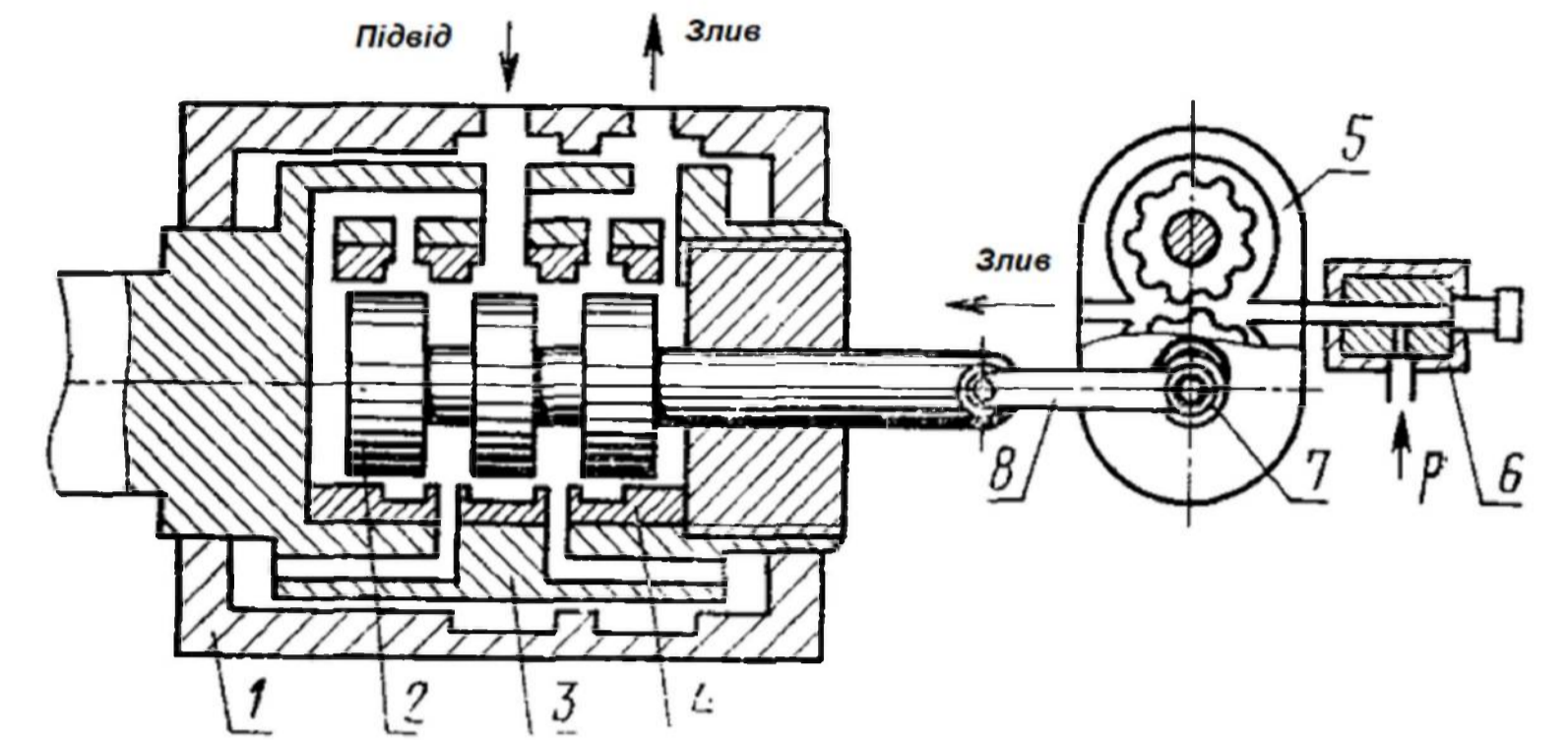


Рисунок 7 – Принципова схема гідромеханічного вібратора

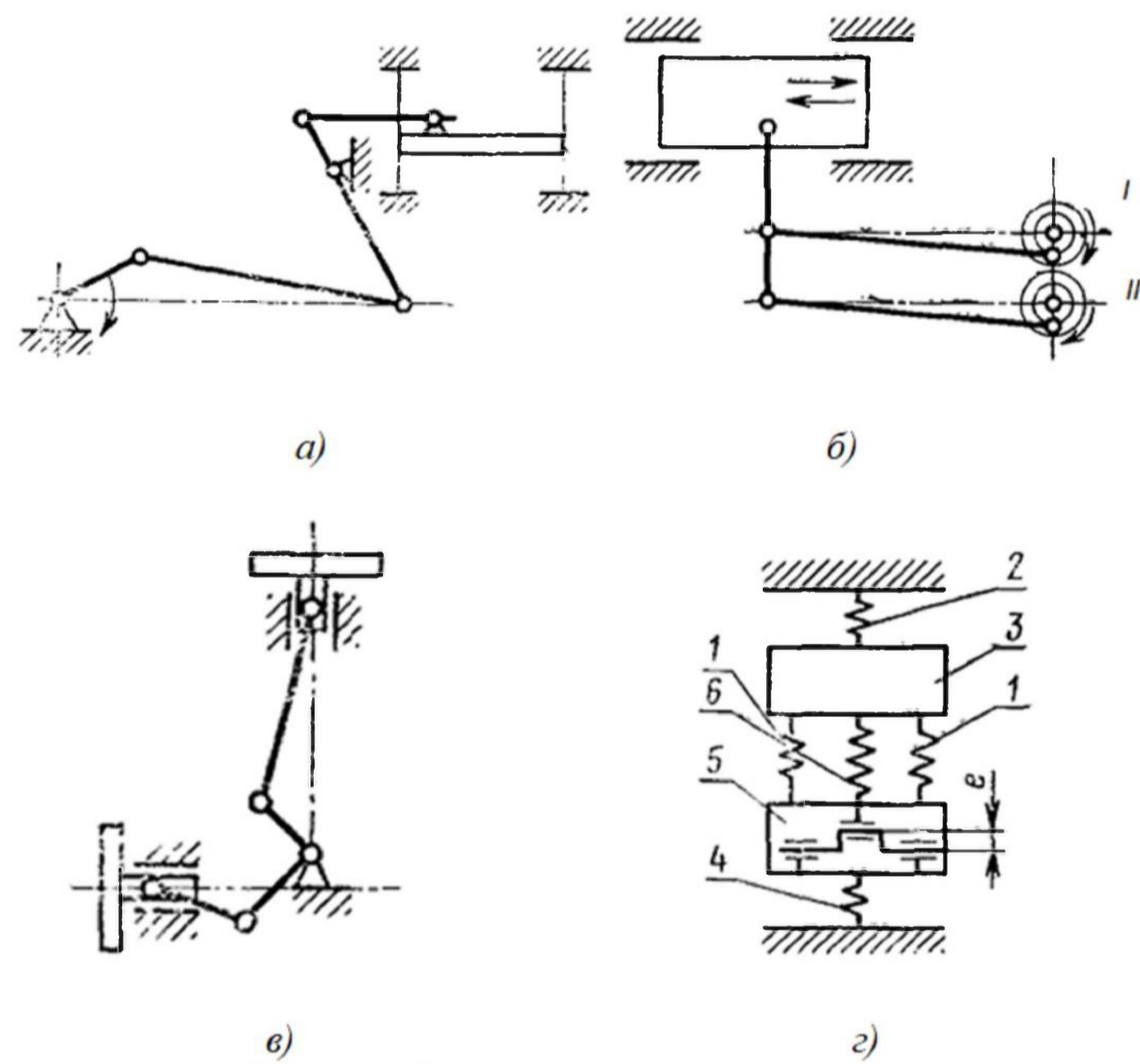


Рисунок 2 – Кінематичні схеми типових установок ексцентрикового типу

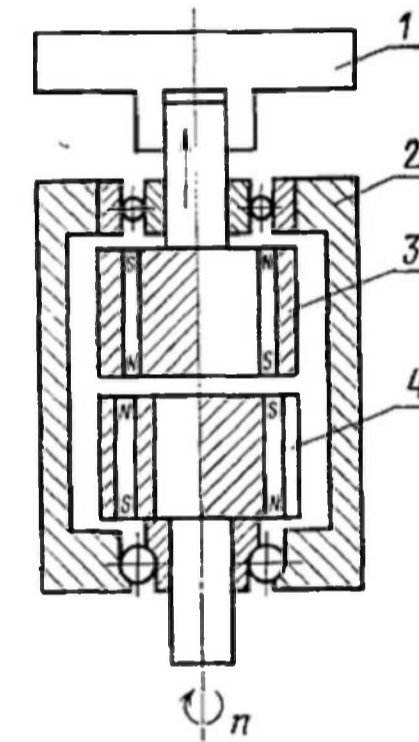


Рисунок 5 – Схема конструкції установки магнітного типу

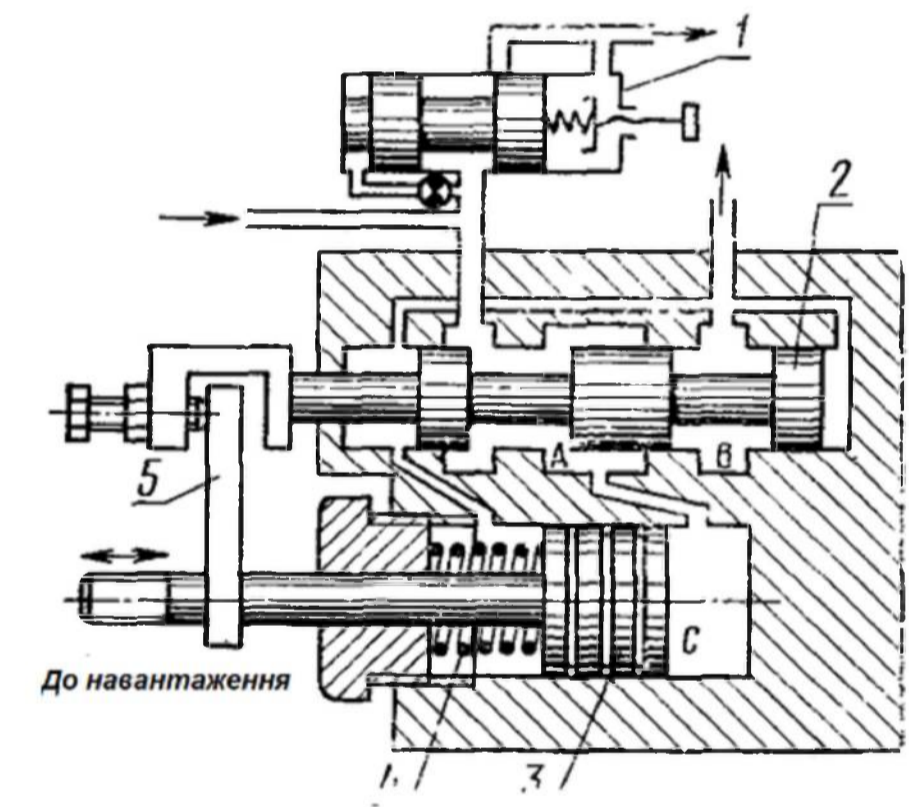


Рисунок 8 – Принципова схема однокаскадного автоколивального вібратора

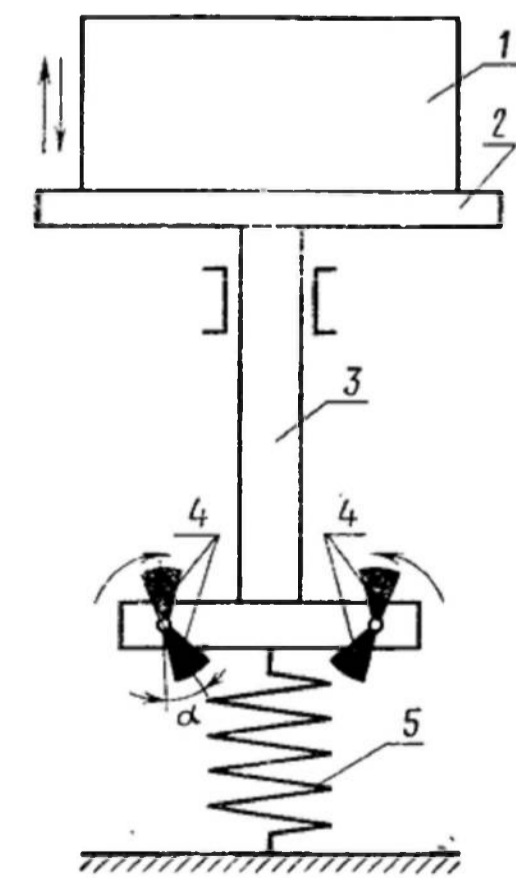


Рисунок 3 – Принципова схема віброустановки з відцентровим приводом

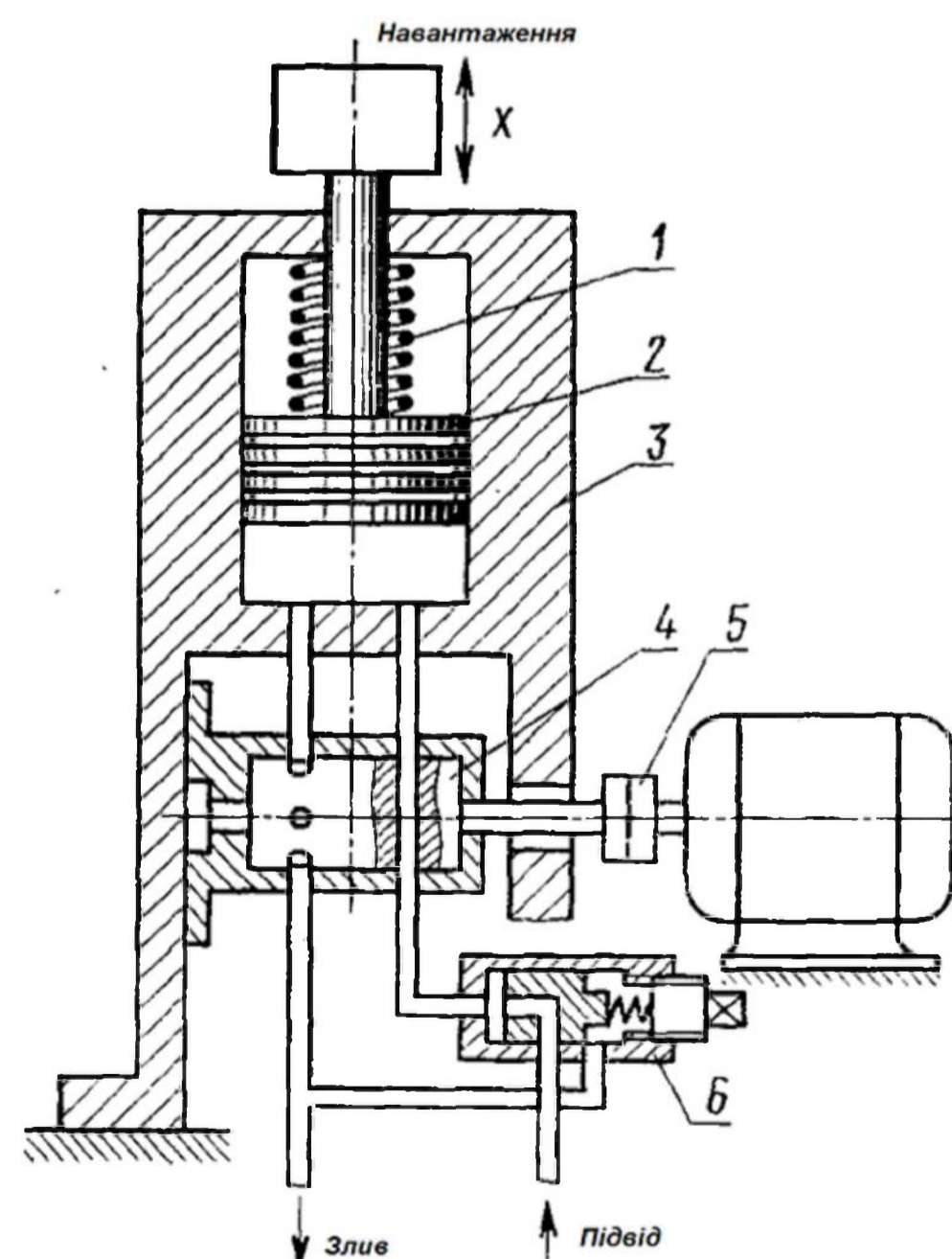


Рисунок 6 – Принципова схема гідралічного пульсаторного вібратора

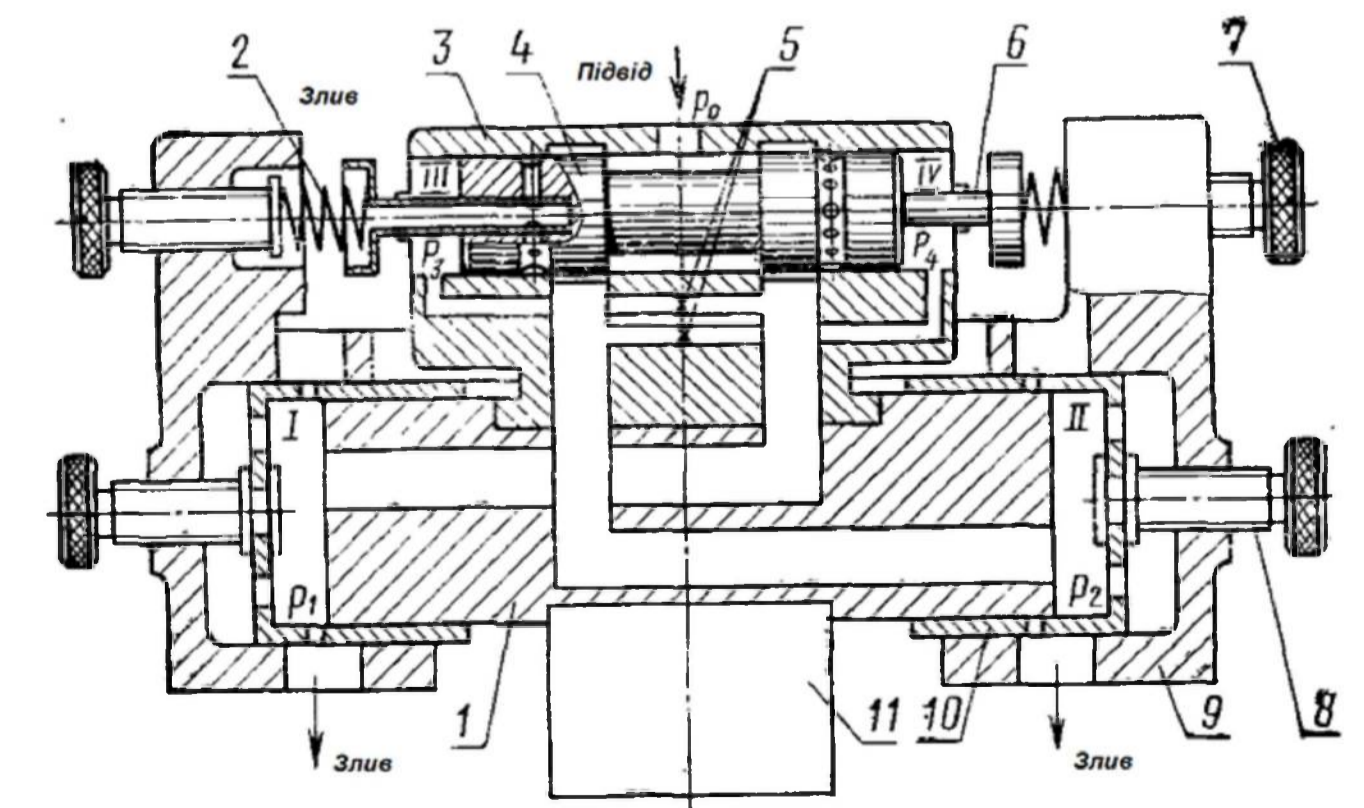


Рисунок 9 – Конструктивна схема вібратора з слідкуючий гідросерводвигуном

# Принципові та конструктивні схеми відомих генераторів імпульсів тиску

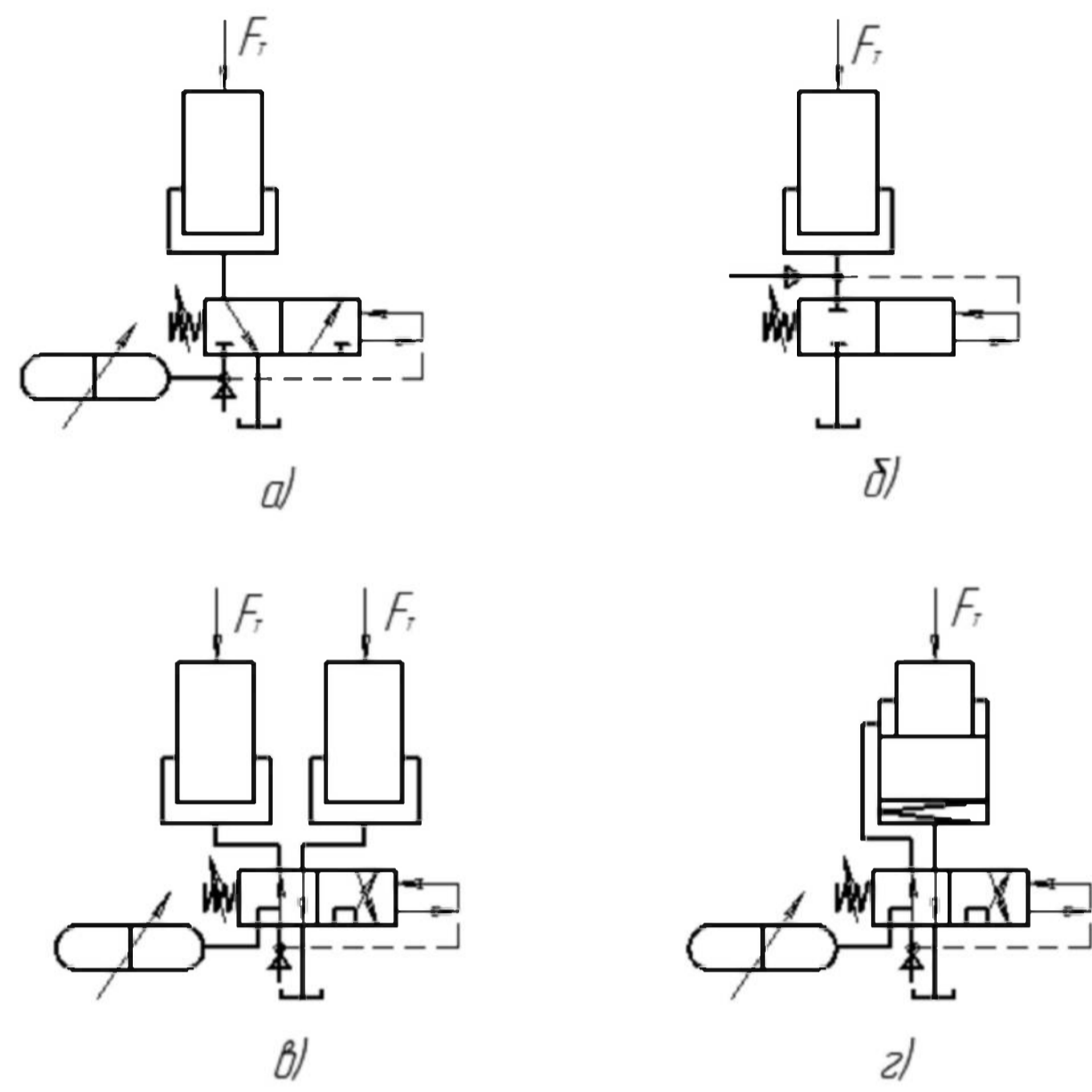


Рисунок 1 – Схеми приєднання ГІТ до гідродвигуна ( $F_T$  – технологічне навантаження)

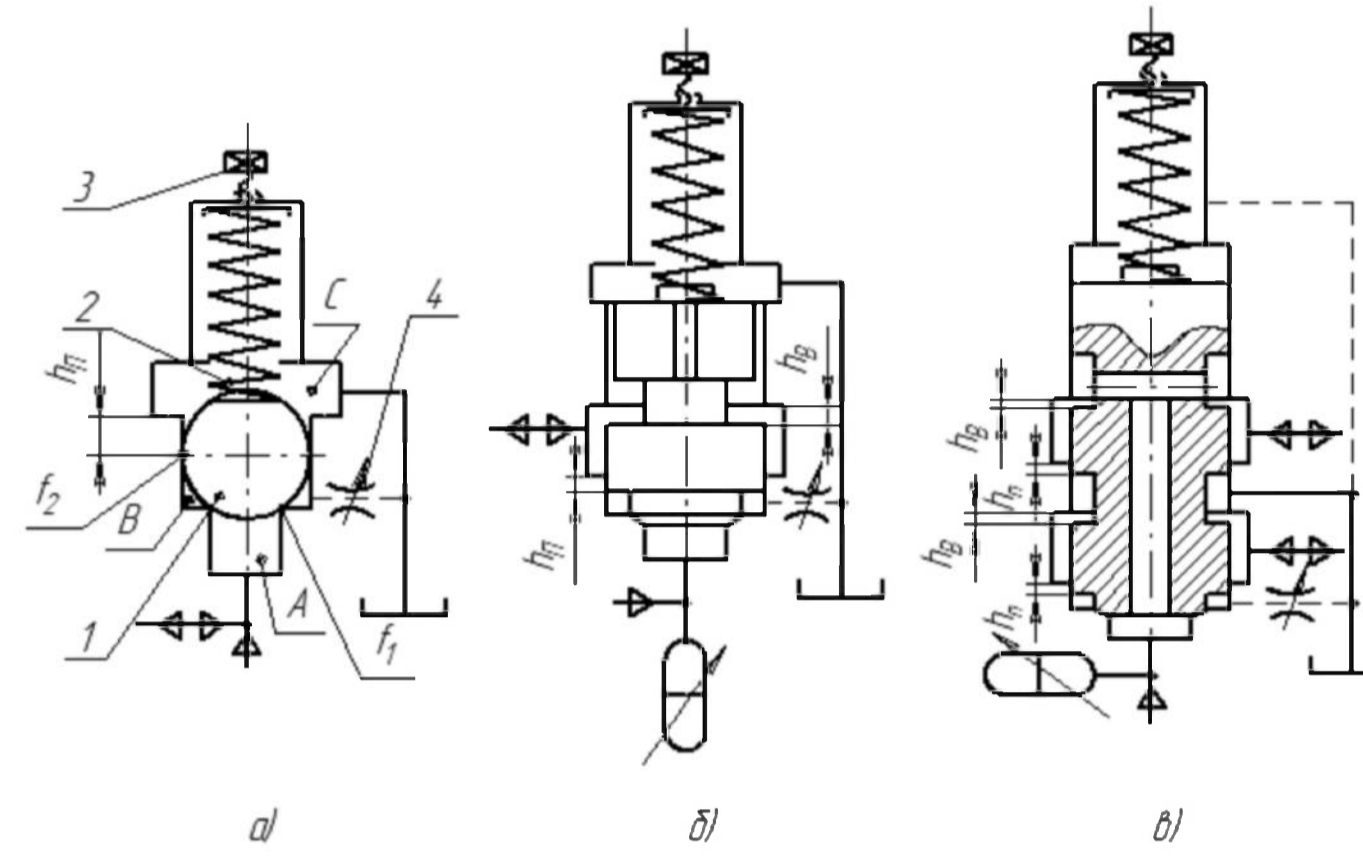


Рисунок 2 – Принципові схеми однокаскадних ГІТ прямої дії

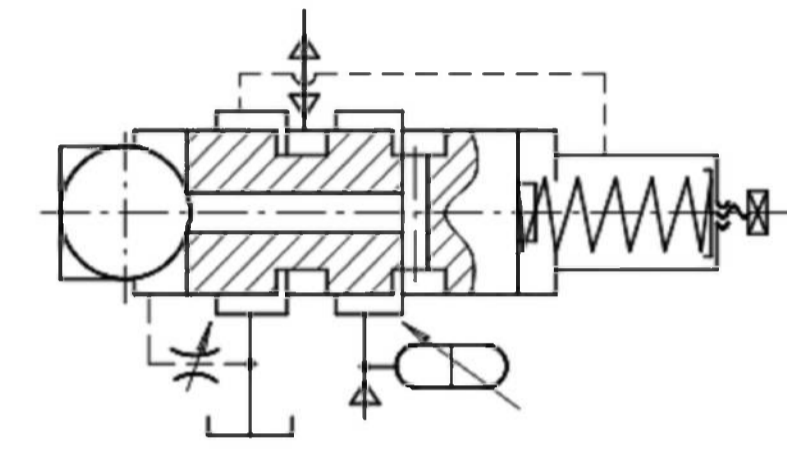


Рисунок 3 – Принципова схема двокаскадного ГІТ з вмонтованим першим каскадом

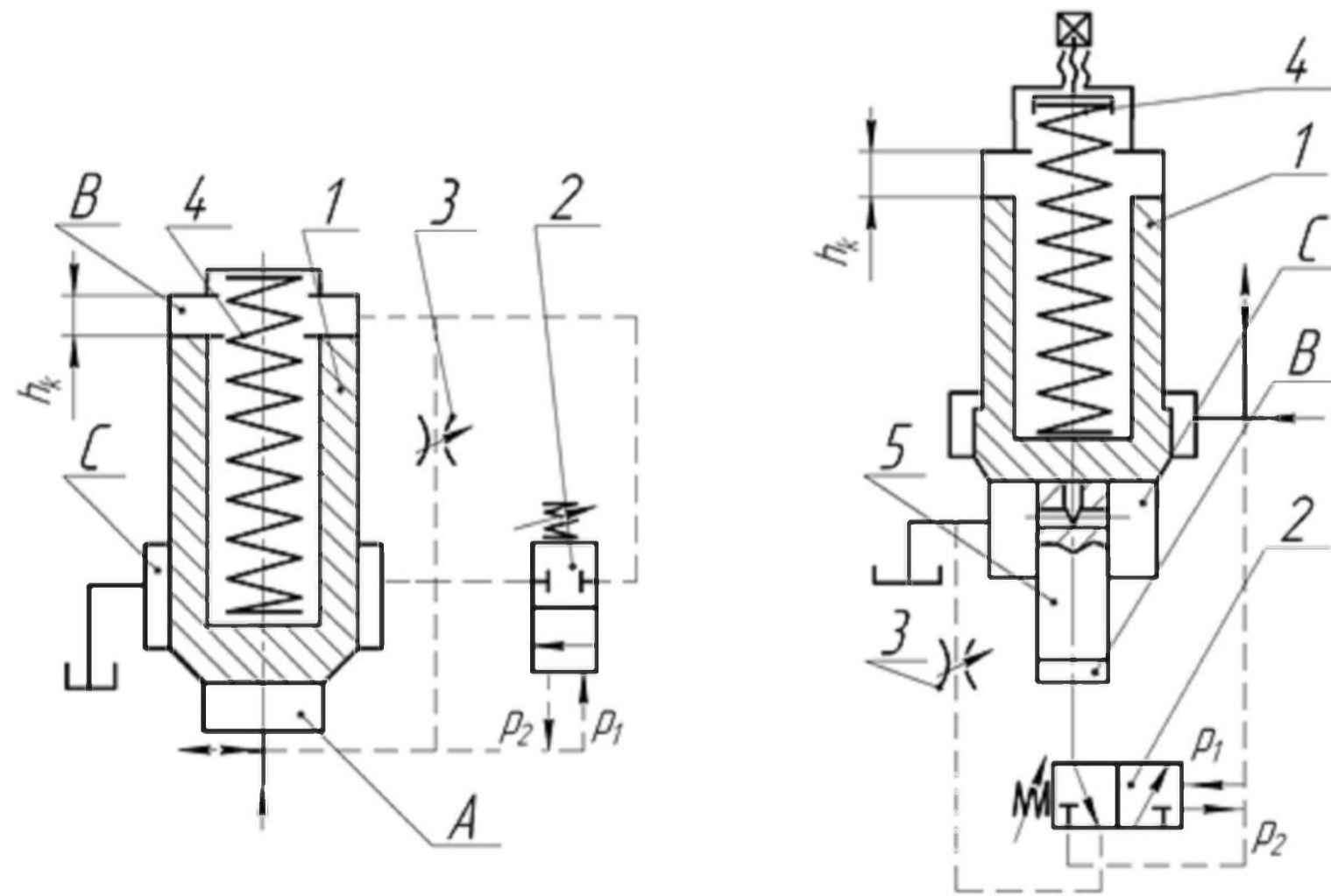


Рисунок 4 – Конструктивні схеми двокаскадних ГІТ

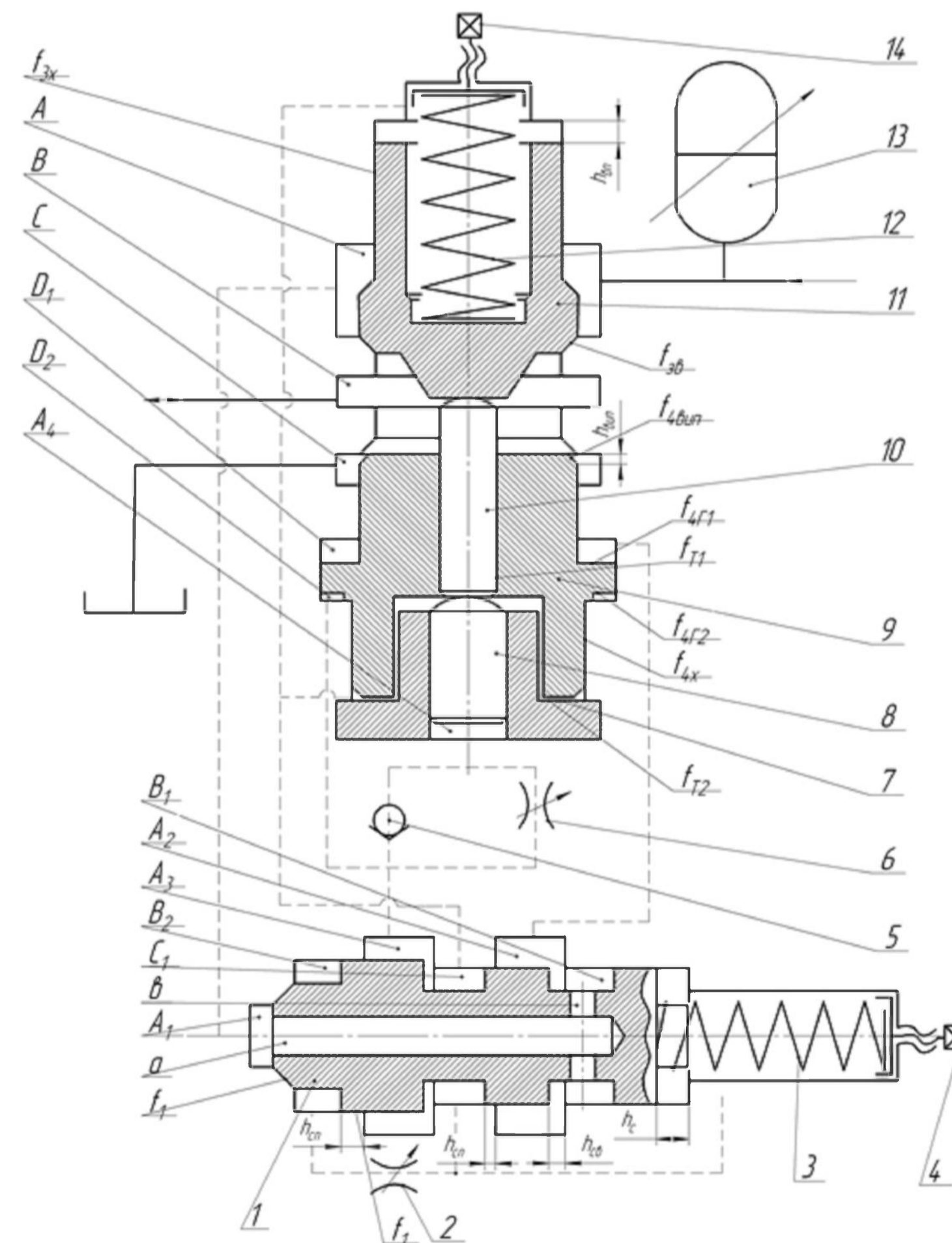


Рисунок 5 – Принципова схема трілінійного двокаскадного ГІТ клапанного типу

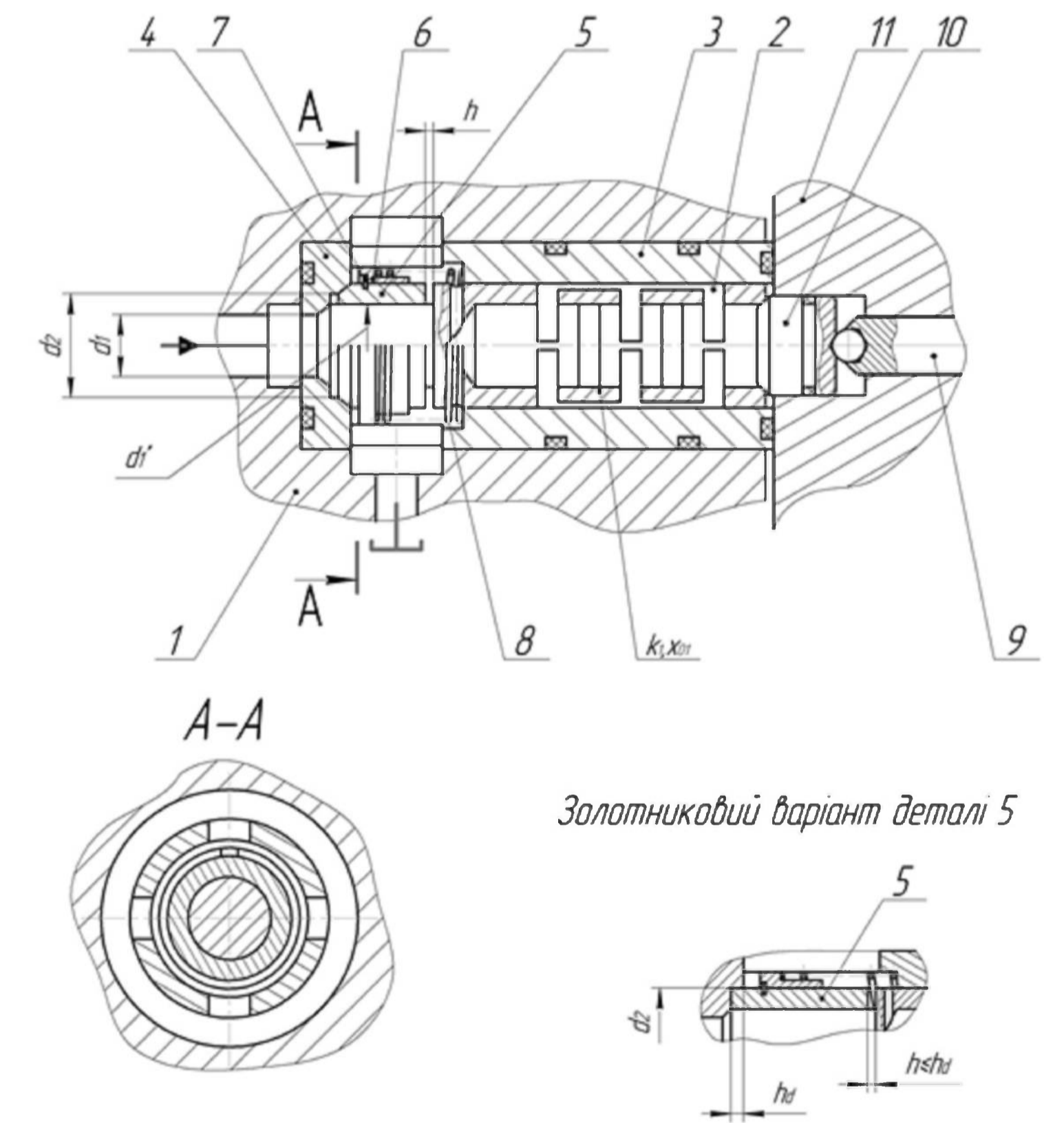


Рисунок 6 – Конструктивна схема однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на виході»

# Огляд патентних джерел інформації

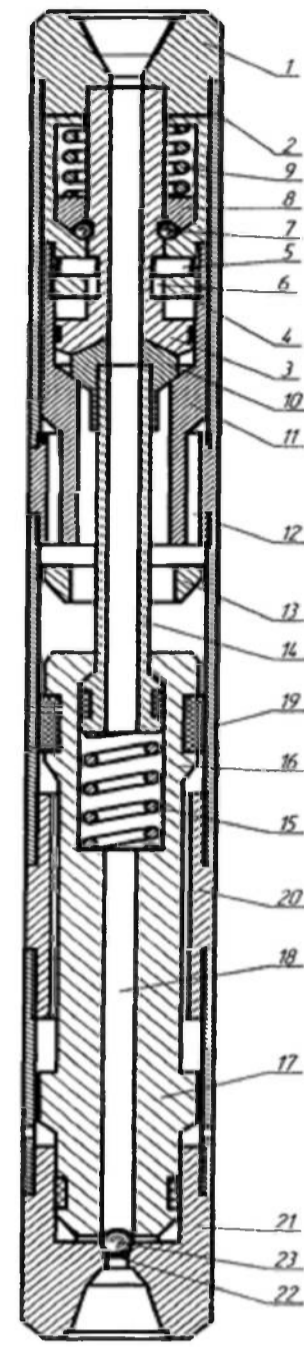
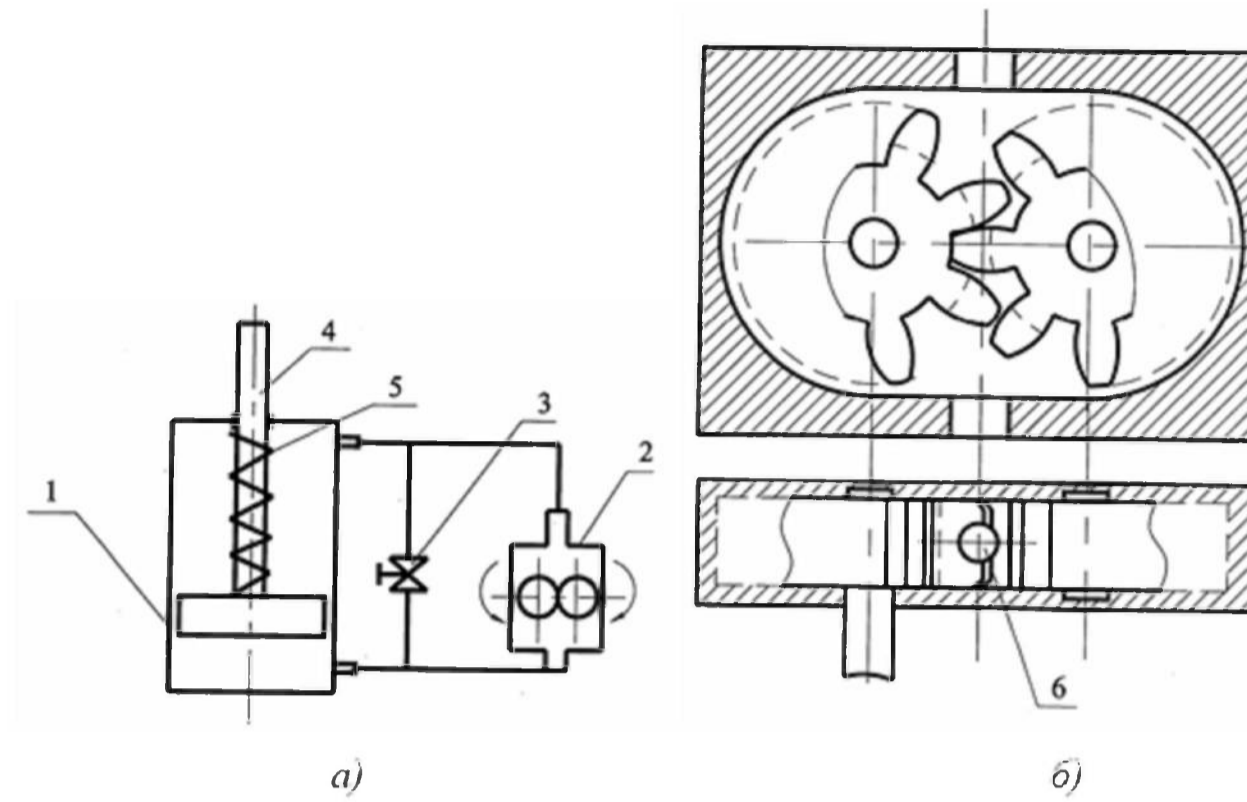


Рисунок 1 – Конструктивна схема гідравлічного вібратора (патент України на корисну модель №15105)



а) – принципова схема пульсуючого гідравлічного вібратора;  
б) – шестерні насоса в момент утворення зливного каналу.

Рисунок 2 – Конструктивну схему пульсуючого гідравлічного вібратора (патент України №40756)

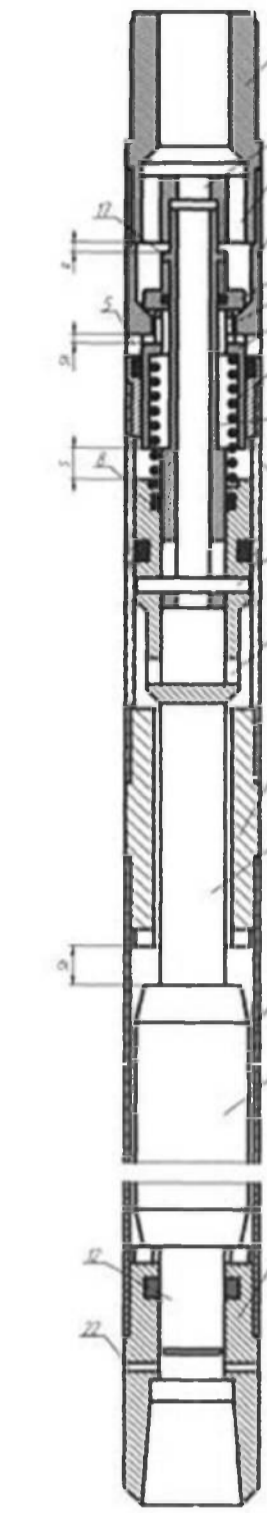


Рисунок 3 – Гідравлічний вібратор (патент України №79599)

## Гідроциліндри-вібратори, що сконструйовані на базі гідроімпульсного приводу

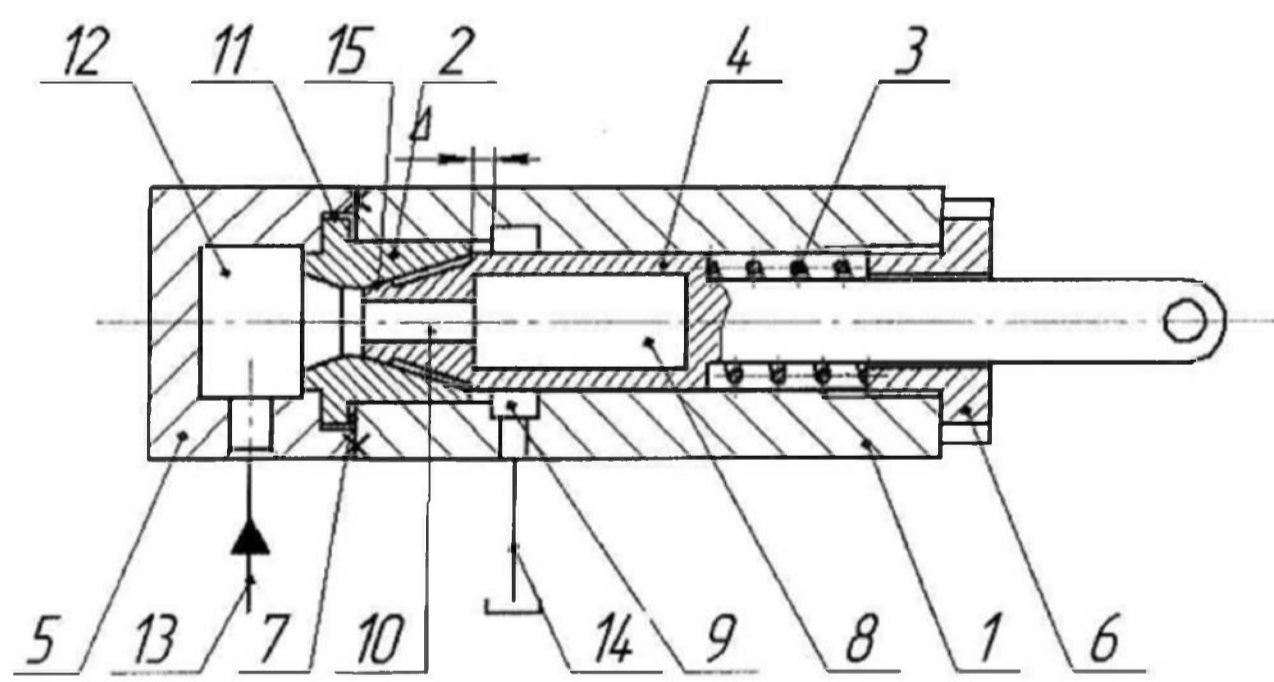


Рисунок 4 - Конструктивна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра (патент на корисну модель України №76629)

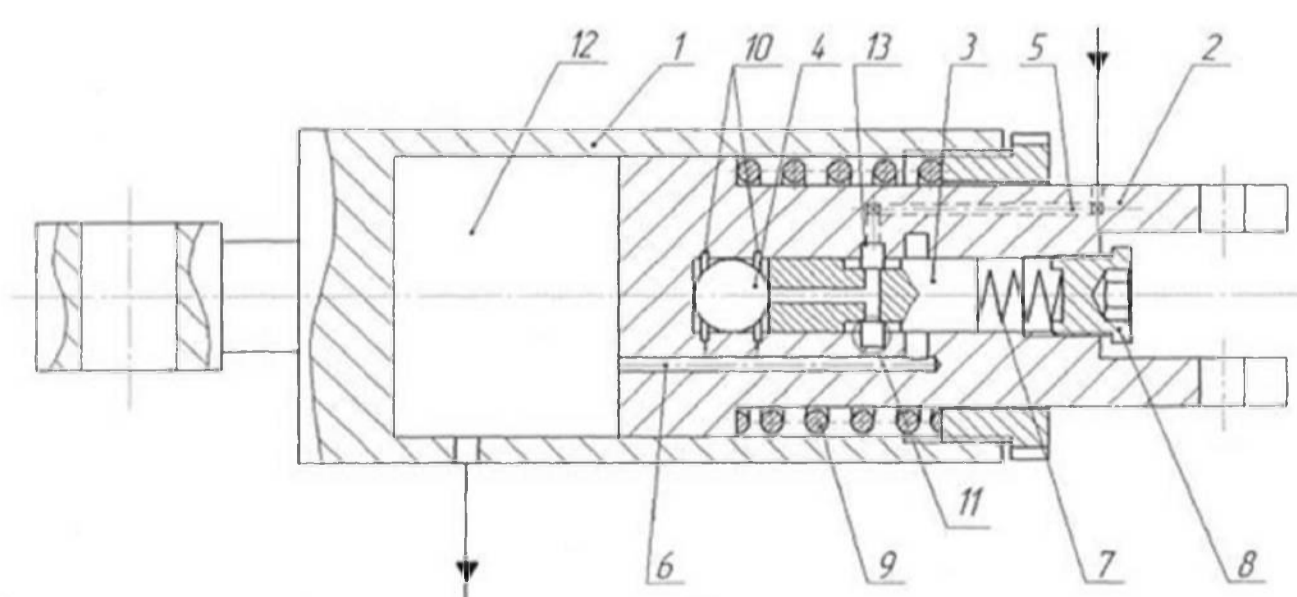
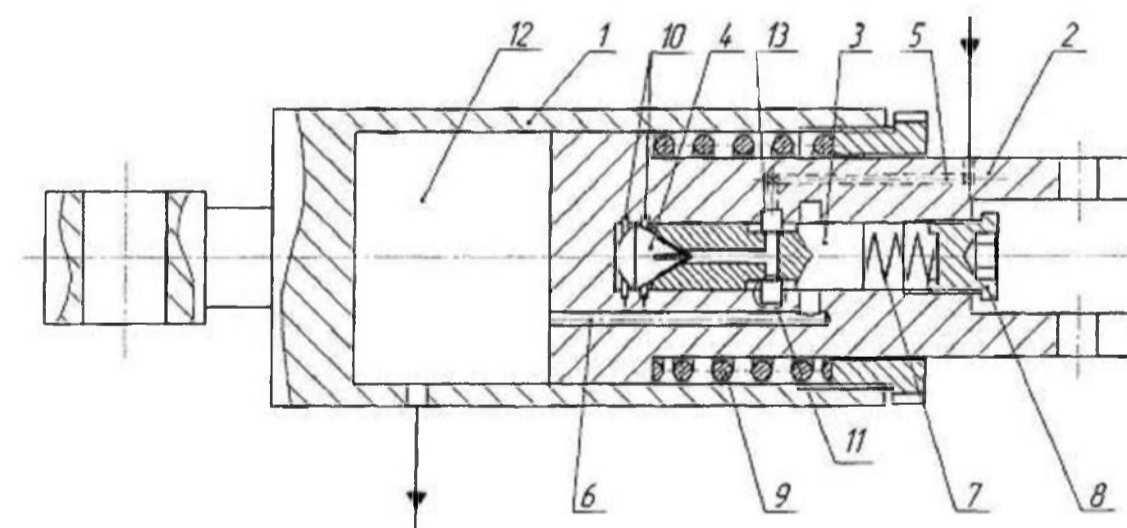


Рисунок 5 - Конструктивна схема вібраційного гідроциліндра (патент на винахід України №105379)

Рисунок 6 - Конструктивна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра (патент на корисну модель України №71599)

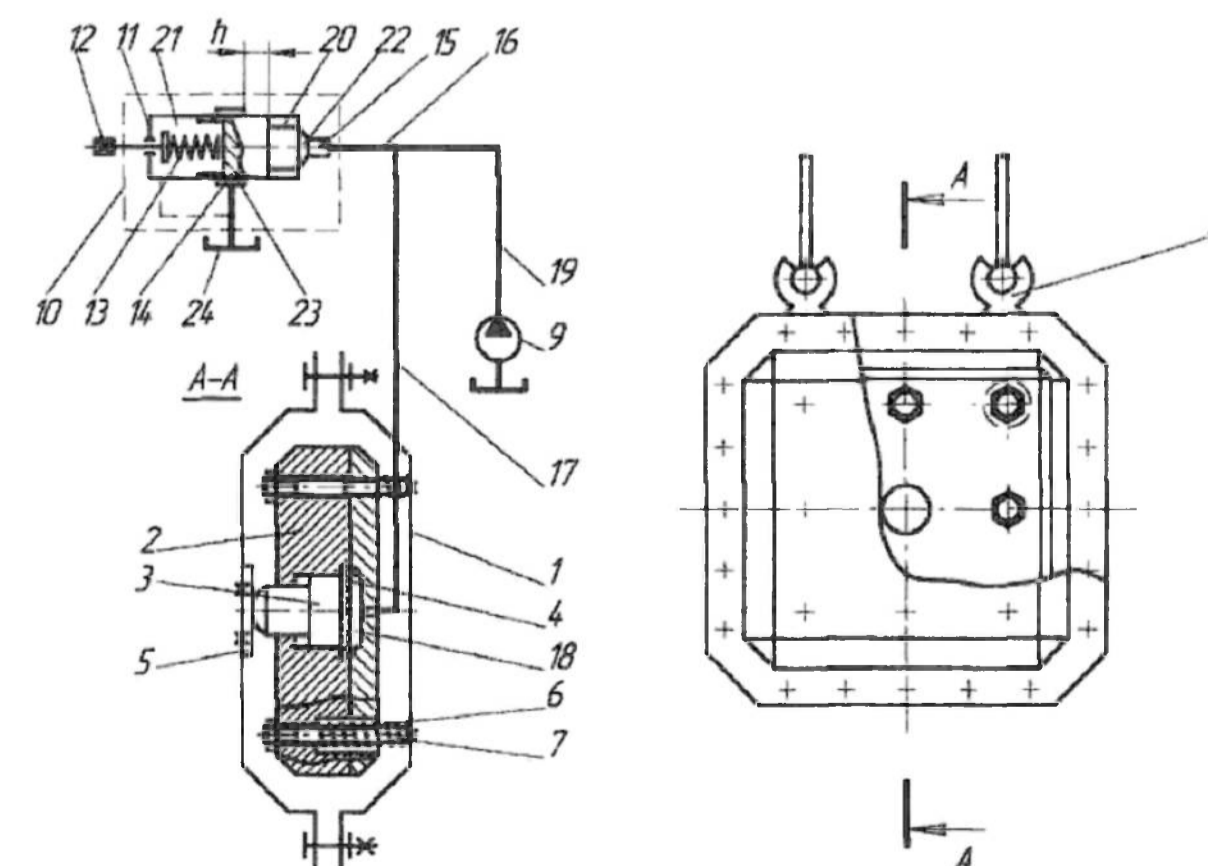


Рисунок 7 - Конструктивна схема гідравлічного вібратора для глибинного ущільнення бетонної суміші (патент на корисну модель України №17231)

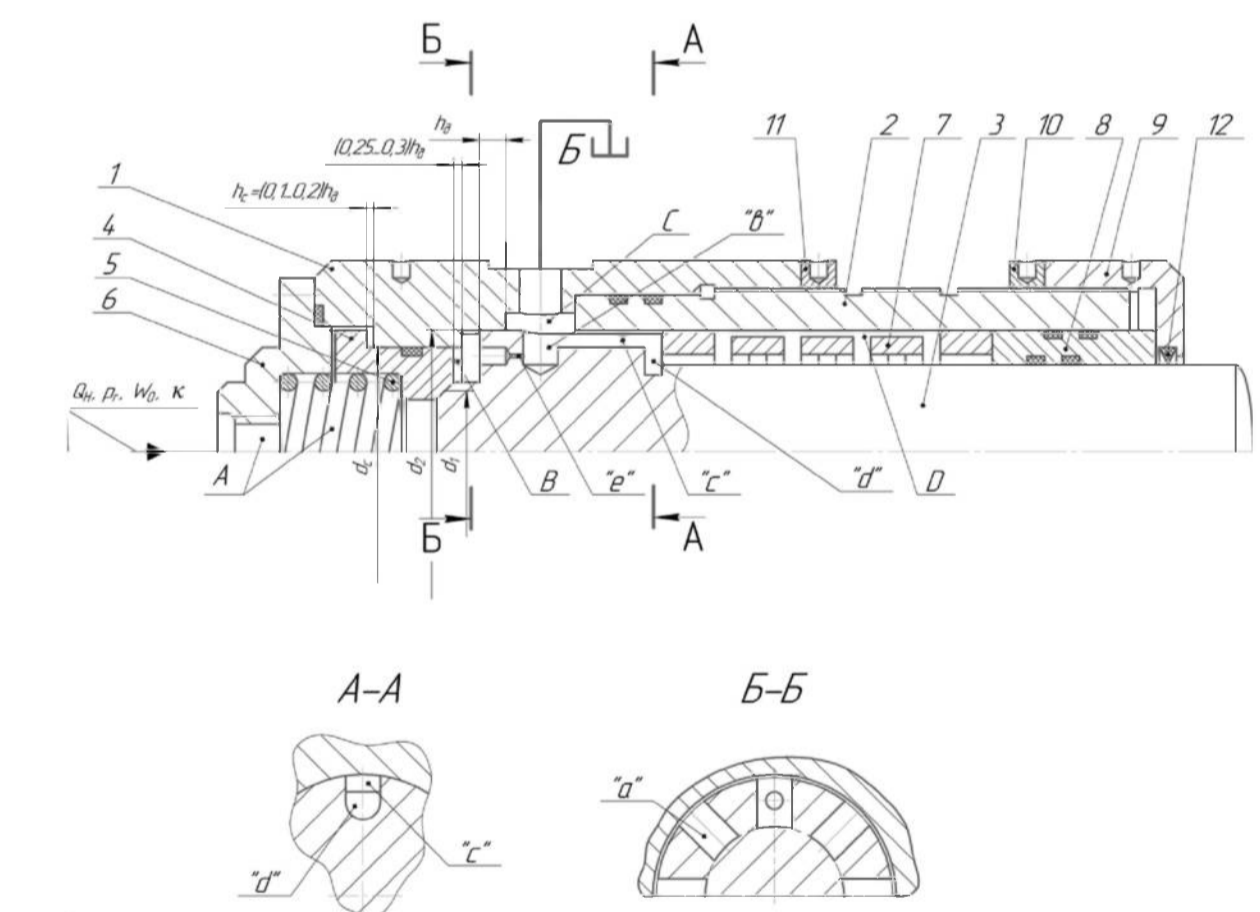


Рисунок 8 - Конструктивна схема гідроімпульсного вібратора з плавучим сідлом генератора імпульсів тиску (патент на корисну модель України №150889)

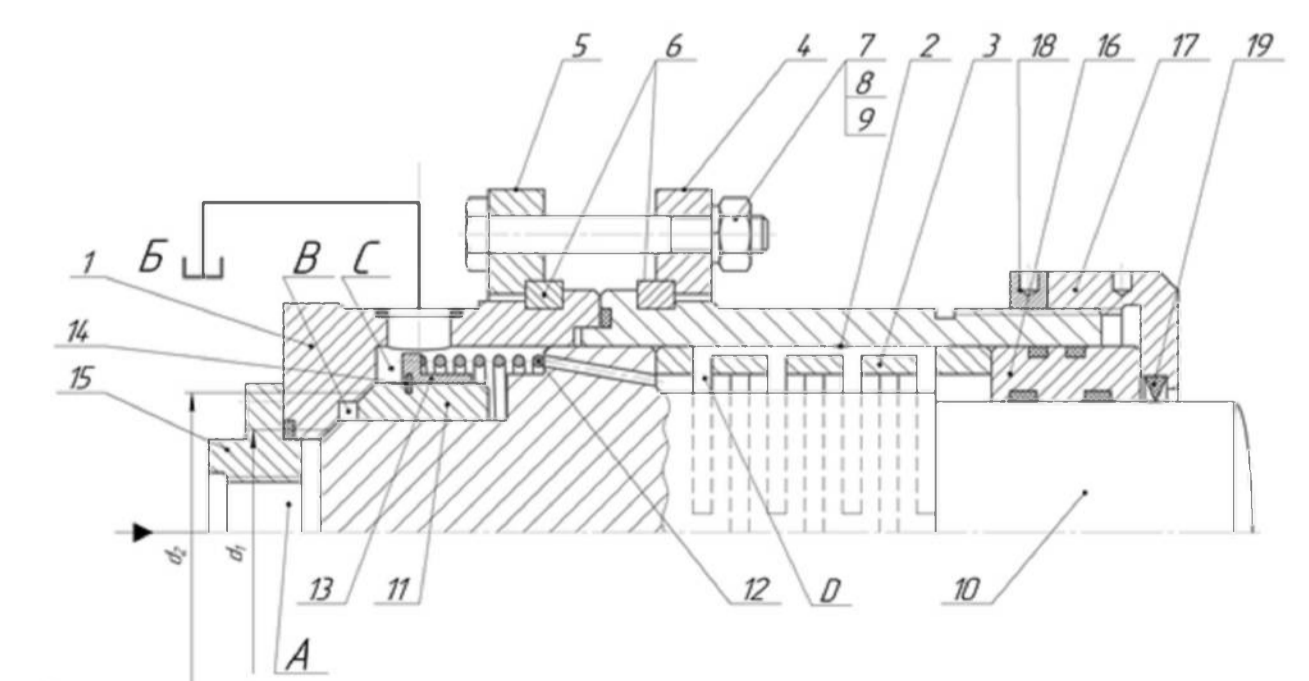
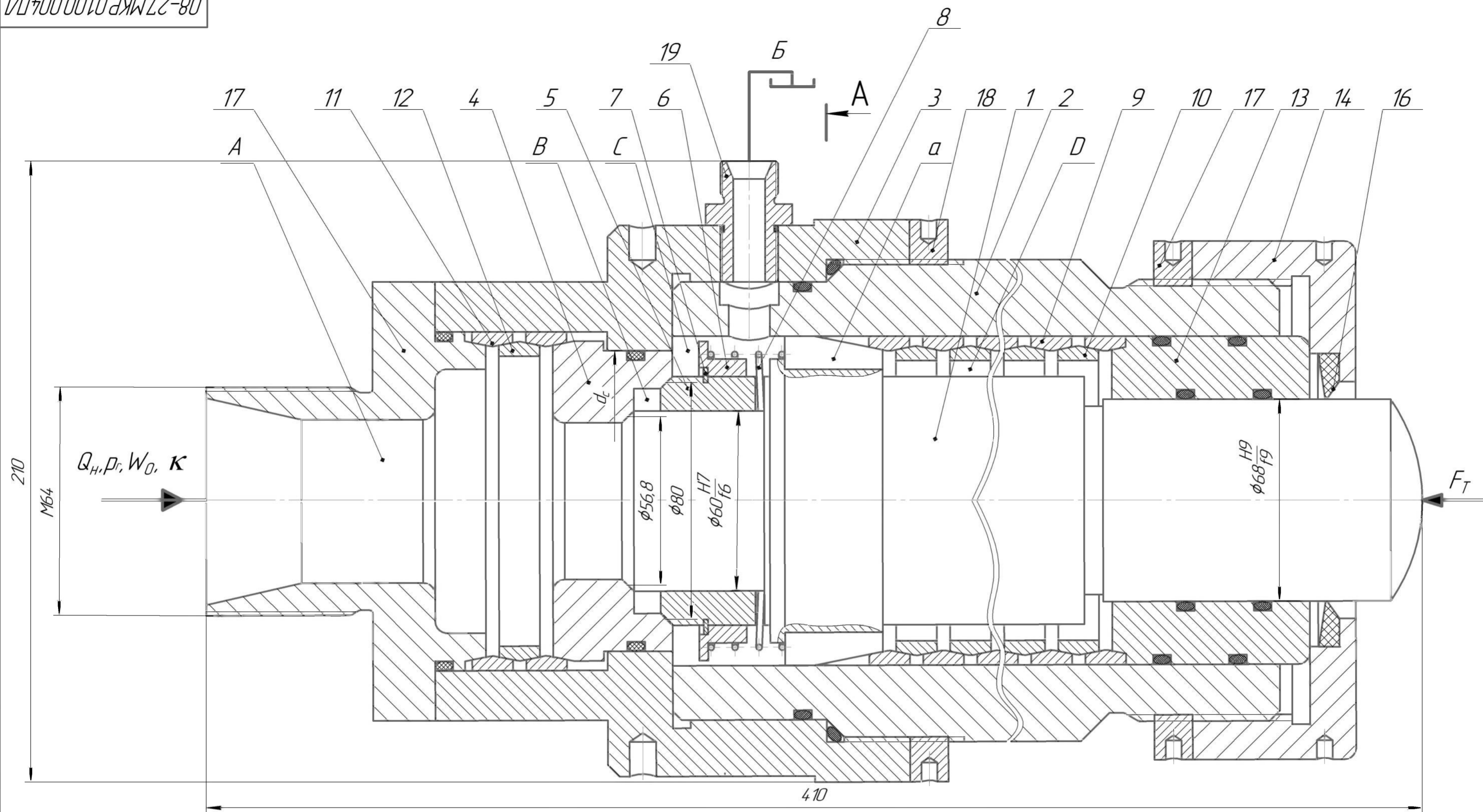
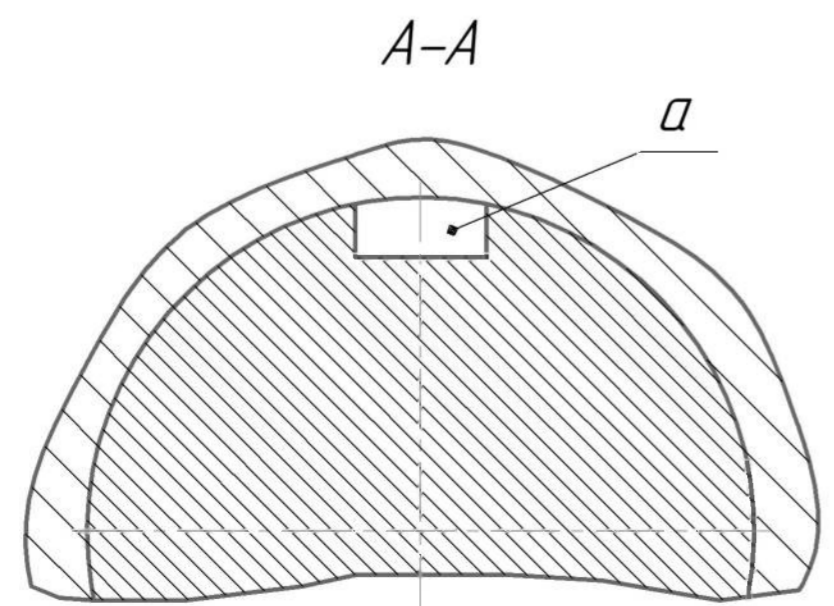


Рисунок 9 - Конструктивна схема гідроімпульсного вібратора з клапанними ступенями герметизації генератора імпульсів тиску (патент на корисну модель України №149943)



Перш. примен.  
Спроб. №  
Підп. і дата  
Инд. № діділ.  
Взам. инв. №  
Підп. і дата  
Инд. № подл.



**Технічна характеристика**

- 1) номінальний тиск «відкриття» генератора імпульсів тиску (ГІТ) вібратора – 10 МПа;
- 2) тип гідронасоса гідронасосної станції живлення вібратора – гідронасос типу НШ;
- 3) орієнтовний діапазон регулювання:  
амплітуди плунжера виконавчого гідроциліндра ГІП (0,5...2) мм;  
частоти проходження імпульсів тиску 10...100 Гц;
- 4) орієнтовне внутрішнє передатне відношення ГІТ вібратора  $U_{21} = 0,25...0,35$ .

**Технічні вимоги**

1. \* Розміри для довідок.
2. Під час монтажу вібратора виставити вісь плунжера (ударника) на рівні осі виконавчого органу.

				<b>08-27.MKP.0100.004П1</b>				
Изм. Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	Конструктивна схема		Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Брусилк Д.О.			малогабаритного вібратора				1:1
Проб.	Овертюх Р.Р.			з клапанним генератором імпульсів тиску		Лист	Листов	1
Т.контр.								
Н.контр.	Сладкий А.В.							
Утв.	Полещук Л.К.							
				ВНТУ, 1ГМ-21М				
				Копировал				Формат А2

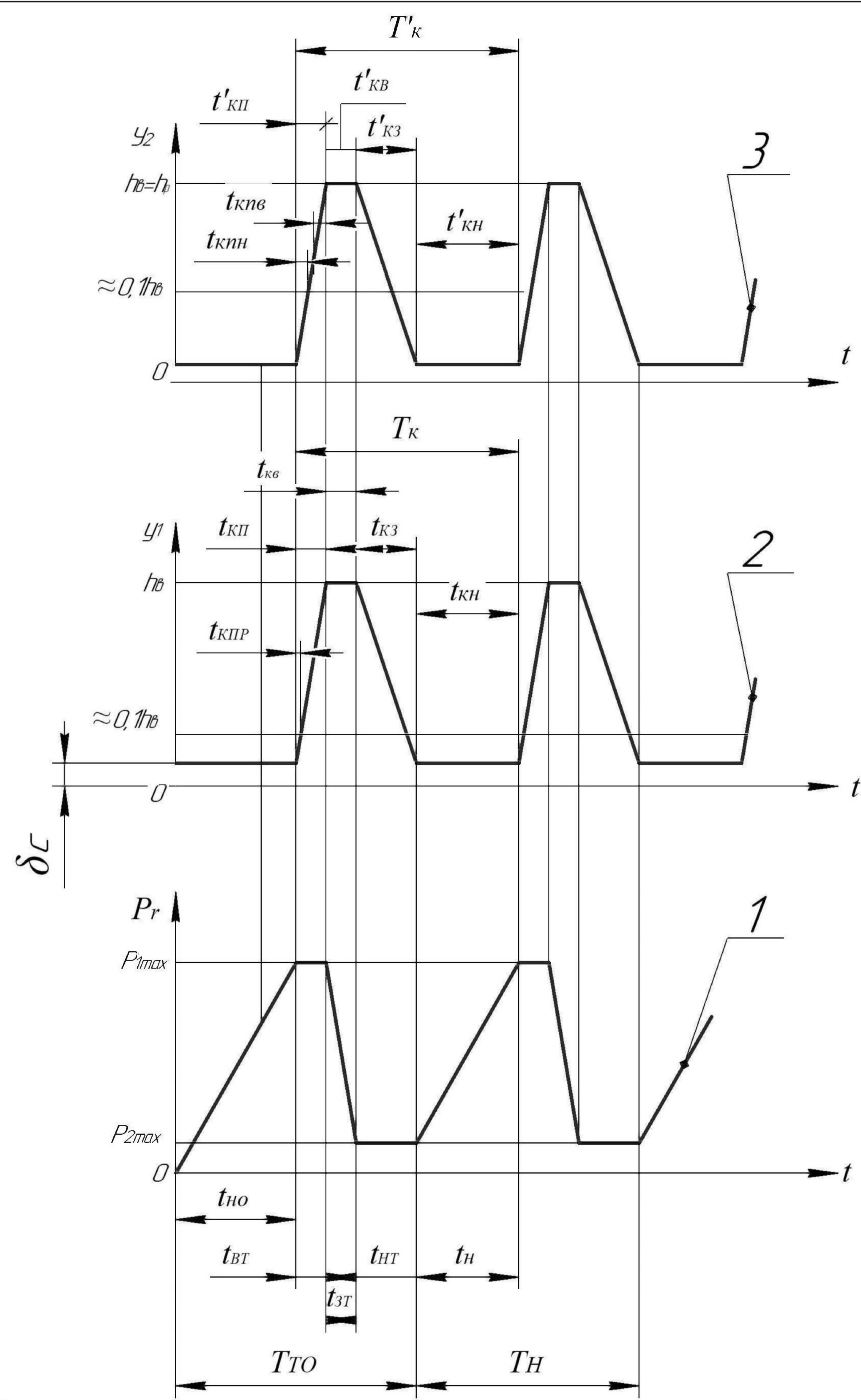
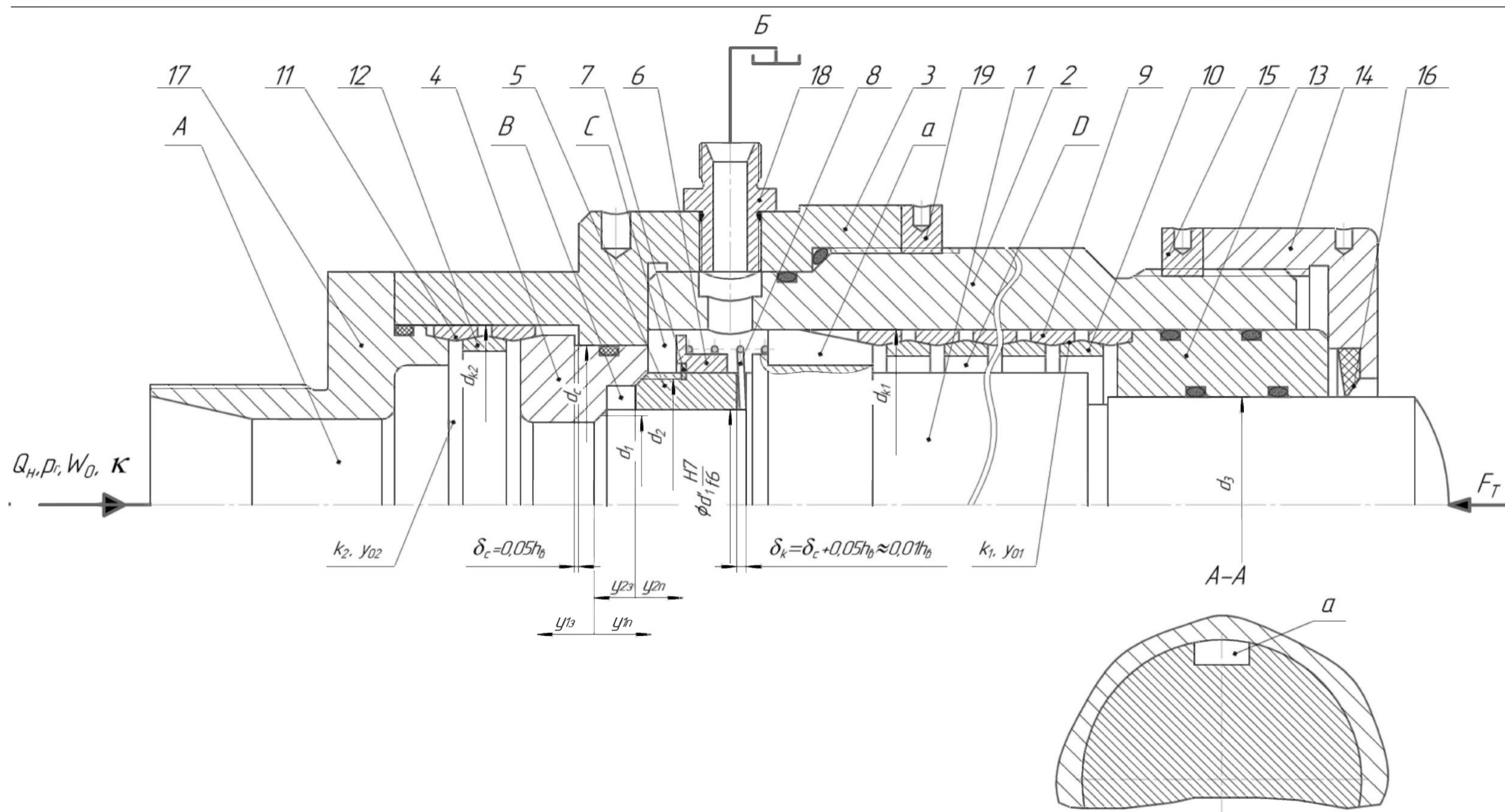
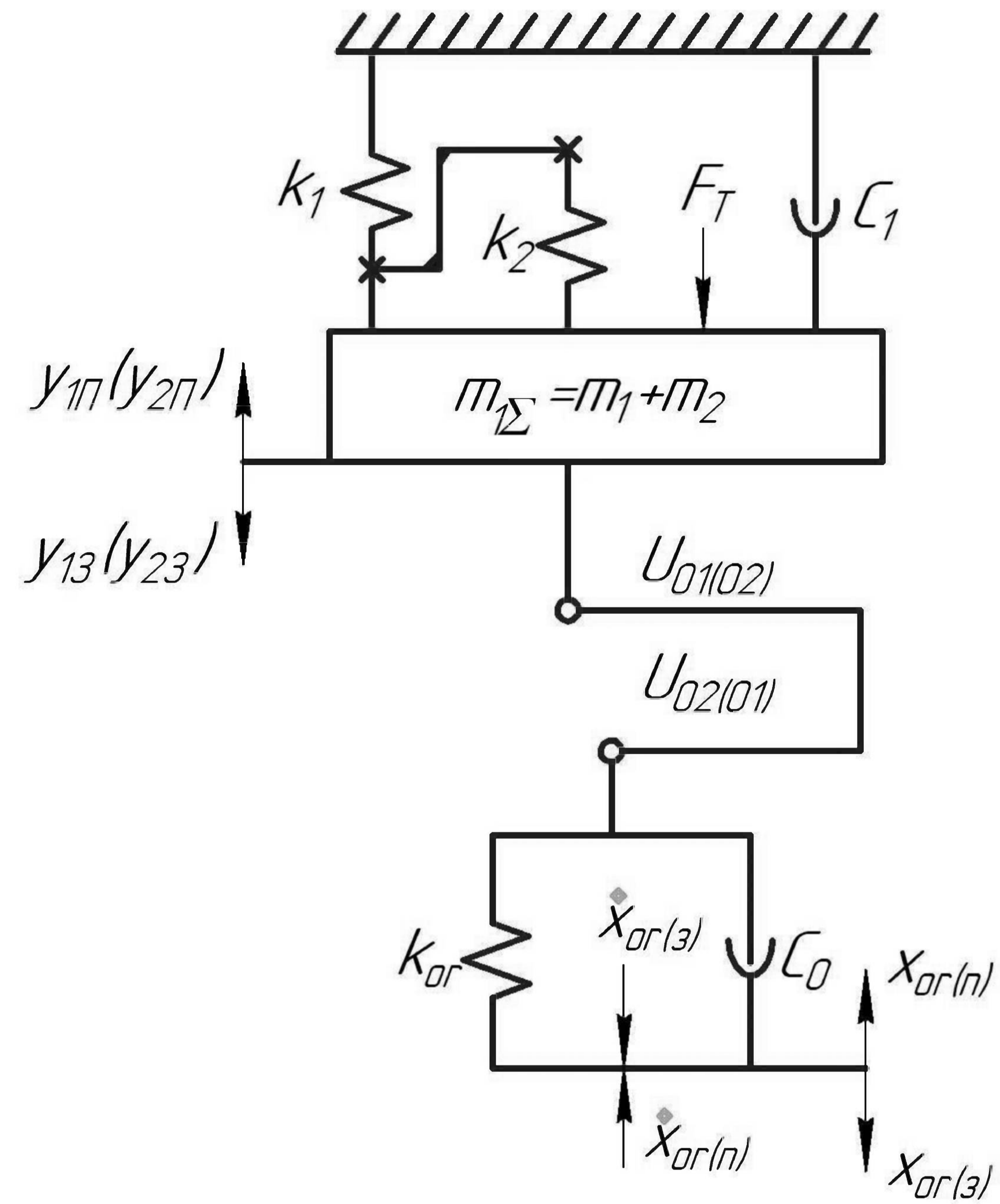


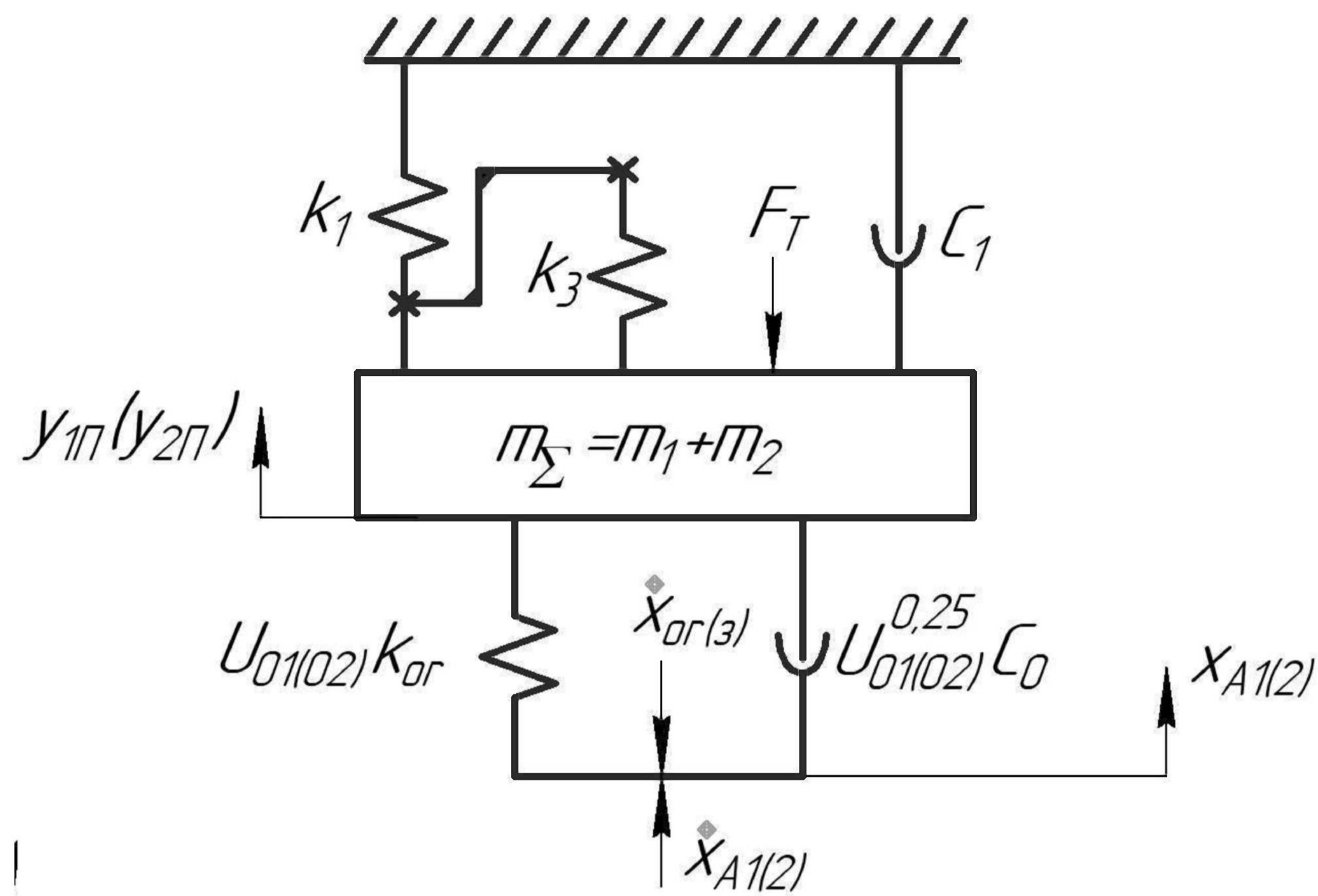
Рисунок 1 - Конструктивна схема ГІВ-ГЦ з пружними ланками у вигляді КП 1 і КП 2 та вбудованим однокаскадним параметричним ГІТ

1 - крива зміни тиску енергоносія в напірній порожнині А вібратора;  
 2 - крива переміщення плунжера 1 вібратора;  
 3 - крива переміщення втулки-клапана 5 ГІТ вібратора

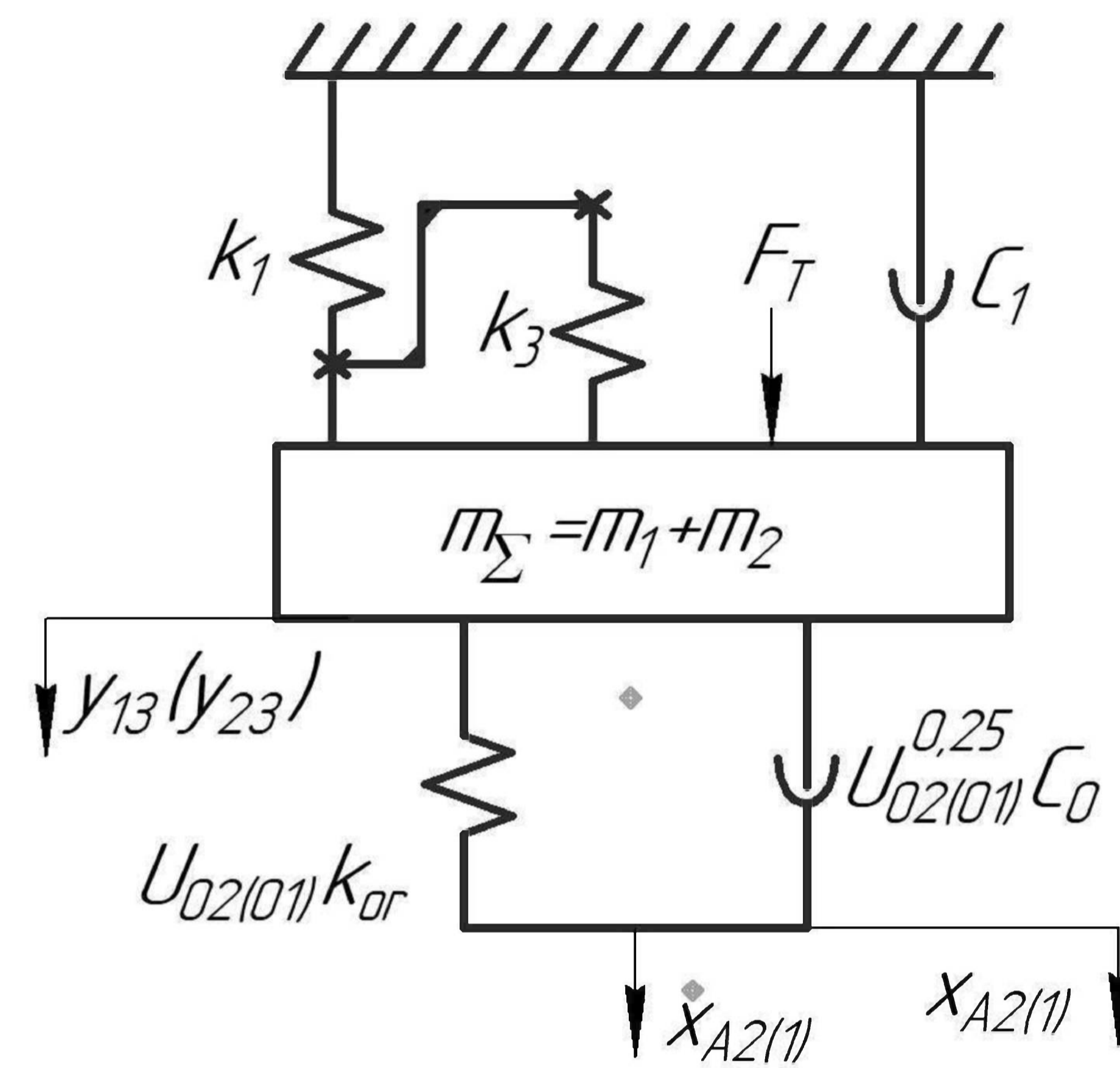
Рисунок 2 - Орієнтовна циклограма робочого циклу малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГІТ з пружними елементами у вигляді КП1 та КП2



**Динамічна модель малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГІТ**



a)



b)

Спрощені динамічні моделі прямого (a) та зворотного (б) ходів маси  $m_{\Sigma}$ .

**Математична модель малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра на базі кільцевих пружин**

Математична модель вібратора складається з диференціальних рівнянь руху маси  $m_{1z}$  під час її прямого та зворотного ходів, рівнянь витрати енергоносія під час цих ходів протягом робочого циклу та умов однозначності, якими встановлено межі зміни деформації  $x_{\sigma}$  ГЛ, передатного відношення з  $U_{01(\omega)}$  на  $U_{02(\omega)}$  і навпаки та переміщення плунжера 1.

Диференціальні рівняння руху маси  $m_{1z}$  складено на основі принципу Д'Аламбера для ходів:

прямого –

$$x_{0r(t)} = x_{01} - Q_{z1} \cdot t_i \cdot A_0^{-1}; \quad (1)$$

зворотного –

$$x_{0r(t)} = x_{02} \mp Q_{z1} \cdot t'_i \cdot A_0^{-1}; \quad (2)$$

де  $Q_{z1}$ ,  $Q_{z2}$  – відповідно, витрата енергоносія через гідролінії та відкриту щілину ГПТ (першого та другого ступенів герметизації ГПТ), що відповідає певним переміщенням рухомих ланок вібратора на шляху прямого ( $i_n$ ) та зворотного ( $i'_n$ ) ходів маси  $m_{1z}$ ;  $t_i$ ,  $t'_i$  – поточний час зміни певного стану « $i_n$ » чи « $i'_n$ » витрат енергоносія  $Q_{z1}$  чи  $Q_{z2}$ .

Для визначення витрат енергоносія  $Q_{z1}$  та  $Q_{z2}$  на різних часових інтервалах орієнтовної циклограми робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2 можна скористатись методикою наведеною в роботі, наприклад, для ходів плунжера 1 та втулки-клапан 5:

а) прямого ходу:

зворотного ( $x_{02} \geq x_{\sigma(t)} \geq 0$ ) –

$$\ddot{x}_{1z} + 2\beta_{1z} \dot{x}_{1z} + \omega_{z1(t)}^2 x_{1z} = -\omega_p^2 \cdot U_{01(\omega)} \cdot x_{\sigma(t)}. \quad (15)$$

Оскільки впродовж робочого циклу ГІВ – ГЦ змінюється передатне відношення з  $U_{01(\omega)}$  на  $U_{02(\omega)}$  і навпаки,  $m_z$  від  $m_z = m_1$  до  $m_z = m_1 + m_2$ , а  $m_2$  (втулка-клапан 5, див. рис. 3.1 та рис. 3.2) під час прямого ходу плунжера 1 (маса  $m_1$ ) рухається самостійно на шляху  $\delta_s \approx 0,1h_s$ , то власні кругові частоти системи ГЛ – рухомі ланки ГІВ – ГЦ змінюються від  $\omega_{z1(t)}$  під час прямого ходу маси  $m_z$  до  $\omega_{z1(t)}$  за зворотного ходу цієї маси.

З формули для  $\omega_{z1(t)}$  (див. роз шифровку до рівнянь (11) і (12) можна отримати формулу для розрахунку сумарної жорсткості  $k_{z1(t)}$  системи ГІВ – ГЦ ГЛ:

$$k_{z1(t)} = m_{z1} \cdot \omega_{z1(t)}^2 = U_{01(\omega)} \cdot k_{\sigma} + k_1(1 + \delta), \quad (16)$$

або, якщо враховувати, що  $\delta = k_1 / k_{\sigma} \ll 1$ ,

$$k_{z1(t)} \approx U_{01(\omega)} \cdot k_{\sigma} + k_1. \quad (17)$$

Сумарна жорсткість  $k_{z1(t)}$  впродовж робочого циклу ГІВ – ГЦ змінюється від  $k_{z1min}$  до  $k_{z1max}$ :

$$k_{z1min} = U_{01} \cdot k_{\sigma} + k_1 = (d_1^4 \cdot d_0^{-4}) k_{\sigma} + k_1; \quad (18)$$

$$k_{z1max} = U_{02} \cdot k_{\sigma} + k_2 = (d_1^4 \cdot d_0^{-4}) k_{\sigma} + k_2; \quad (19)$$

де  $U_{01} = A_1^2 \cdot A_0^{-2} = d_1^4 \cdot d_0^{-4}$ ;  $U_{02} = A_2^2 \cdot A_0^{-2} = d_2^4 \cdot d_0^{-4}$ .

Жорсткості, знайдені за формулою (3.53) та (3.54) зв'язані між собою очевидною залежністю:

$$k_{z1min} = k_{z1max} - k_{\sigma} d_0^{-4} (d_2^4 - d_1^4) = k_{z1max} - k_{\sigma} A_0^{-2} (A_2^2 - A_1^2) = k_{z1max} - kW_0^{-1} (A_2^2 - A_1^2), \quad (20)$$

де враховано значення  $k_{\sigma}$ .

$$1) y_{1П} = 0; y_{2П} = 0; x_{\sigma(t)} = A_0^{-1} \int_0^{t_i} Q_H dt = x_{01} = x_{0max}; \quad (3)$$

$$2) 0 < y_{1П} \leq 0,1h_s; y_{2П} = 0; x_{0r(t)} = x_{01} - Q_{z1} \cdot t_{\sigma p}; Q_{z1} = Q_H = y_{1П} \cdot A_1; \quad (4)$$

$$3) 0,1h_s < y_{1П} \leq 0,9h_s; 0 < y_{2П} \leq 0,1h_s; x_{0r(t)} = x_{01} - Q_{z1} \cdot (t_{\sigma i} - t_{\sigma p}) = x_{01} - Q_{z1} \cdot t_{\sigma H}; Q_{z1} = Q_H = y_{1П} \cdot A_1 + y_{2П} \cdot (A_2 - A_1); \quad (5)$$

$$4) y_{1П} = y_{2П}; 0,9h_s \leq y_{1П} \leq h_s; 0,9h_s \leq y_{2П} \leq h_s; y_{1П} = y_{2П}; \quad (6)$$

$$x_{0r(t)} = x_{01} - Q_{z1} \cdot (t_{\sigma s} + t'_{\sigma s}); Q_{z1} = Q_H + y_{2П} \cdot A_2 = Q_{П}.$$

$$\begin{aligned} \text{де } Q_{П} = & 0,5 \xi_r \pi d_2 [(y_{2П} - 0,1h_s) + |y_{2П} - 0,1h_s|] - \sqrt{2k_{\sigma} \cdot \rho_s^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0r}} + \\ & + \xi_r \pi d_2 h_s \sqrt{2k_{\sigma} \cdot \rho_s^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot \sqrt{x_{01}(1 - U_{21}^{0,5})} + k_1 \cdot h_s \cdot U_{02}^{-0,5} \cdot k_{\sigma}^{-1}} = \\ & = \pi \xi_r d_2 \sqrt{2k_{\sigma} \cdot \rho_s^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot \{0,5[(y_{2П} - 0,1h_s) + |y_{2П} - 0,1h_s|]\}} \cdot \sqrt{x_{01}} + \end{aligned} \quad (7)$$

$+ h_s \sqrt{x_{01}(1 - U_{21}^{0,5}) + k_1 \cdot k_{\sigma}^{-1} \cdot h_s \cdot U_{02}^{-0,5}}$  – сумарна витрата енергоносія через відкриту щілину запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГПТ ГІВ – ГЦ. Залежність (7) складається зі змінної частини, яка визначається часом  $t_{\sigma H}$  (див. рис. 3.2) і переміщенням маси  $m_z$  на шляху  $y_1 = y_{2П}$  на інтервалі  $0,9h_s < y_{1П} \leq h_s$ ; за  $x_{01} = \text{const}$ , та постійної, що визначається повністю відкритою щілиною проходного перерізу  $A_{щmax} = \pi d_2 h_s$  ГПТ, часом  $t'_{KB} = t_{KB}$  і перепадом деформації ГЛ  $x_{01} - x_{02} = \Delta x_{\sigma} = x_{01}(1 - U_{21}^{0,5} + k_1 k_{\sigma}^{-1} h_s U_{02}^{-0,5})$  (відповідає  $\Delta p = p_1 - p_2$ );  $\xi_r = \text{const}$  – коефіцієнт витрати через  $A_{щ}$  ГПТ;

Іноколи під час простих розрахунків ГПТ, в т.ч. ГІВ – ГЦ зручно використовувати безрозмірну жорсткість системи ГІВ – ГЦ – ГЛ:

$$\delta_{k_{z1}} = \Delta k_{z1} / k_{\sigma} = \frac{k_{z1max} - k_{z1min}}{k_{\sigma}} = d_0^{-4} \cdot (d_2^4 - d_1^4) = A_0^{-2} (A_2^2 - A_1^2) = \text{const}, \quad (21)$$

яка показує, що відносна жорсткість системи ГІВ – ГЦ – ГЛ стала величиною і визначається тільки геометричними параметрами усередненої гідро лінії ГЛ та першого і другого ступенів герметизації ГПТ вібратора. Залежність (21) можна використати для розроблення нами типорозмірів ГІВ – ГЦ.

Математичну модель досліджуваного ГІВ – ГЦ складають диференціальні рівняння (14) та (15), рівняння витрати енергоносія (1) і (2) та умови однозначності у вигляді обмежень на переміщення маси  $m_z$  і деформацію  $x_{\sigma}$  ГЛ під час робочого циклу ГІВ – ГЦ.

КП 2 (див. рисунок 3.1) в кінці зворотного ходу плунжера 1 та втулки – клапана 5 амортизує через плаваюче сідло 4 можливу ударну взаємодію з ним плунжера 1 та втулки-клапана 5 в момент посадки їх фаскових запірних елементів (перший і другий ступені герметизації ГПТ) на сідло 4. Можлива практично безударна робота запірних елементів ГПТ ГІВ – ГЦ, на нашу думку, в першу чергу визначається співвідношенням жорсткостей КП1  $k_1$  і КП2  $k_2$ .

Кількісно оцінити співвідношення між  $k_1$  і  $k_2$  можна за енергобалансом потенціальної енергії в кінці зворотного ходу плунжера 1 та втулки-клапана 5:

$$\begin{aligned} E_{KП1}^0 + E_{KП1}^H - \bar{A}_{\Delta v} = E_{KП1,2}^0 + E_{KП1,2}^H = 0,5k_1 \cdot y_{01}^2 + 0,5k_1 \cdot h_s^2 - 0,5(p_1 - p_2) \cdot A_2 h_s = \\ = 0,5k_1 y_{02}^2 + 0,5k_1 \delta_s^2, \end{aligned} \quad (22)$$

де  $E_{KП1}^0$ ,  $E_{KП1}^H$ ,  $\bar{A}_{\Delta v}$ ,  $E_{KП1,2}^0$  і  $E_{KП1,2}^H$  – відповідно, початкова потенціальна енергія КП1, накопичена під час регулювання її попередньої деформації  $y_{01}$ , додаткова потенціальна енергія КП1 в кінці прямого ходу плунжера 1 на



б) зворотного ходу  $t_{\text{вз}} = t'_{\text{вз}}$ :

$$1) \quad 0 < y_{2z} \leq h_6; \quad 0 < y_{1z} \leq h_6; \quad x_{\text{ор}(z)} = x_{\text{вз}} + Q_{\text{вз}i} \cdot t'_z; \quad Q_{\text{вз}i} = Q_{\text{вз}} + y_{2z}; \quad A_z = Q_{1z}, \quad (8)$$

$$\text{де } Q_{1z} = 0,5 \xi_r \pi d_2 [(h_1 - y_{2z}) + (h_1 - y_{1z})] \cdot \sqrt{2 \kappa_{\text{ор}} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \cdot \sqrt{x_{\text{ор}} U_{21}^{0,5} + \kappa_1 \cdot \kappa_{\text{ор}}^{-1} \cdot h_1 \cdot U_{\text{вз}}^{0,5}} \quad (9)$$

– витрата енергоносія через  $A_{\text{вз}}$  під час зворотного ходу маси  $m_{\text{вз}}$  (плунжера 1 та втулки-клапана 5, див. рис. 3.1 і рис. 3.2);

$$2) \quad y_{1z} = y_{2z} = h_6; \quad t_{\text{вз}} = t'_{\text{вз}} - t_{\text{взр}}; \quad x_{\text{ор}(z)} = A_0^{-1} \int_0^{t_{\text{вз}}} Q_{\text{вз}} dt = x_{01}.$$

На основі аналізу залежностей (7) і (8) після нескладних алгебраїчних перетворень можна отримати формулу для оцінки максимально можливого потоку енергоносія через  $A_{\text{взmax}}$  ГП ГВБ – ГЦ:

$$Q_{\text{взmax}} = 2,404 \pi d_2 \xi_r h_6 \cdot \sqrt{\rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \cdot \sqrt{\kappa_{\text{ор}} x_{01} + 2 \kappa_1 \cdot h_6 \cdot U_{\text{вз}}^{0,5}} \approx 7,549 \xi_r \cdot d_2 \cdot h_6 \cdot \rho_e^{-0,5} \cdot A_0^{-0,5} \cdot (\kappa_{\text{ор}} x_{01} + 2 \kappa_1 \cdot h_6 \cdot U_{\text{вз}}^{0,5})^{0,5}. \quad (10)$$

Через залежність (10) визначається умовний прохід  $d_p$  ГП ГВБ – ГЦ, який повинен забезпечити пропускання максимального потоку енергоносія  $Q_{\text{взmax}}$  з допустимою швидкістю  $[v]$  для уникнення кавітаційних явищ.

Колівальну систему ГВБ – ГЦ (ГЛ – рухомі ланки вібратора – плунжера 1 і втулки – клапана 5, див. рисунок 3.1) характеризують власні кругові частоти  $\omega_j$  ( $j=1,2,\dots,n$ ), які можна визначити, якщо вихідні диференціальні рівняння привести до вигляду, що наглядно показують коливальний характер динамічної системи ГВБ – ГЦ.

прямого ( $x_{01} \geq x_{\text{ор}(z)} > x_{\text{вз}}$ )–

$$y_{1z} + 2\beta_{1z} y_{1z} + \omega_{\text{вз}(z)}^2 y_{1z} + \omega_{01}^2 (y_{01} - \delta y_{03}^*) + F_T \cdot m_{\text{вз}}^{-1} = \omega_p^2 U_{\text{вз}(z)}^{0,5} x_{\text{ор}(z)}; \quad (11)$$

відстань  $h_1$ , середня робота сил тиску енергоносія ГВБ –ГЦ під час зворотного ходу плунжера 1, потенціальна початкова енергія КП2, накопичена внаслідок її попередньої деформації  $y_{02}$ , додаткова потенціальна енергія КП2 внаслідок переходу кінетичної енергії маси  $m_{\text{вз}}$  в потенціальну енергію деформації КП2 на величину  $\delta_e$  в кінці зворотного ходу маси  $m_{\text{вз}}$  (плунжера 1 та втулки-клапана 5, див. рисунок 3.1). Очевидно, що через велику жорсткість КП1 і КП2 робота  $\bar{A}_{\text{вз}}$  мала і нею в (22) припустимо знехтувати для оціночного розрахунку. За цих зауважень після простих алгебраїчних перетворень з рівняння (22), отримуємо:

$$\kappa_1^2 - 2\kappa_2 \cdot \kappa_1 + 0,05^2 \cdot \kappa_2^2 = 0, \quad (23)$$

де 0,05 взято з припущення, що  $\delta_e \approx 0,05 h_1$  (див. рисунок 3.1). Розв'язавши квадратне рівняння (3.58), знайдемо

$$\kappa_1 = \kappa_2 (1 \pm \sqrt{1 - 0,05^2}) = \kappa_2 (1 \pm 0,999). \quad (24)$$

Корінь  $\kappa_1 = \kappa_2 (1 \pm 0,999) \approx 2\kappa_2$  фізичного змісту немає, оскільки раніше встановлено,  $\kappa_1 < \kappa_2$ , тому для безударної роботи запірних елементів ГП ГВБ – ГЦ необхідне співвідношення

$$\kappa_1 = \kappa_2 (1 \pm 0,999) \approx 10^{-3} \cdot \kappa_2. \quad (25)$$

За такого співвідношення між  $\kappa_1$  і  $\kappa_2$  КП1 може мати значне число кілець  $n_{\text{к1}}$  і довжину, то можна припустити деяку ударну взаємодію маси  $m_{\text{вз}}$  із сідлом 4 за умови, щоб контактні напруження не перевищували допустимі.

зворотного ( $x_{\text{вз}} \geq x_{\text{ор}(z)} \geq 0$ )–

$$y_{1z} + 2\beta_{1z} y_{1z} + \omega_{\text{вз}(z)}^2 y_{1z} + \omega_{01}^2 (y_{01} + h_6 - \delta y_{03}^*) + F_T \cdot m_{\text{вз}}^{-1} = -\omega_p^2 U_{\text{вз}(z)}^{0,5} x_{\text{ор}(z)}, \quad (12)$$

де  $\beta_{1z} = 0,5 m_{\text{вз}}^{-1} [c_1 + c_0 \cdot U_{\text{вз}(z)}^{0,25} (\dot{x}_{\text{вз}(z)} \cdot y_{1z}^{-1} - 1)]$ ;

$\beta_{1z} = 0,5 m_{\text{вз}}^{-1} [c_1 + c_0 \cdot U_{\text{вз}(z)}^{0,25} (\dot{x}_{\text{вз}(z)} \cdot y_{1z}^{-1} - 1)]$ – коефіцієнти демпфірування під час

руху маси  $m_{\text{вз}}$ , на її прямому та зворотному ходах;  $\omega_p = \sqrt{\kappa_{\text{ор}} \cdot m_{\text{вз}}^{-1}}$ ;

$\omega_{\text{вз}(z)} = \sqrt{U_{\text{вз}(z)} \omega_p^2 + \omega_{01}^2 (1 + \delta)}$ ;  $\omega_{01} = \sqrt{\kappa_1 m_{\text{вз}}^{-1}}$ ;  $\omega_{02} = \sqrt{\kappa_2 m_{\text{вз}}^{-1}} = \sqrt{\kappa_1 \delta m_{\text{вз}}^{-1}} = \omega_{01} \delta^{0,5}$

(тут  $\delta = \kappa_2 / \kappa_1$ );  $\omega_{\text{вз}(z)} = \sqrt{U_{\text{вз}(z)} \omega_p^2 + \omega_{01}^2 (1 + \delta)}$ – власні кругові частоти ГЛ

відносно маси  $m_{\text{вз}}$ , КП1, втулки-клапана 5 (див. рис. 3.1) т системи ГВБ – ГЦ –

ГЛ під час зворотного ходу маси  $m_{\text{вз}}$ .

Вільні члени в диференціальних рівняннях (11) і (12) створюють певні незручності під час аналізу та дослідження математичної моделі. Цих незручностей можна уникнути шляхом заміни змінних  $y_{1z}$  і  $y_{2z}$  на нові змінні  $Z_{1z}$  та  $Z_{2z}$ , які не змінюють динаміку рухомих ланок ГВБ – ГЦ (плунжера 1 та втулки – клапана 5, див. рис. 3.1):

$$\begin{cases} Z_{1z} = y_{1z} + \omega_{\text{вз}(z)}^2 [\omega_{01}^2 (y_{01} - \delta y_{03}^*) + F_T m_{\text{вз}}^{-1}]; \\ Z_{2z} = y_{2z} + \omega_{\text{вз}(z)}^2 [\omega_{01}^2 (y_{01} + h_6 - \delta y_{03}^*) + F_T m_{\text{вз}}^{-1}]. \end{cases} \quad (13)$$

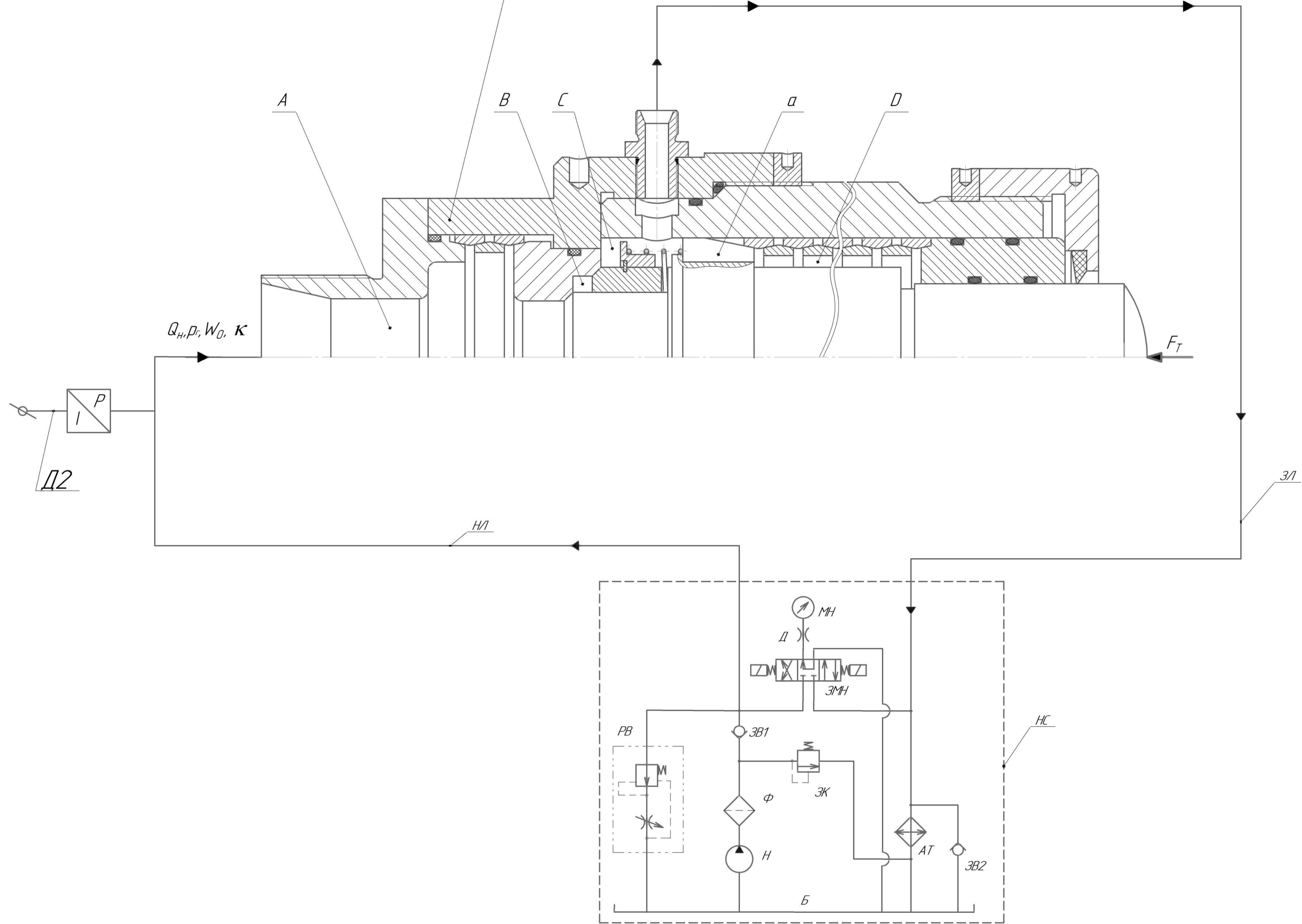
Після алгебраїчних перетворень, диференціальні рівняння (11) та (12)

набудуть вигляду для ходів маси  $m_{\text{вз}}$ :

прямого ( $x_{01} \geq x_{\text{ор}(z)} \geq x_{\text{вз}}$ )–

$$Z_{1z} + 2\beta_{1z} Z_{1z} + \omega_{\text{вз}(z)}^2 Z_{1z} = \omega_p^2 \cdot U_{\text{вз}(z)}^{0,5} x_{\text{ор}(z)}; \quad (14)$$

Дослідний зразок малогабаритного гідроімпульсного вібратора гідроциліндра на базі кільцевих пружин



				<b>08-27.МКР.01.00.009П/1</b>		
Изм.	Лист	№ докум.	Листы	Дата	Гидрокинематична схема стенду для дослідження	Лист
Разраб.	Берусяк Д.О.				дослідного зразка розробленого вібратора	Масштаб
Пров.	Обертюк Р.Р.					1:1
Т.контр.						Лист
Н.контр.	Слодійко А.В.					Листов
Утв.	Полещук Л.К.					1
						<b>ВНТУ, 1ГМ-21М</b>

Перед. примен. Спроб. № Підп. у ділян. Векс. шиф. № Підп. у ділян. Шиф. № шиф. Підп. у ділян.

**4 МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА – ГІДРОЦИЛІНДРА (ГВ – ГЦ) НА БАЗІ КІЛЬЦЕВИХ ПРУЖИН (КП)**

4.1 Початкові (вхідні) дані

Науково обґрунтована методика проєктного розрахунку ГВ – ГЦ на базі КП розробляється згідно технічного завдання (ТЗ) на МКР (див. додаток А) на основі його конструктивної схеми (див. рисунок 3.1) та динамічної і математичної моделей (див. розділ 3 МКР). Основних початкових даних для проєктного розрахунку повинно бути достатньо щоб визначити всі енергетичні, кінематичні, силові та геометричні параметри ГВ – ГЦ, необхідні для розроблення конструкції і виготовлення дослідного зразка вібратора. В загальному випадку, зазвичай, це такі дані, які в процесі розроблення методики можуть доповнюватися додатковими уточнюючими даними:

- номінальний тиск «відкриття» ГПТ вібратора  $p_1 = 10 \text{ МПа}$ . В роботах [5 – 8] (див. розділ 3 МКР) встановлено, що найбільш надійно та стабільно в ГПТ працюють об'єми гідронасоси шестеренного типу (типорозмір НШ) для яких середній номінальний тиск енергоносія 16 МПа;
- діапазон регулювання параметрів віброзавантаження об'єкта техно. об'єкта впливу, що створюється дією на нього плунжера 1 ГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1):
  - частоти вібрацій – 10...100 Гц;
  - амплітуди вібрацій – (0,5...2,0)·10<sup>-3</sup> м;
  - орієнтовні рухomi маси  $m_1$  та  $m_2$  вібратора (див. рисунок 3.1 і розділ 3 МКР);
  - діапазон регулювання попередніх деформацій КП 1 і КП 2. Зважаючи на конструктивні особливості осадкування кільцевих пружин попередньо призначаемо  $y_{01} = (2,0...4,0) \cdot 10^{-3}$  м для КП 1 та  $y_{02} = (0,05...0,2) \cdot 10^{-3}$  м для КП 2 (див. рисунок 3.1);

– постійна максимальна попередня деформація витой пружини 8 (див. рисунок 3.1)  $y_{03} = 8,0 \cdot 10^{-3}$  м;

- квалітет точності спраження спряженні втулки-клапана 5 та циліндричної частини запірного елемента першого ступеня герметизації ГПТ (плунжера 1), вказано на рис. 3.1. Особливості спряження напрямних поверхонь КП1 і КП2 та рекомендована їх точність обґрунтовані в розділі 3 МКР;
- від амплітуди імпульсів тиску  $\Delta p = p_1 - p_2$  [5 – 8] залежить амплітуда вібрацій плунжера 1, яка, основним чином, визначається внутрішнім перелатним відношенням ГПТ ГВ – ГЦ  $u_{21} = A_2^2 \cdot A_1^{-2}$ , яке орієнтовно можна призначити  $u_{21} = 0,25...0,35$ ;

– марки матеріалів основних деталей вібратора (плунжера 1, втулки – клапана 5, плаваючого сідала 4, деталей КП 1 і КП 2 та ін., див. рисунок 3.1) та види їх термічного чи хіміко-термічного оброблення призначаються за результатами детального аналізу їх службового призначення та умов роботи (першочергове значення цей пункт набуває під час безпосереднього розроблення конструкції дослідного зразка вібратора);

– допустимі швидкості  $[V]$  руху енергоносія в напірних і зливних гідролініях ГВ – ГЦ та через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГПТ;

- орієнтовний сумарний об'єм  $W_0$  напірної порожнини гідросистеми ГВ – ГЦ. З метою отримання максимальних частот імпульсів тиску (вібрацій плунжера 1, див. рисунок 3.1), рекомендується призначати об'єм  $W_0$ , по можливості, максимально малим [5 – 8];
- максимальне зусилля  $F_{Tmax}$  опору об'єкта технологічного впливу вібратора з врахуванням зауважень, наведеним в розділі 3 МКР;
- рекомендації з організації найбільш раціональних комунікацій між ланками та деталями ГВ – ГЦ і гідронасосною станцією живлення вібратора.

приріст потенціальної енергії деформації пружного елемента ГЛ (див. розділ 3 МКР);

$$\Delta E_{дл} = 0,5k_s \delta_2^2 = 5 \cdot 10^{-3} \cdot k_s \cdot h_s \quad (4.13)$$

приріст потенціальної енергії деформації витой пружини 8 (див. рисунок 3.1);

$$A_j = F_{k_s} \cdot h_s \quad (4.14)$$

сумарна середня робота в'язких сумарних сил  $F_{k_s}$  тертя під час руху на прямому ході маси  $m_2$  (плунжера 1 та втулки-клапана 5, див. рисунок 3.1 та рисунок 3.2).

Складові  $E_{дл}$  та  $A_j$  рівняння (4.9) порівняно з  $\Delta E_{дл1} + \Delta E_{дл}$  малі, оскільки  $k_2 \ll k_1$ , а режим тертя в зозарах контактних поверхонь рухомих ланок вібратора, плунжера 1 та втулки-клапана 5, рідинний, що обумовлює малу величину  $F_{k_s}$  через малий коефіцієнт тертя  $f \approx 0,005$  [22, 23]. Нехтуючи в (4.9) відміченими складовими, запишемо це рівняння енергобалансу у формі нерівності з врахуванням (4.10), (4.11) і (4.12)

$$A_{ср} = p_{1max} h_s \cdot A_2 \geq \Delta E_{дл1} + \Delta E_{дл} = 0,5k_s h_s^2 + 0,5 p_{1max}^2 \cdot A_2^2 \cdot k_w^{-1} = 0,5k_s h_s^2 + 0,5 p_{1max}^2 \cdot k^{-1} \cdot h_s^{-1} \cdot W_0^2 \quad (4.15)$$

де враховано, що  $k_w = A_2^2 k W_0^{-1}$  (див. розділ 3 МКР).

Розв'язуючи нерівність (4.15) відносно  $A_2$  (середня площа фаски запірного елемента другого ступеня герметизації ГПТ ГВ – ГЦ, див. рисунок 3.1 і розділ 3 МКР), знайдемо

$$A_2 \geq 0,5(k_s h_s p_{1max}^2 + p_{1max}^2 k^{-1} h_s^{-1} W_0^2) \quad (4.16)$$

або 
$$d_2 \geq 0,798(k_s h_s p_{1max}^2 + p_{1max}^2 k^{-1} h_s^{-1} W_0^2)^{0,5} \quad (4.17)$$

**4.2 Розроблення методики проєктного розрахунку**

Параметричний ГПТ, який є частиною (вбудованою) ГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1), належить за класом схеми під'єднання до виконавчого гідроциліндра «на виході» [7], максимальна частота  $\nu_{max}$  імпульсів тиску, що генеруються цим типом ГПТ, впершу чергу визначається величинами подачі енергоносія  $Q_H$  гідронасосної станції живлення вібратора та об'ємом напірної порожнини гідросистеми ГПТ ГВ – ГЦ, оскільки ці величини визначають тривалість  $t_H$  переднього фронту імпульсу тиску (див. рисунок 3.2), відповідно до цих зауважень теоретичне значення подачі  $Q_{HT}$  гідронасоса гідронасосної станції живлення ГВ – ГЦ можна розрахувати за формулою, наведеною в роботі [20]:

$$Q_H = K_{HT} \nu_{max} \cdot p_{1max} W_0 k^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1} \quad (4.1)$$

де  $K_{HT}$  (див. (3.8) – теоретичний цикловий коефіцієнт імпульсів тиску;  $\eta_{OH}$  – об'ємний ККД гідронасоса (для гідронасоса типу НШ, які найбільш доцільні для ГПТ і гідроімпульсних пристроїв,  $\eta_{OH} = 0,95...0,96$  [23]). Циклограма робочого циклу ГВ – ГЦ має оціночний характер і такий же характер має  $K_{HT}$ , тому для практичних розрахунків подачі  $Q_H$  у формулу (4.1) необхідно ввести коефіцієнт запасу  $K_{ж} = 1,1...1,25$  [13]:

$$Q_{HT} = K_{ж} \cdot Q_H \leq [Q_H] \quad (4.2)$$

де  $Q_{HT}$ ,  $[Q_H]$  – відповідно, розрахункове та паспортне значення подачі гідронасоса гідронасосної станції живлення вібратора. Конкретизувати значення  $Q_{HT}$  можна якщо на основі орієнтовної циклограми робочого циклу ГВ – ГЦ (див. рис. 3.2) та поняття масштабу імпульсу тиску  $\mu_p = T_p / 00 = 00 \cdot \nu_{max}$

Згідно з рекомендаціями для  $[V]$ , наведеним вище, можна прийняти  $[V_{r1}] = (1,9...2,5)[V] \approx 15 \text{ м/с}$ , тоді з (4.8) для  $[V_{r1}] = (1,9...2,5)[V]$ , знайдемо

$$d_1 = Q_{HT} / \pi [V_{r1} \cdot h_1] = Q_{HT} / [\pi (1,9...2,5)[V] h_1] = (0,13...0,17) Q_{HT} [V]^{-1} \cdot h_1^{-1} \quad (4.20)$$

Відносний час  $\tau_{HT}$  в (4.7) зменшення рівня тиску енергоносія в напірній порожнині А ГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1) за результатами експериментальних досліджень ГПТ ВМ і ВУМ та гідроімпульсних пристроїв [4 – 8] можна оцінити середнім значенням для  $\tau_{HT} = 2,3...2,8$  для діапазону частоти імпульсів тиску енергоносія  $\nu = (20...100) \text{ Гц}$  та амплітуди його тиску  $\Delta p = (9...10) \text{ МПа}$ . Враховуючи в (4.7) це значення  $\tau_{HT}$ , отримаємо:

$$Q_{HT} = (2,3...2,8) Q_H \quad (4.21)$$

Підставляючи (4.21) в (4.20), матимемо:

$$d_1 = K_{ж} (0,13...0,17)(2,3...2,8) Q_H [V]^{-1} \cdot h_1^{-1} = (0,33...0,57) Q_H [V]^{-1} \cdot h_1^{-1} \quad (4.22)$$

де  $K_{ж} = 1,1...1,2$  – коефіцієнт запасу, що враховує оціночний характер розрахунку  $\tau_{HT}$  та  $Q_{HT}$ .

Середній діаметр  $d_1$  також можна визначити із залежності (3.1) (див. підрозділ 3.1 МКР):

$$A_1 = 0,785 d_1^2 \geq [k(V_{01} + \delta_1) + F_{r1}] \cdot p_{1max}^{-1} \quad (4.23)$$

звідки

$$d_1 \geq 1,13 \cdot \{ [k(V_{01} + \delta_1) + F_{r1}] \cdot p_{1max}^{-1} \}^{0,5} \quad (4.24)$$

с/мм (див. розділ 3 МКР), оцінити  $K_{HT}$  за методикою, наведеною в роботі

[21]:  $K_{HT} \approx 1,88$ .

Враховуючи значення  $K_{HT}$ ,  $K_{ж}$  та середній ККД, остаточно отримаємо  $\eta_{OH} = 0,955$ , остаточно отримаємо:

$$Q_H = (2,16...2,46) \nu_{max} \cdot p_{1max} \cdot W_0 \cdot k^{-1} \leq [Q_H] \quad (4.3)$$

За повністю відкритого ГПТ ГВ – ГЦ плунжер 1 переміщується на хід  $h_k$ , а втулка-клапан 5 на відстань  $h_{05} = h_k + \delta_k = 1,1 h_k$  (див. рисунок 3.1), за яких площ прохідних перерізів (щілини) першого та другого ступенів герметизації ГПТ вібратора, відповідно, будуть:

$$A_{шт1max} = \pi d_1 h_{k1} \quad (4.4)$$

$$A_{шт2max} = \pi d_2 h_{k2} = 1,1 \pi d_2 h_k \quad (4.5)$$

Очевидно, оскільки  $d_2 > d_1$  (див. рис. 3.1),  $A_{шт2max} > A_{шт1max}$ , що і визначальною для швидкості та пропускної здатності ГПТ є площа  $A_{шт1max}$ , через яку за час  $t_{HT}$  зниження тиску енергоносія в гідросистемі вібратора з  $p_1$  до рівня  $p_2$  (зменшення деформації ГЛ з  $x_{01}$  до  $x_{02}$ ), (див. рисунок 3.2) проходить сумарний середній потік  $Q_{HT}$  енергоносія. Час  $t_{HT}$  можна оцінити за аналогією з  $t_H$  за відомою залежністю [8]:

$$t_{HT} = (p_1 - p_2) W_0 / (Q_{HT} \cdot k) \quad (4.6)$$

За припущення, що функція  $p_2 = f(t)$  [14, 15] лінійна для  $t_H$  і  $t_{HT}$ , знайдемо

$$Q_{HT} = Q_H \cdot t_H / t_{HT} = Q_H \cdot \tau_{HT} \quad (4.7)$$

Жорсткість КП1 має порядок:  $-10^6...10^7 \text{ Н/м}$  [21],  $p_{1max} = 10^6 \text{ Н/м}^2$ , а  $F_{r1} = 10^3...10^4 \text{ Н}$ . Оцінка величини порядку складових показує  $k_2(V_{01} + \delta_2) / p_{1max}$  і  $F_{r1} / p_{1max}$  показує, що  $k_2(V_{01} + \delta_2) / p_{1max}$  має порядок  $\sim 1...10$ , а порядок відношення  $F_{r1} / p_{1max} \sim 10^{-1}...10^{-2}$ , що дозволяє у (4.24) відношенням  $F_{r1} / p_{1max}$  знехтувати, тоді

$$d_1 \geq 1,13 \cdot [k(V_{01} + \delta_1) \cdot p_{1max}^{-1}]^{0,5} \quad (4.25)$$

В підрозділі 3.3 МКР було зроблено припущення, що через високу жорсткість КП1 її попередня деформація  $y_{01} \approx h_1$  та прирівнюючи залежності (4.22) і (4.25) (взявши з останньої нерівності крайнє значення), після нескладних алгебраїчних перетворень отримаємо:

$$h_1 = (0,13...0,62) Q_H^{0,5} \cdot p_{1max}^{-0,5} \cdot k_2^{-0,5} [V]^{-0,5} \quad (4.26)$$

Від'ємне перекриття є ходом плунжера 1 та амплітудою вібрацій ГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1 і рисунок 3.2), діапазоном регулювання якої задано в початкових даних (див. підрозділ 4.1 МКР). Приймаючи в (4.26)  $h_1 = h_{1max} = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , знайдемо формулу для оцінки жорсткості  $k_1$  КП1:

$$k_1 = (0,08...0,24) Q_H^2 \cdot p_{1max}^{-2} \cdot [V]^{-2} \cdot h_{1max}^{-3} = (1...3) \cdot 10^7 \cdot Q_H^2 \cdot p_{1max}^{-2} \cdot [V]^{-2},$$

де розмірності:  $k_1$ , Н/м;  $Q_H$ , м<sup>3</sup>/с;  $p_{1max}$ , Па;  $[V]$ , м/с.

Виділяючи з (4.19) та (4.22) добуток  $Q_H [V]$ , отримаємо орієнтовне відношення між  $d_2$  і  $d_1$ :

$$d_2 = (1,53...1,96) \cdot d_1^{0,5} \cdot h_{1max}^{0,5} = (6,9...8,9) \cdot 10^{-2} \cdot d_1^{0,5}, \quad (4.28)$$

де розмірності  $d_2$ , в м та  $d_1$  в м, а  $h_{1max} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

де  $\tau_{HT} = t_H / t_{HT}$  – відносний час зменшення тиску енергоносія в напірній порожнині А ГВ – ГЦ з рівня  $p_1$  до рівня  $p_2$  (див. рисунок 3.1 і рисунок 3.2), причому  $t_{HT} < t_H$ , а значить  $\tau_{HT} > 1$  і  $Q_{HT} > Q_H$ .

Щоб запобігти під час роботи ГПТ ГВ – ГЦ таким негативним явищам як кавітація потрібно обмежити швидкість  $v_{шт}$  енергоносія через  $A_{шт1max}$  не вище допустимої  $[v_{шт}]$  [22]:

$$v_{шт} = Q_{HT} / (\pi d_1 h_k) \leq [v_{шт}], \quad (4.8)$$

Оскільки  $A_{шт1max} < A_{шт2max}$  (див. (4.4) і (4.5) та  $h_{k2} = 1,1 h_{k1}$ , то умова  $v_{шт} < [v_{шт}]$  під час відкриття втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1) забезпечується автоматично.

За прийнятими припущеннями (див. розділ 3 МКР) в зозарах напрямних плунжера 1 та втулки-клапана 5 (див. рисунок 3.1) під час їх руху діє тільки рідинне тертя, що дозволяє енергобаланс прямого ходу плунжера 1 та втулки-клапана 5, елементи яких реалізують перший і другий ступені герметизації ГПТ ГВ – ГЦ, подати рівнянням:

$$A_{ж1} \geq \Delta E_{дл1} + \Delta E_{дл} + \Delta E_{f1} + A_f, \quad (4.9)$$

$$\text{де } A_{ж1} = p_{1max} \cdot h_s \cdot A_2 \quad (4.10)$$

середня робота сил тиску енергоносія за час прямого спільного ходу плунжера 1 та втулки – клапана 5 (маси  $m_2 = m_1 + m_5$ , див. рис. 3.1 і текст розділу 3)  $t_{ж1}$  ( $t_{ж1} = t_{ж1} - t_{ж1}$ ) (див. рисунок 3.2);

$$\Delta E_{дл1} = 0,5k_s h_s^2 \quad (4.11)$$

приріст потенціальної енергії деформації КП 11 (див. рисунок 3.1);

$$\Delta E_{f1} = 0,5k_s x_{01}^2 = 0,5 p_{1max}^2 \cdot A_2^2 \cdot k_w^{-1} \quad (4.12)$$

В розділі 3 МКР проаналізовано амортизуючі дію КП2, яка зменшує ударну взаємодію в кінці зворотного ходу плунжера 1 та втулки-клапана 5 з герметизуючими фасками плаваючого сідала 4 (див. рисунок 3.1), а вибір відповідної ширини герметизуючої фаски  $b_1$  і  $b_2$  (рисунок 4.1) забезпечує контактні напруження цих фасок під час посадки на них фасок плунжера 1 та втулки – клапана 5 нижче допустимих для матеріалів цих деталей ГВ – ГЦ. Ширину фасок  $b_1$  і  $b_2$  можна розраховувати за формулою, наведеною в роботі [6], або призначити їх ширину  $b_1 = b_2 = 2,5...5,0 \text{ мм}$ , яке прийнята для клапанів автомобільних газорозподільних механізмів [32, 33]. Кут  $\alpha$  фасок  $b_1$  і  $b_2$  в клапанних пристроях гідросистем рекомендується приймати рівним 90°...60° [22, 23, 32], щоб під час їх роботи виключити заклинювання клапанів в сідлах. Щоб проміжна порожнина В (див. рисунок 3.1) ГВ – ГЦ мала мінімальний об'єм доцільно фаски  $b_1$  і  $b_2$  розмістити в одній площині «аа1а2», як показано на рисунку 4.1.

За геометричними розрахунками з рисунку 4.1 визначимо:

$$a_1^2 = d_1^2 + 2b_1c = d_1^2 + 2 \cdot 0,5b_1 \cdot \sin(0,5\alpha) = d_1^2 + b_1 \cdot \sin(0,5\alpha); \quad (4.29)$$

$$a_2^2 = d_2^2 + b_2 \cdot \sin(0,5\alpha). \quad (4.30)$$

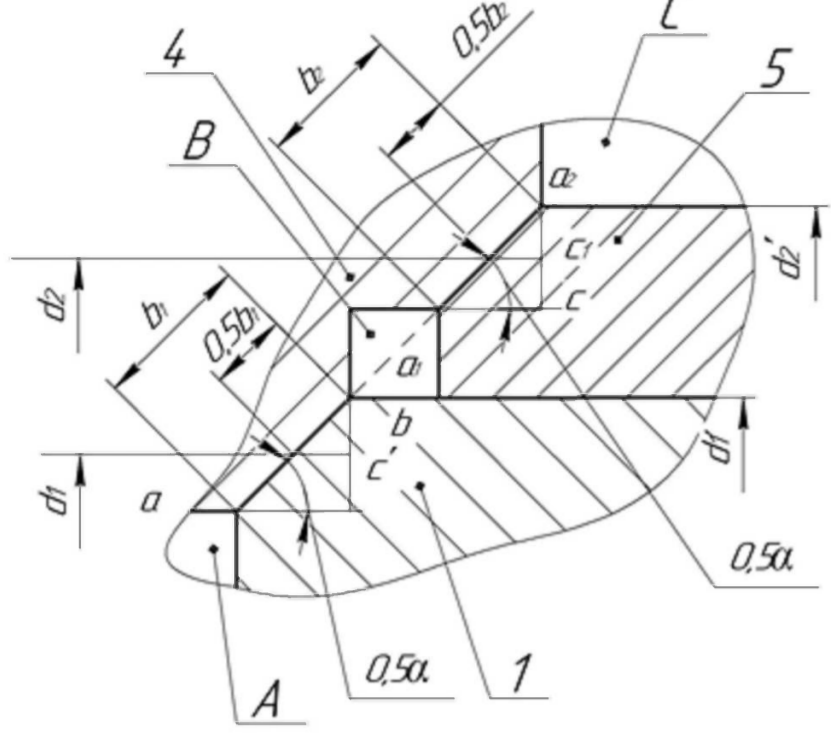
Згідно зроблених вище зауважень беремо  $\alpha = 60^\circ$ ;  $b_1 = b_2 = 4 \text{ мм}$  і з (4.29) та (4.30) остаточно знаходимо:

$$a_1^2 = d_1^2 + 4 \sin 30^\circ = d_1^2 + 2, \text{ мм}^2, \quad (4.31)$$

$$a_2^2 = d_2^2 + 4 \sin 30^\circ = d_2^2 + 2, \text{ мм}^2. \quad (4.32)$$

Як відмічено раніше по тексту МКР, під час прямого ходу плунжера 1 (див. рисунок 3.1) втулка-клапан 5 вилізує частину його прямого ходу руха-

ється разом з плунжером 1 як одне ціле і діаметр  $d_2^*$  є силовим поршнем ГВВ – ГЦ, площа поперечного перерізу якого  $A_2^* = \pi(d_2^*)^2/4 \approx 0,785(d_2^*)^2$  визначає



1 – плунжер 1; 4 – плаваюче сідло 4; 5 – втулка-клапан 5; A, B і C – відповідно, напірна, проміжна та зливна порожнини ГТТ ГВВ – ГЦ (див. рисунок 3.1)

Рисунок 4.1 – Геометрична схема до розрахунку діаметрів  $d_2^*$  та  $d_1^*$

зусилля плунжера 1 ГВВ – ГЦ, що діє на об'єкт технологічного впливу. Це зусилля змінюється від  $F_{\max} = P_{\max} \cdot A_1^* - \bar{k}_1 \cdot y_{01} = P_{\max} \cdot A_1^* - \bar{k}_1 \cdot h_{\text{вмак}}$  до  $F_{\min} = P_{\max} \cdot A_1^* - \bar{k}_1(y_{01} + h_{\text{вмак}}) = P_{\max} \cdot A_1^* - 2\bar{k}_1 h_{\text{вмак}}$ . Середнє зусилля  $F_m = 0,5(F_{\max} + F_{\min}) = P_{\max} \cdot A_1^* - 1,5\bar{k}_1 h_{\text{вмак}} = P_{\max} \cdot A_1^* - 3 \cdot 10^{-3} \bar{k}_1$  (тут:  $h_{\text{вмак}} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $P_{\max}$  в Па;  $A_1^*$  в м<sup>2</sup>;  $\bar{k}_1$  в Н/м).

Жорсткість КП1 та КП2 (див. рисунок 3.1) визначається залежностями (див. (3.2) та (3.3) відповідно, в яких основними складовими є модуль пружності матеріалу кільця пружин їх геометричні параметри – діаметри та кути

конусності кільць  $\beta_1$  і  $\beta_2$  (в розділі 3 МКР прийнято  $\beta_1 = \beta_2 = 12^\circ$  [19]). Під час конструювання КП застосовуються різні підходи, деякі з них описані в роботі [21], які в основному ґрунтуються на технологічності виготовлення корпусних деталей пристрою, наприклад, виконання порожнини D в гільзі 2 розміщення КП1 у вигляді наскрізної розточки (див. рисунок 3.1). Ця розточка є напрямною для зовнішніх кільць 9 КП1, плунжера 1 та втулки 13. Очевидно, багато розмірів таких деталей як ступінчаста втулка 6, зовнішній діаметр  $d_c^*$  плаваючого сідла 4, штуцер – кришка 17, зовнішні розміри гільзи 2, корпусу 3 та ін. можуть визначитися в процесі конструювання вібратора без проведення кінематичних чи силових розрахунків, наприклад стійки порожнини A розміщення КП2, яка знаходиться тривалий період робочого циклу ГВВ – ГЦ під дією високого тиску  $P_{\max}$  енергоносія. Такого ж типу перевірки розрахунки на міцність можуть виконуватися для гвинтів чи шпильок кріплення штуцер-кришки 17 (див. рисунок 3.1).

Згідно з викладеним доцільно діаметр  $d_c^*$  напрямної поверхні плаваючого сідла 4 призначити мінімум на 8 мм більше  $d_c^*$ , тобто

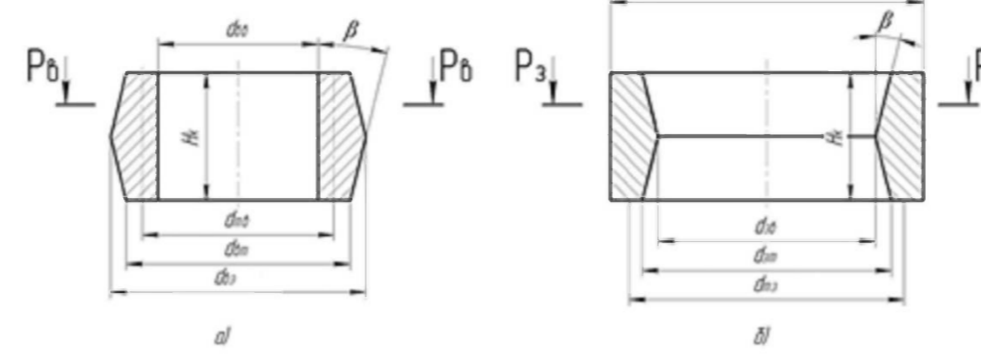
$$d_c = d_c^* + 8, \text{ мм.} \quad (4.33)$$

Такий розмір  $d_c$  напрямної частини плаваючого сідла 4 забезпечує її достатню жорсткість і технологічність.

З точки зору уніфікації доцільно зовнішні 9 та 11 та внутрішні 10 та 12 кільця, відповідно, КП1 і КП2 виконати однаковими, зовнішній діаметр  $d_m$  зовнішніх кільць КП1 і КП2 може варіюватися в межах товщини гільзи 2 та корпусу 3, а розмір отвору  $d_{\text{вн}}$  внутрішніх кільць КП1 і КП2 залежить від товщини  $e_{\text{вн}}$  внутрішніх кільць КП1 і КП2 в середньому (найбільшому), перерізі (рисунок 4.2, а, б),  $e_{\text{вн}} = 0,5(d_{\text{вн}} - d_{\text{вн}})$ .

В роботі [21] рекомендується, щоб жорсткість КП не була надмірною, податливість КП повинна бути прийнятною, що обумовлено максимальною

товщиною кільць в середньому (найбільшому) перерізі  $e_{\text{вн}}$ , в першу чергу для внутрішніх кільць КП, в поперечних перерізах яких виникають стискаючі напруження  $\sigma_c$  під дією цього навантаження  $F_o$  КП (рисунок 4.3):



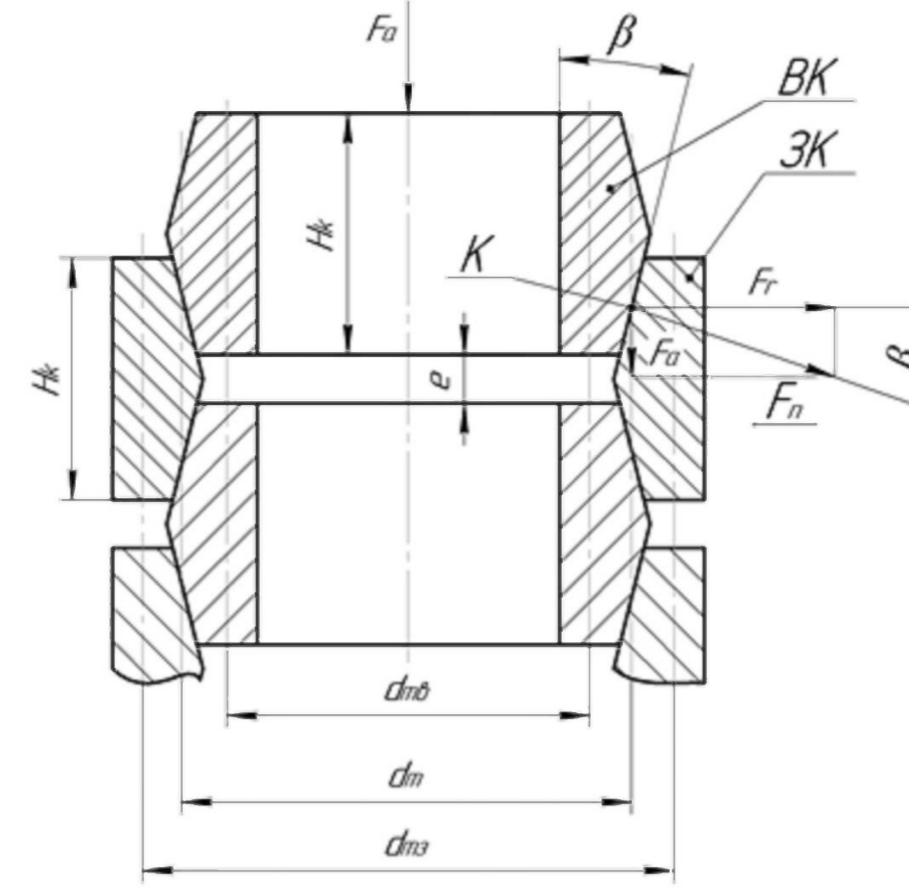
$d_{\text{вн}}, d_{\text{вн}}, d_{\text{вн}}, d_{\text{вн}}$  – відповідно, зовнішній, внутрішній, торцевий і середній діаметри та висота внутрішніх кільць КП1 і КП2;  $d_{\text{вн}}, d_{\text{вн}}, d_{\text{вн}}, d_{\text{вн}}, H_{\text{вн}}$  – відповідно, зовнішній, внутрішній, торцевий і середній діаметри та висота зовнішніх кільць КП1 і КП2;  $p_0 - p_0, p_1 - p_1$  – розрахункові перерізи внутрішнього та зовнішнього кільць КП1 і КП2 в середній точці їх контакту K (див. рисунок 4.3).

Рисунок 4.2 – Ескізи та геометричні розміри внутрішнього (а) та зовнішнього (б) кільць КП1 і КП2

$$\sigma_c = F_o / [\pi A_c \text{tg}(\beta + \varphi)] \approx F_o / (\pi A_c \text{tg} \beta), \quad (4.33)$$

де  $\varphi = 0$  для КП1 та КП2 (див. 3.2) та (3.3);  $A_c$  – усереднена площа поперечного перерізу внутрішнього кільця  $e_{\text{вн}}$  КП в зоні точки K внутрішнього та зовнішнього кільць КП (див. рисунок 4.3).

Згідно схеми навантаження зовнішнього кільця ЗК сила  $F_r = F_o / \text{tg} \beta$  розтягує це кільце, створюючи розтягуючі напруження [21]



BK, ЗК – відповідно, внутрішнє та зовнішнє кільця КП;

$d_m = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}})$  – середній діаметр КП;

$d_{\text{вн}}$  – середній діаметр внутрішнього кільця;

$d_{\text{вн}}$  – середній діаметр зовнішнього кільця;

$H_c$  – висота кільця,  $e$  – зазор між кільцями КП.

Рисунок 4.3 – Схема навантаження зовнішнього кільця ЗК КП (КП1 і КП2) за припущення, що кут тертя  $\varphi = 0$  (рідинний режим тертя)

Згідно схеми навантаження зовнішнього кільця ЗК сила  $F_r = F_o / \text{tg} \beta$  розтягує це кільце, створюючи розтягуючі напруження [13]

$$\sigma_p = F_r / (\pi A_c \text{tg} \beta), \quad (4.34)$$

Жорсткість КП1  $k_1$  та її податливість не повинні бути надмірними чи дуже малими, тому за рекомендаціями роботи [13] призначаємо товщину внутрішніх кільць КП1 і КП2 в середньому перерізі  $e_{\text{вн}} = 4 \text{ мм}$ , тоді

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{вн}} + 2e_{\text{вн}} = d_{\text{вн}} + 2e_{\text{вн}} = d_{\text{вн}} + 8 + 8 = d_{\text{вн}} + 16, \text{ мм.} \quad (4.38)$$

Висоту внутрішніх  $H_{\text{вн}}$  та зовнішніх  $H_{\text{вн}}$  кільць КП1 і КП2 приймемо однаковою,  $H_{\text{вн}} = H_{\text{вн}} = H_{\text{вн}}$  з рекомендованого діапазону  $H_{\text{вн}} = (3 \dots 5)e_{\text{вн}}^*$  [27] (тут  $e_{\text{вн}}^*$  – середня товщина внутрішнього кільця КП1 та КП2. Беремо  $H_{\text{вн}} = 4e_{\text{вн}}$ . В роботі [13] встановлено, що

$$e_{\text{вн}}^* = e_{\text{вн}}^* - (H_{\text{вн}} \text{tg} \beta / 3), \quad (4.39)$$

тоді:

$$H_{\text{вн}} = 12e_{\text{вн}} / (3 + 4 \text{tg} \beta) = 12 \cdot 4 / (3 + 4 \cdot \text{tg} 12^\circ) = 12,5 \text{ мм}; \quad (4.40)$$

$$e_{\text{вн}}^* = 4 - (12,5 \text{tg} 12^\circ) / 3 = 3,125 \text{ мм.}, \quad (4.41)$$

У розрахункових перерізах внутрішніх і зовнішніх кільцях КП1 та КП2, відповідно,  $P_0 - P_0, P_1 - P_1$  (див. рис. 4.2, а, б), які проходять через точку K контакту кільць (див. рис. 4.3) площі поперечного перерізу внутрішніх і зовнішніх кільць КП1 і КП2 однакові і рівні (див. рис. 4.3)

$$A_m = \pi d_m^2 / 4 = \pi \cdot 0,5^2 \cdot 0,25(d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}})^2 \approx 0,196(d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}})^2. \quad (4.42)$$

Згідно з рис. 4.2, а торцевий діаметр  $d_{\text{вн}}$  КП (КП1 чи КП2) розраховуємо за простою формулою

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{вн}} - H_{\text{вн}} \cdot \text{tg} \beta = d_{\text{вн}} + 16 - 12,5 \cdot \text{tg} 12^\circ \approx d_{\text{вн}} + 13,34, \text{ мм.} \quad (4.43)$$

де  $d_{\text{вн}}$  в мм.

Раніше (див. вище по тексту розділу 4 МКР було прийнято припущення, що  $A_1 = A_1 = A_{\text{вн}}$  (див. (4.33), (4.34), (4.42) і, оскільки міцність КП (КП1 і КП2) визначає міцність її зовнішніх кільць на розтяг  $\sigma_p = F_r / (\pi A_c \text{tg} \beta) \leq [\sigma_p]$ , то, з метою певного запасу міцності КП, беремо  $F_r = F_{\text{вн}} = P_{\text{вн}} \cdot A_1^* - \bar{k}_1 \cdot h_{\text{вн}} = P_{\text{вн}} \cdot A_1^* - 2 \cdot 10^{-3} \bar{k}_1 \approx 0,785 P_{\text{вн}} (d_{\text{вн}}^*)^2 - 2 \cdot 10^{-3} \bar{k}_1$  ( $A_1^* = 0,785(d_{\text{вн}}^*)^2$ ;  $P_{\text{вн}}$  в Па;  $h_{\text{вн}} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\bar{k}_1$  в Н/м, знайдено з (4.27). У формулі міцності зовнішнього кільця КП (КП1 чи КП2), що визначає його міцність на розтяг, беремо крайній випадок, коли  $\sigma_p = [\sigma_p]$ , так визначаємо:

$$A_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}}^2 / 4 \approx 0,785 d_{\text{вн}}^2 = F_{\text{вн}} / (\pi [\sigma_p] \text{tg} \beta) \approx 1,498 [\sigma_p]^{-1}; \quad (4.44)$$

$$d_{\text{вн}} = 2\pi^{-1} [\sigma_p]^{-0,5} \text{tg} \beta^{-0,5} F_{\text{вн}}^{0,5} = 1,382 F_{\text{вн}}^{0,5} [\sigma_p]^{-0,5}, \quad (4.45)$$

де  $\beta = 12^\circ$  (раніше прийнято).

Якщо припустити, що спільна точка K контакту зовнішнього та внутрішнього кільць  $K_{\text{вн}}$  знаходиться від торців кільць на відстані  $H_{\text{вн}} / 4$ , тоді, згідно з рис. 4.3, розміри зовнішнього кільця (див. рис. 4.2, б і рис.4.3):

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{вн}} + 0,5 H_{\text{вн}} \cdot \text{tg} \beta = d_{\text{вн}} + 0,5 \cdot 12,5 \cdot \text{tg} 12^\circ \approx d_{\text{вн}} + 1,328, \text{ мм}; \quad (4.46)$$

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{вн}} - H_{\text{вн}} \cdot \text{tg} \beta = d_{\text{вн}} - 1,329, \text{ мм.} \quad (4.47)$$

З рівності площ поперечного перерізу зовнішнього та внутрішнього кільць КП (КП1 і КП2) в точці K (див. рис. 4.3), знаходимо:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{2d_{\text{вн}}^2 - d_{\text{вн}}^2} = \sqrt{2d_{\text{вн}}^2 - d_{\text{вн}}^2}; \quad (4.48)$$

$$e_{\text{вн}}^* = 0,5(d_{\text{вн}} - d_{\text{вн}}), \quad (4.49)$$

де  $e_{\text{вн}}^*$  – максимально товщина зовнішнього кільця КП.

Повне число кільць  $n_{\text{к1}}$  КП1 знаходимо з формули (3.2) (див. розділ 3 МКР):

$$n_{\text{к1}} = 0,25 C_{\text{вн}} \pi d_{\text{вн}}^2 \bar{k}_1^{-1} + 3 = 0,25 \pi^2 \text{tg}^2 \beta E d_{\text{вн}}^2 \bar{k}_1^{-1} + 3 = 0,11 E d_{\text{вн}}^2 \bar{k}_1^{-1} + 3. \quad (4.50)$$

Врахувуючи у (3.4) (4.50), визначимо необхідну жорсткість КП2:

$$k_2 = 0,5 \bar{k}_1 (n_{\text{к1}} - 3) = 0,055 E \cdot d_{\text{вн}}. \quad (4.51)$$

Зовнішні кільця КП1, за виключенням крайнього правого (за кресленням, див. рис. 3.1), під час роботи ГВВ – ГЦ здійснюють зворотно-поступальний рух під дією осевого зусилля  $F_o$  (див. (4.34) деформуються в радіальному напрямку на  $\Delta_r$  (радіальна діаметральна деформація, див. (4.35), що спричиняє збільшення зовнішнього діаметра  $d_{\text{вн}}$  (див. рис. 4.2, б) і зменшення зазору  $\Delta_{\text{вн}}$  в спряженні зовнішніх кільць 9 КП1 по діаметру  $d_{\text{вн}}$  з поверхню отвору  $d_{\text{вн}}$  в гільзі 2 (див. рис. 3.1). Щоб запобігти можливому заклинюванню зовнішніх кільць 9 КП1 необхідно виконати умову

$$\Delta_{\text{вн}} \leq \Delta_{\text{вн}}^*, \quad (4.52)$$

де  $\Delta_{\text{вн}}$  – радіальна діаметральна деформація зовнішніх кільць 9 відносно діаметра  $d_{\text{вн}}$ . Цю деформацію можна оцінити на основі пропорції відносно деформації  $\Delta_r$  відносно  $d_{\text{вн}}$  (див. (4.35), де прийнято  $\sigma_p = [\sigma_p]$ , а  $d_{\text{вн}} = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}})$  (див. рис. 4.2, б):

$$\Delta_{\text{вн}} = 2d_{\text{вн}} \cdot \Delta_r / (d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}}) = d_{\text{вн}} \cdot [\sigma_p] \cdot E^{-1}. \quad (4.53)$$

Умова (4.52) забезпечується вибором потрібної ходової посадки спряження зовнішніх кільць 9 КП1 по діаметру  $d_{\text{вн}}$  гільзі 2 (див. рис. 3.1), згідно системи допусків і посадок в системі отвору [28]  $\Delta_{\text{вн}} = d_{\text{вн}}^{\text{макс}} - d_{\text{вн}}^{\text{мін}}$ ,  $d_{\text{вн}}^{\text{макс}} = d_{\text{вн}}^{\text{овт}} + ES$ ,  $ES = 0$  – верхнє межове відхилення основного отвору  $d_{\text{вн}}^{\text{овт}}$ , а

де  $A_c$  – усереднена площа поперечного перерізу зовнішнього ЗК кільця КП в точці K контакту (див. рис. 4.3). Напруження розтягу  $\sigma_p$  та стиснення  $\sigma_c$  можна також виразити через відносні  $\epsilon_r$  та  $\epsilon_c$  або абсолютні  $\Delta_r$  та  $\Delta_c$  деформації кільць ЗК і BK за законом Гука [26]:

$$\sigma_p = \epsilon_r \cdot E = [\Delta_r / (d_{\text{вн}})] \cdot E; \quad (4.35)$$

$$\sigma_c = \epsilon_c \cdot E = [\Delta_c / (d_{\text{вн}})] \cdot E. \quad (4.36)$$

де E – модуль пружності матеріалу кільць.

Радіальні деформації, які  $\Delta_r$  та  $\Delta_c$ , які за відомих значень  $\sigma_p$  і  $\sigma_c$  легко визначити з (4.35) та (4.36), спричиняють осеві зміщення кільць BK і ЗК одне відносно іншого [13], причому ці кільця КП зміщуються в одному напрямку. В роботі [13] доведено, що за припущення  $A_1 = A_1 = A_{\text{вн}}$ ,  $|\sigma_c| = |\sigma_p| = |\sigma|$  (за модулем). Оскільки розтяг є більш небезпечним напруженням станом для матеріалів, то міцність КП буде гарантована, якщо максимально можливе осеве переміщення кільць КП визначити за формулою [13]

$$\delta_{\text{вн}} = 0,5(\Delta_{\text{вн}} + \Delta_{\text{вн}}) / \text{tg} \beta = [\sigma_p] d_{\text{вн}} / (E \cdot \text{tg} \beta), \quad (4.37)$$

де  $|\sigma| = [\sigma_p]$  – допустиме напруження матеріалу кільць на розтяг.

Раніше було зазначено, що за конструктивною схемою ГВВ – ГЦ (див. рис. 3.1) розміри КП1 та КП2 можуть варіюватися в широкому діапазоні в залежності від розмірів корпусних (гільза 2 та корпус 3) та інших деталей вібратора. На наш погляд доцільно діаметр отвору внутрішніх кільць 10 і 12, відповідно, КП1 та КП2 призначити рівним  $d_{\text{вн}}$  – діаметру напрямної поверхні плаваючого сідла 4 (див. рис. 3.1 і рис. 4.2, а).

$$L_{\text{кп1}} = (n_{\text{к1}} - 1) \cdot (H_{\text{к}} + e) + \lambda_{\text{вн}} = (n_{\text{к1}} - 1) \cdot (H_{\text{к}} + e) + 2h_{\text{вн}}. \quad (4.58)$$

$L_{\text{кп1}}$  уточнюється в процесі розроблення конструкції дослідного зразка ГВВ – ГЦ.

Вита пружина 8, яка утворює початковий потрібний контактний  $p_c$  тиск в зоні герметизації втулки-клапана 5 (див. (3.7) і рис. 3.1), повинна також працювати в динамічному коливальному процесі «відкриття – закриття» другого ступеня герметизації ГТТ (втулки – клапана 5), що реалізується за умови [1 – 4, 13] (див. підрозділ 3.3 МКР)

$$\omega_{02} = \sqrt{k_2 m_2^*} \geq \sqrt{2} \cdot 2\pi v_{\text{вн}} \approx 8,88 v_{\text{вн}}, \quad (4.59)$$

Звідки

$$k_2 \geq 8\pi^2 m_2 v_{\text{вн}}^2 \approx 78,85 m_2 v_{\text{вн}}^2. \quad (4.60)$$

Як відзначалося в розділі 3 МКР, попередня деформація вити пружини 8  $y_{\text{вн}}$  забезпечується під час збирання ГВВ – ГЦ, чим забезпечується початкове зусилля цієї пружини  $F_{\text{вн}} = k_2 \cdot y_{\text{вн}}$ . Робоче зусилля пружини 8 розвивається під час ходу втулки-клапана 5 на відстань зазору  $e_k \approx 0,1 h_{\text{вн}}$ :  $F_{\text{вн}} = k_2(y_{\text{вн}} + e_k) = k_2(y_{\text{вн}} + 0,1 h_{\text{вн}})$  і далі змінюється, так як більшу частину тривалості робочого циклу ГВВ – ГЦ, втулка-клапан 5 і плунжер 1 рухаються як одне ціле (див. розділ 3 МКР). Параметри вити пружини 8 є стандартними і розраховуються за методикою, наведеною в «ГОСТ 13764-68...ГОСТ 13776-68. Пружини винтові циліндричні сжатия и растяжения из стали круглого сечения».

Геометричні розміри інших деталей ГВВ – ГЦ, таких як елементи плунжера 1, гільзи 2, корпусу 3, плаваючого сідла 4 тощо визначаються за загальними, якими правилами конструювання гідралічних і машинобудівних машин та механізмів під час розроблення конструкції вібратора [1 – 4, 19 – 24]. За необхідності, крім наведених, також можуть виконуватися різного виду перевірки розрахунки окремих деталей і вузлів ГВВ – ГЦ на міцність і жорсткість.

## ДОДАТОК В

### **ПОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ НАВЧАЛЬНОЇ (КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ) РОБОТИ**

**МАЛОГАБАРИТНИЙ ГІДРОІМПУЛЬСНИЙ ВІБРАТОР – ГІДРОЦИЛІНДР  
НА БАЗІ КІЛЬЦЕВИХ ПРУЖИН**

## ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ НАВЧАЛЬНОЇ (КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ) РОБОТИ

Назва роботи: «Малозабаритний гідроімпульсний вібратор-гідроциліндр на базі кільцевих пружин»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота  
(кваліфікаційна робота, курсовий проект (робота), реферат, аналітичний огляд, інше (зазначити))

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ, ІГМ-21м  
(кафедра, факультет (інститут), навчальна група)

Науковий керівник Обертюх Р.Р., професор кафедри ГМ  
(прізвище, ініціали, посада)


### Показники звіту подібності

Plagiat.pl (StrikePlagiarism)		Unicheck	
КП1		Оригінальність	91,4%
КП2			
Тривога/Білі знаки	/	Схожість	8,6%

### Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне)

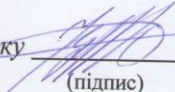
- ✓ Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.
- Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Заявляю, що ознайомлений (-на) з повним звітом подібності, який був згенерований Системою щодо роботи

Автор  Бруслик Д.О.  
(підпис) (прізвище, ініціали)

### Опис прийнятого рішення

Ознак академічного плагіату не виявлено

Особа, відповідальна за перевірку  Шенфельд В. Й.  
(підпис) (прізвище, ініціали)

Експерт \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище, ініціали, посада)