

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи
магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Віброударний гідроімпульсний вібратор –
гідроциліндр на базі прорізних пружин»

08-62.МКР.05.000.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи 1ГМ-23м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Іван КОСТИНЮК

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., професор

Роман ОБЕРТЮХ

(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент

Віталій ОГНЕВИЙ

(прізвище та ініціали)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Леонід ПОЛІЩУК

«12» зрудня 2024р.

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

Затвердувач кафедри ГМ

Леонід ПОЛІЩУК

«17» вересня 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Івану КОСТИНЮКУ

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Віброударний гідроімпульсний вібратор – гідроциліндр (ВГВ – ГЦ) на базі прорізних пружин».

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к. т. н., проф. Роман ОБЕРТЮХ, затверджено наказом № 310 вищого навчального закладу від «17» вересня 2024 р.

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12. 2024 р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) номінальний тиск «відкриття» робочої рідини (енергоносія) живлення параметричного генератора імпульсів тиску (ГІТ) ВГВ – ГЦ – 10 МПа;; 2) тип енергоносія – мінеральна олива (мастило) типу И – Г – А 32 – И – Г – А 68; 3) орієнтовний діапазон регулювання параметрів вібронавантаження об'єкта технологічного впливу: амплітуди вібрацій ударного плунжера вібратора – $(3,6...4,0) \cdot 10^{-3}$ м; частоти ударних імпульсів (частоти імпульсів тиску енергоносія) – $10...100$ Гц; 4) орієнтовне внутрішнє передачне відношення ГІТ вібратора – $u_{21} = 0,25...0,35$; 5) усталена температура робочого циклу ВГВ – ГЦ (термодинамічний режим – ізотермічний) – 313 К; 6) орієнтовний сумарний об'єм напірної порожнини ВГВ – ГЦ – $W_{0\Sigma} = (0,6...0,9) \cdot 10^{-3}$ м³.

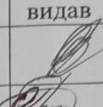
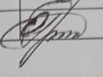
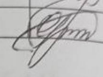
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1) вступ; 2) аналіз конструктивних схем вібраторів з різними типами приводів; 3) розроблення конструктивної схеми та конструкції ВГВ – ГЦ; 4) розроблення динамічної та математичної моделей ВГВ – ГЦ та їх аналіз; 5) створення методика проєктного ВГВ – ГЦ; 6) методика експериментального дослідження дослідного зразка ВГВ – ГЦ; 7) економічне оцінювання доцільності розробки.

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

1) Огляд найбільш поширених вібраційних приводів (пл. ф.А1); 2) принципові та конструктивні схеми відомих генераторів імпульсів тиску (пл. ф.А1); 3) огляд патентних джерел інформації (пл. ф.А1); 4) конструктивна схема віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра на базі прорізних пружин (пл. ф.А1); 5) розрахункова схема вібратора та орієнтовна циклограма його робочого циклу; 6) динамічні моделі прямого та зворотного ходів виконавчих ланок ВГВ – ГЦ – ГІТ та силового блоку (пл. ф.А1); 7) спрощені динамічні моделі прямого та зворотного

ходів; 8) математичні моделі прямого та зворотного ходів виконавчих ланок – ГЦ (пл. ф.А1) (пл. ф.А1); 9) гідро кінематична схема стелю для дослідного зразка розробленого вібратора (ф.А1); 10) основні залежності мети ки проектного розрахунку ВГВ – ГЦ для визначення його енергетичних і георичних параметрів (3 арк. 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 ОБЕР-ТЮХ		
Економічний	к. т. н., доц. Ратушняк О. Г.		

7. Дата видачі завдання 4.09.2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

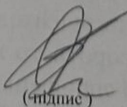
№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Вступ	01.10.2024р	виконано
2	Аналіз та тенденції розвитку елементів конструкції вібраційного приводу	15.10.2024р	виконано
3	Розроблення конструктивної схеми та конструкції ВГВ – ГЦ.	02.11.2024р	виконано
4	Розроблення динамічної та математичної моделей ВГВ – ГЦ	19.11.2024р	виконано
5	Створення методика проектного розрахунку ВГВ – ГЦ.	22.11.2024р	виконано
6	Економічне оцінювання доцільності розробки.	25.11.2024р	виконано
7	Розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності.	26.11.2024р	виконано
8	Розроблення складального кресленника ВГВ – ГЦ.	09.12.2024р	виконано
9	Підготовка ілюстративної частини МКР	12.12.2024р	виконано
10	Попередній захист на кафедрі	20.12.2024р	виконано

Студент


(підпис)

Іван КОСТИНЮК
(ім'я та прізвище)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи


(підпис)

Роман ОБЕРТЮХ
(ім'я та прізвище)

АНОТАЦІЯ

УДК 621.979.3+62-822+62-553

КОСТИНЮК Іван. Вібродударний гідроімпульсний вібратор – гідроциліндр на базі прорізних пружин 133 – галузеве машинобудування, освітня програма – галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2024. 128 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 15 назв; рис.: 21; табл. 13.

Розроблено нову конструкцію вібродударного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра силова ланка якого виконана у вигляді ударного плунжера, навантаженого потужною прорізною пружиною, що разом з ударним плунжером є гідромеханічним акумулятором, який накопичує потенціальну енергію за рахунок деформації ПП для вібродударного режиму роботи, реалізація якого здійснюється параметричним однокаскадним клапанним генератором імпульсів тиску енергоносія, перший і другий ступені герметизації якого суміщені в одній конструкції з другою прорізною пружиною. Силова ланка – гідромеханічний акумулятор і генератор імпульсів тиску об'єднані в одній конструкції, створеного за результатами схемного пошуку та аналізу принципів і конструктивних схем вібраторів з різними типами приводів.

З метою створення науково обґрунтованої методики проєктного розрахунку вібратора-гідроциліндра, розроблено його динамічну модель, на основі якої та обґрунтованих припущень побудовано та проаналізовано математичну модель вібратора. За результатами цього аналізу розроблена методики проєктного розрахунку, за відносно простими формулами якої визначені основні енергетичні, силові та геометричні параметри вібратора, на основі яких виконано складальний кресленик дослідного зразка.

Ключові слова: акумулятор; амплітуда; витрата; генератор імпульсів тиску; гідравлічна ланка; гідронасос; деформація; дросель; енергоносії; модель; подача; удар; частота.

ABSTRACT

UDC 621.979.3+62-822+62-553

KOSTYNYUK Ivan. Vibro-shock hydro-impulse vibrator – hydraulic cylinder based on slotted springs 133 – branch mechanical engineering, educational program – branch mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2024. 128 p.

In Ukrainian. Bibliography: 15 titles; fig.: 21; tab. 13.

A new design of a vibration-shock hydropulse vibrator has been developed - a hydraulic cylinder, the power link of which is made in the form of a shock plunger loaded with a powerful slotted spring, which together with the shock plunger is a hydromechanical accumulator that accumulates potential energy due to the deformation of the PP for the vibration-shock mode of operation, the implementation of which is carried out by a parametric single-stage valve generator of energy carrier pressure pulses, the first and second stages of sealing of which are combined in one design with a second slotted spring. The power link - a hydromechanical accumulator and a pressure pulse generator are combined in one design, created according to the results of a schematic search and analysis of the principle and design schemes of vibrators with different types of drives.

In order to create a scientifically substantiated methodology for the design calculation of a vibrator-hydraulic cylinder, its dynamic model was developed, on the basis of which and reasonable assumptions, a mathematical model of the vibrator was built and analyzed. Based on the results of this analysis, a design calculation methodology was developed, using relatively simple formulas of which the main energy, power and geometric parameters of the vibrator were determined, on the basis of which the assembly drawing of the prototype was made.

Keywords: accumulator; amplitude; flow rate; pressure pulse generator; hydraulic link; hydraulic pump; deformation; throttle; energy carrier; model; feed; impact; frequency

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ

ABSTRACT

ВСТУП	4
1 АНАЛІЗ ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВОДУ	8
1.1 Класифікація гідравлічних генераторів імпульсів тиску.....	8
1.2 Огляд найбільш поширених конструктивних схем	14
1.3 Патентно-інформаційний огляд	23
2 ОПИС РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОУДАРНОГО ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБАТОРА – ГІДРОЦИЛІНДРА НА БАЗІ ПРОРІЗНИХ ПРУЖИН	29
3 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ВІБРОУДАРНОГО ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБАТОРА-ГІДРОЦИЛІНДРА НА БАЗІ ПРОРІЗНИХ ПРУЖИН	33
3.1 Конструктивна схема віброударного гідроімпульсного вібратора- гідроциліндра на базі прорізних пружин та принцип його роботи	33
3.2 Розроблення динамічної моделі віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра	38
3.3 Розроблення математичної моделі віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра на базі прорізних пружин	55
3.4 Висновки.....	62
4 МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВІБРОУДАРНОГО ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБАТОРА-ГІДРОЦИЛІНДРА (ВГВ-ГЦ) НА БАЗІ ПРОРІЗНИХ ПРУЖИН	65
4.1 Початкові (вхідні) дані.....	65
4.2 Розроблення методики проєктного розрахунку	67
4.3 Висновки.....	83
5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОЗРОБКИ.....	84
5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	84

5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи	90
5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки .	98
5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності	100
ВИСНОВКИ.....	103
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	105
Додаток А – ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	107
Додаток Б – ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА.....	115
ДОДАТОК В – ПРОТОКОЛ ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ.....	127

ВСТУП

Актуальність теми. В різних галузях промисловості та народного господарства широко використовуються вібраційні технології для вібропресування виробів з порошків, виготовлення ливарних форм і залізобетонних конструкцій, під час механічного оброблення деталей машин (віброрізання, вібросвердління тощо) і деформаційного зміцнення поверхневим деформуванням і т. ін.. Для реалізації цих технологій застосовуються технологічні вібраційні (ВМ) та віброударні (ВУМ) машини та пристрої з механічним, пневматичним, гідравлічним, гідроімпульсним, електромагнітним і комбінованим приводами [1 – 5]. Серед відмічених типів приводів, як показує аналіз їх переваг і недоліків, можна виділити, відносно новий тип привода – гідроімпульсний (ГІП)[1], який дозволяє забезпечити високі робочі зусилля (до 320 кН та більше) і широкий діапазон регулювання параметрів вібрації (частоти – 1...100 Гц, амплітуди – $(0,1...10)10^{-3}\text{м}$) на виконавчій ланці ВМ і ВУМ. ГІП простий та надійний в експлуатації та має відносно малу металомісткість. Ідея та основні принципи побудови ГІП розроблені І. Б. Матвєєвим [1]. В наш час розроблення нових схем та конструкцій ГІП, теоретичні та експериментальні дослідження динамічних процесів в ГІП і створення на їх основі науково обґрунтованих методик проєктного розрахунку машин і пристроїв на базі ГІП продовжується та розвивається здебільшого працями наукової школи ГІП ВНТУ, створеної І. Б. Матвєєвим.

Найбільш важливою ланкою ГІП є генератор імпульсів тиску (ГІТ) робочої рідини (енергоносія) параметричного типу, який генерує імпульси тиску в робочій (напірній) порожнині гідродвигуна (гідроциліндра) – виконавчої ланки ГІП ВМ чи ВУМ, внаслідок чого ця ланка приводиться у вібраційний рух, за рахунок якого реалізується вібраційне силове навантаження технологічного об'єкта впливу ВМ чи ВУМ. ГІТ, регулюючи параметри імпульсів тиску (їх частоту ν та амплітуду Δp), керує, таким чином,

режимом вібронавантаження технологічного об'єкта впливу ВМ чи ВУМ або гідроімпульсного пристрою (наприклад, для віброрізання [2]).

Новим напрямом розвитку ГП, який започатковано та інтенсивно розвивається в працях Р. ОБЕРТЮХА та А. СЛАБКОГО та ін. послідовників І. Б. Матвєєва, є створення ГП та гідроімпульсних пристроїв і параметричних однокаскадних ГІТ на базі суміщення їх запірних ланок (елементів) з пружними елементами високої жорсткості типу прорізних (ПП) і кільцевих (КП) пружин [], а також розроблення на основі такого ГП та ГІТ малогабаритних гідроімпульсних вібраторів – гідроциліндрів (ГІВ – ГЦ), в яких ГІТ та гідродвигун (гідроциліндр) суміщені в одній конструкції [2]. В цих ГІВ – ГЦ, з метою підвищення пропускної здатності параметричних однокаскадних ГІТ, використовують короткі ПП (чи КП), жорсткість яких визначається на межі допустимих напружень в елементах пружин, що виникають в поперечних перерізах ПП (чи КП) за максимально можливих їх навантажень, а зменшення ходу запірних елементів ГІТ, суміщених з силовою ланкою ГІВ – ГЦ, за рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття h_0) на обох ступенях герметизації ГІТ (зміни площі запірних елементів [2, 5]) шляхом застосування фасочної (клапанної) герметизації цих ступенів, дозволяють побудувати ГІВ – ГЦ з широким діапазоном регулювання амплітуди та частоти вібрацій. ГІВ – ГЦ можуть використовуватись як самостійні гідроапарати – вібратори, або у вигляді гідродвигуна ГП ВМ і ВУМ, в якому в одній конструкції поєднані функції ГІТ та гідродвигуна (гідроциліндра).

Мета і задачі дослідження. Мета магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) – розроблення віброударного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ВГВ – ГЦ) на баз прорізних пружин (ПП).

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- виконати аналіз відомих технічних рішень і схем вібраторів, що використовуються у приводах ВМ і ВУМ;

– за результатами зробленого аналізу розробити конструктивну схему віброударного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ВГВ – ГЦ) у вигляді поєднаних в одній конструкції силового ударного блока з гідромеханічним акумулятором потенціальної енергії бази ПП та однокаскадного параметричного ГТТ, перший і другий рівні герметизації якого суміщені з ПП;

– на основі якісного аналізу будови та принципу дії ВГВ – ГЦ за його конструктивною схемою розробити орієнтовну циклограму робочого циклу та динамічну модель ВГВ – ГЦ з гідравлічною ланкою (ГЛ) у вигляді тіла Кельвіна – Фойхта [];

– за створеною динамічною моделлю та орієнтовною циклограмою робочого циклу ВГВ – ГЦ розробити математичну модель вібратора у вигляді диференціальних рівнянь руху, умов однозначності та витрат енергоносія рухомих мас ВГВ – ГЦ під час їх прямого та зворотного ходів;

– ґрунтуючись на аналізі динамічної та математичної моделей ВГВ – ГЦ і орієнтовній циклограмі його робочого циклу, розробити методику проєктного розрахунку вібратора та визначити значення його основних енергетичних силових і геометричних параметрів за заданих початкових даних;

– розробити принципову схему стенда для експериментального дослідного зразка ВГВ – ГЦ, з метою перевірки коректності його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень і розробити методику проведення цих досліджень;

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

Об’єкт дослідження – динамічні процеси у ВГВ – ГЦ.

Предмет дослідження – віброударний гідроімпульсний вібратор –

гідроциліндр на базі ПП.

Методи дослідження. Дослідження динамічних процесів у ВГВ – ГЦ методами побудови динамічної і математичної моделей з їх аналізом та наступним (за межами МКР, наприклад на етапі третього рівня освіти) їх дослідженням за допомогою прикладних комп'ютерних програм, наприклад, MATLAB 6.5.

Наукова новизна одержаних результатів.

Розроблено та проаналізовано динамічну і математичну моделі ВГВ – ГЦ, силовий блок та ГІТ якого побудовані базі прорізних пружин, а гідравлічна ланка вібратора представлена в'язко-пружною моделлю у вигляді тіла Кельвіна – Фойхта.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено методику проєктного розрахунку ВГВ – ГЦ, яка дозволяє за відносно простими залежностями (формулами) визначити його основні геометричні, енергетичні та силові параметри. Створена конструкція ВГВ – ГЦ може використовуватись як робочий гідроциліндр з вбудованим ГІТ для приведення у вібраційний рух виконавчих ланок технологічних ВУМ різного призначення, а також як індивідуальний пристрій для реалізації різноманітних видів вібраційних технологій, наприклад, деформаційного зміцнення деталей поверхневим деформуванням тощо.

Особистий внесок здобувача. Розроблено конструкцію ВГВ – ГЦ, динамічну та математичну його моделі, які адекватно описують роботу вібратора, а також створена науково обґрунтована методика його інженерного проєктного розрахунку. Розроблено принципову схему стенда для експериментального дослідження дослідного зразка ВГВ – ГЦ та визначені основні напрямки проведення експериментів.

Апробація результатів дослідження. Апробація результатів дослідження і дослідно-конструкторських розробок ВГВ – ГЦ доповідалась на НТК ВНТУ.

1 АНАЛІЗ ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВОДУ

1.1 Класифікація гідравлічних генераторів імпульсів тиску

Гідравлічні генератори імпульсів тиску (ГІТ) повідомляють коливання робочого органу вібромашини або внаслідок використання пульсуючого джерела робочої рідини, або переривання потоку робочої рідини постійної витрати за допомогою золотникових пристроїв. Золотниковими пристроями можуть керувати або зовнішній привід, або сам ГІТ відповідно до положення його виконавчого органу [1].

Гідравлічні ГІТ за принципом дії ділять на пульсаторні, автоколивальні, що слідкуючі та самокерувальні.

Вібробудники першого типу побудовані за принципом порушення виконавчого органу (гідроциліндра) пульсуючим тиском, що створюється пульсуючим потоком робочої рідини. Найбільш широке поширення отримали пульсаторні ГІТ, які мають замкнутий робочий об'єм і характеризуються відсутністю протоки робочої рідини. Знаходять застосування ГІТ односторонньої та двосторонньої дії. По-перше робоча рідина здійснює роботу тільки під час прямого ходу, а зворотний хід здійснюється під дією пружної системи вібромашини. У ГІТ двосторонньої дії зворотний хід відбувається також під дією робочої рідини.

В автоколивальних і самокерувальних гідравлічних ГІТ періодична сила, що змушує, створюється при живленні від магістралі постійного тиску внаслідок наявності спеціальної системи, що автоматично здійснює періодичне підведення і відведення робочої рідини. Поршень гідроциліндра сам управляє рухом розподільчого золотника, забезпечуючи безперервність поворотно-поступального руху.

Слідкуючими називають вібратори, які мають жорсткий негативний зворотний зв'язок переміщення між гідророзподільником і робочим органом машини.

В автоколивальних та самокерувальних ГІТ періодична змушувальна сила, створюється при живленні від магістралі постійного тиску внаслідок наявності у вібратора спеціальної системи, що автоматично здійснює періодичне підведення і відведення робочої рідини. Поршень гідроциліндра сам керує рухом розподільчого золотника, забезпечуючи безперервність зворотно-поступального руху [5].

В автоколивальних системах коливання збуджуються через наявність у слідкуючій гідравлічній системі нелінійного елемента – зазору в жорсткому зворотному зв'язку. У слідкуючих вібраторах коливання генеруються завдяки наявності спеціальних пристроїв, що забезпечують перемикання золотника, що керується, в момент знаходження поршня гідроциліндра в крайньому положенні. Частота коливань регулюється тиском, що підводиться, амплітуда – величиною зазору в зворотному зв'язку автоколивального ГІТ або зсувом упорів перемикаючих пристроїв самокеруючих ГІТ.

Пульсаторні вібратори за принципом збудження ділять на дві групи - з насосами-пульсаторами і золотником, що створює пульсацію.

Як гідророзподільники використовують обертові або поступально рухомі золотники, що мають привід від зовнішнього двигуна. Частота коливань віброзбудника регулюється швидкістю обертання або зворотно-поступального руху гідророзподільника. Амплітудою керують зміною тиску робочої рідини.

Схема принципового пристрою пульсаторного гідравлічного віброзбудника двосторонньої дії з насосом-пульсатором для створення гармонійних коливань наведено на рисунку 1, а. У робочому гідроциліндрі 1 переміщається поршень 2 під напором робочої рідини, що подається двопоршневим пульсатором 3 або пульсатор іншого типу. Пульсатор у першу половину ходу подає робочу рідину з одного боку поршня (по патрубку 4) і відкачує з іншого (по патрубку 5). У другій половині ходу напрямок подачі рідини змінюється. Коливальна система з'єднана з поршнем віброзбудника штоком 6 з пружним елементом 7. Пружний елемент у разі потрібен надання

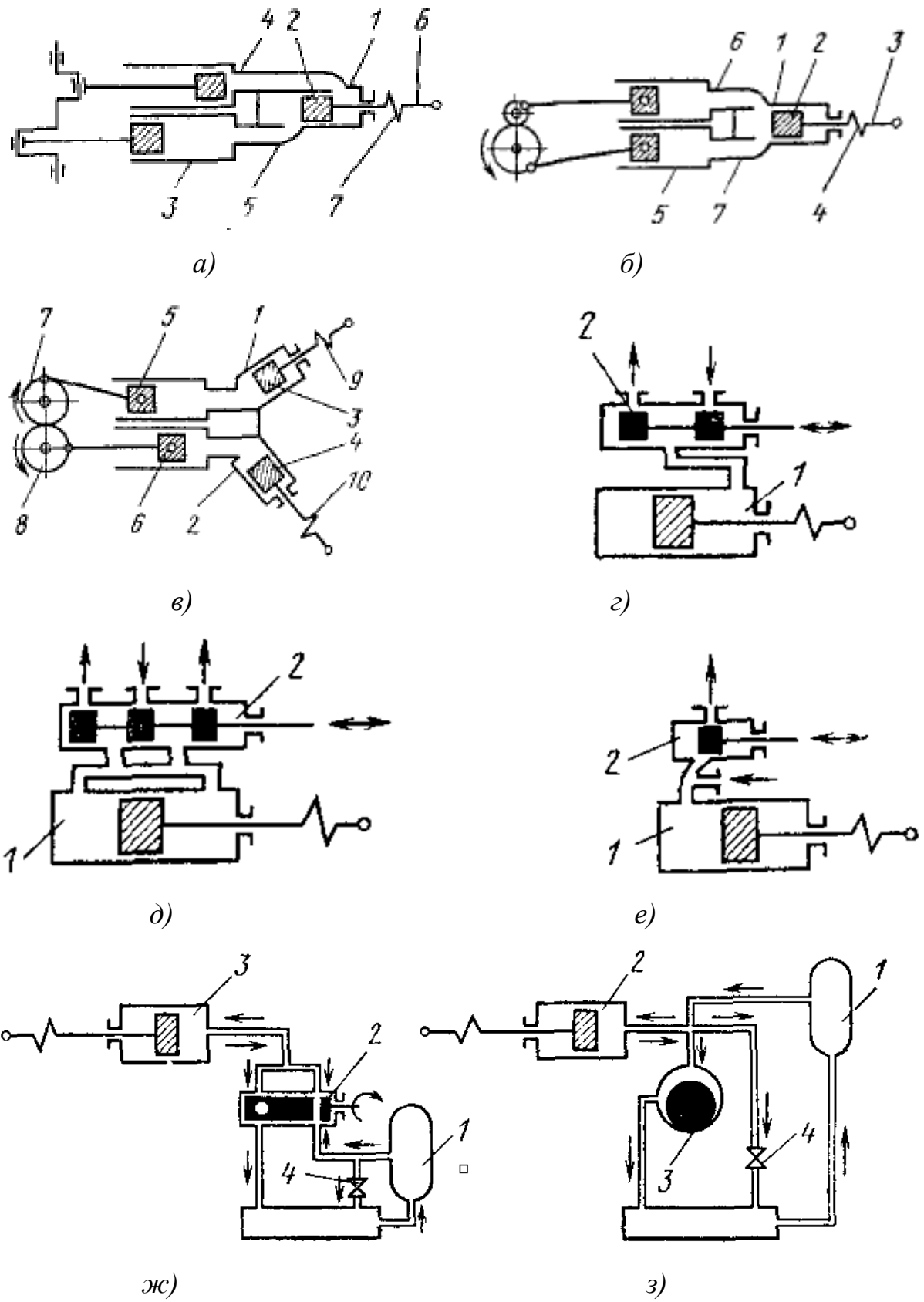


Рисунок 1.1 – Принципові схеми гідравлічних вібраторів пульсаційної дії

системі необхідних ступенів рухливості. Деяка додаткова еластичність створюється внаслідок стисливості рідини та пружності з'єднувальних трубопроводів (шланги) [1, 5].

Один із найбільш суттєвих недоліків гідравлічних машин – витік робочої рідини в процесі роботи через технологічні зазори між поршнем та циліндром, ущільненням та штоком. Останнім часом розроблена нова конструкція гідравлічного вібратора без пар ковзання, позбавлена цього недоліка. У таких пристроях замість поршня застосований гумовий пружний елемент, що працює на зсув. Перевагою цієї конструкції є органічне з'єднання вібратора з пружною системою, що дозволяє створити універсальний агрегатний вібропривід

Для створення бігармонічних коливань може бути використаний гідравлічний вібратор із двопоршневим пульсатором, один з поршнів якого рухається з подвоєною частотою. Принципова схема такої односторонньої машини дії представлена на рисунк 1.1, б. Вібратор складається з гідроциліндра 1, в якому переміщається поршень 2, шток 3 якого має пружний елемент 4. Робоча рідина до гідроциліндра подається двопоршневим ГІТ 5 через патрубки 6 та 7. Внаслідок того, що витрата рідини кожного циліндра ГІТ підсумовується в робочому циліндрі, поршень останнього рухається за бігармонійним законом.

Схема принципового пристрою пульсаторного гідравлічного вібратора односторонньої дії для створення еліптичних коливань наведено на рисунку 1.1, в. Він складається з двох робочих гідроциліндрів 1 і 2, розташованих під прямим кутом, в яких переміщуються поршні 3 і 4, під напором робочої рідини, що подається двопоршневим ГІТ, поршні 5 і 6 якого переміщаються зі зсувом по фазі ексцентриковими механізмами 7 і 8, що синфазно обертаються з однаковими кутовими швидкостями. Поршні гідроциліндрів через штоки з пружними елементами 9 і 10 передають коливальній системі переміщення у взаємноперпенкулярних напрямках.

Машини наведені на рисунку 1.1, б і в, можуть бути виконані і двостороннього дії; для цього на кожен робочий циліндр у ГІТ повинні працювати два циліндра.

Основна перевага пульсаторних вібраторів з насосами-пульсаторами – чітка реалізація заданої амплітуди та частоти поршня виконавчого гідроциліндра. Даний привід об'ємної дії. Амплітуда коливань штока робочого гідроциліндра визначається обсягом, витісненим поршнями насоса-пульсатора, та співвідношенням конструктивних параметрів машини незалежно від робочого навантаження.

Регулювання режимів роботи гідравлічних пульсаторних вібраторів здійснюється зміною як частоти, так і амплітуди коливань. Частота коливань регулюється шляхом зміни швидкості обертання пульсатора, амплітуда коливань – шляхом зміни продуктивності пульсатора, наприклад, за допомогою дросельного пристрою.

До найбільш серйозних недоліків гідропульсаторних приводів відноситься нагрівання робочої рідини, зумовлене замкнутістю її обсягу на ділянці поршень пульсатора – поршень вібратор.

Існують два різновиди золотникового гідропульсаторного приводу – гідропривід із золотником на вході виконавчого гідроциліндра та на виході.

Гідравлічний ГІТ пульсаторного типу односторонньої дії з поступово рухомим золотником наведено на рисунку 1.1, г. Він складається з гідроциліндра 1 та золотника 2, який періодично з'єднує робочу порожнину то з напірною, то зі зливною магістралями. Вібратор двосторонньої дії, що складається з гідроциліндра 1 і золотника 2, наведено на рисунку 1.1, д. Золотник періодично з'єднує одну робочу порожнину гідроциліндра зі зливною і в той же час вдруге другу робочу порожнину з напірною магістралями; потім напрямок руху робочої рідини змінюється.

На рисунку 1.1, е представлений вібратор, що складається з гідроциліндра 1 і золотника 2, який керує зливом робочої рідини.

Принципова схема гідроприводу пульсаторного типу із золотником-генератором пульсації на вході наведена на рисунку 1.1, ж. Гідропривід складається з насоса постійної або регульованої продуктивності, який подає робочу рідину на вхід золотника 2. Золотник може бути виконаний, наприклад, у вигляді пробки, що обертається, з рядом отворів, розташованих таким чином, що за один оборот порожнина виконавчого циліндра 3 з'єднується поперемінно то з напірною магістраллю, то зі зливною. У цій порожнині створюється пульсація тиску, що обумовлює зворотно-поступальні переміщення поршня. Регулювання амплітуди здійснюється за допомогою регулятора тиску 4, регулювання частоти зміною швидкості обертання золотника. Для приводу золотника можуть бути використані регульовані гідромотори, механічні варіатори, двигуни постійного струму малої потужності, оскільки золотник є лише керуючим елементом [2].

У розглянутому пульсаторному гідроприводі тиск перед золотником підтримується постійним і визначається характеристикою насоса. У порожнину гідроциліндра робоча рідина подається здросельованою в каналах золотника з тиском, що залежить від кутової швидкості обертання золотника. Дроселюючі опори золотника робочої рідини, що входить з виконавчого гідроциліндра, незначні, і характер зміни тиску в робочій порожнині гідроциліндра визначатиметься гідравлічними опорами зливної магістралі і динамічними характеристиками коливальної системи, в парі з якою працює гідропривод.

Цій схемі гідроприводу властивий характерний недолік, що полягає у тому, що при збільшенні опорів у системі, що зумовлює зростання тиску в гідроциліндрі, зменшується перепад тиску в каналі золотника, що дроселює, знижується витрата робочої рідини, внаслідок чого амплітуда коливань із збільшенням навантаження зменшується.

Принципова схема гідравлічного пульсаторного віброзбудника наведена на рисунку 1.1, з. Насос постійної або регульованої продуктивності подає робочу рідину в порожнину гідроциліндра вібратора 2. На виході

виконавчого гідроциліндра у зливальній магістралі гідросистеми встановлено золотник з пробкою 3, що обертається. При обертанні пробки, виконаної зі спеціальним профілем, змінюється величина прохідної щілини золотника, і в порожнині гідроциліндра виникає пульсація тиску. Частота пульсації регулюється зміною швидкості обертання пробки золотника, амплітуда – за допомогою дроселя 4 або зміною продуктивності насоса У віброприводі цього типу амплітуда коливань поршня гідроциліндра залежить від витрати рідини через золотник і дросель. Робоча рідина, що подається насосом, надходить у гідроциліндр та зливний бак через золотник та дросель. Якщо дросель повністю перекритий, то амплітуда коливань поршня залежатиме лише від пропускної спроможності золотника [5].

Пробку золотника можна спрофілювати таким чином, щоб протягом більшої частини прямого ходу поршня виконавчого гідроциліндра золотник буде повністю перекрито. У цьому випадку (при достатньому тиску) амплітуда поршня при прямому ході не залежить від опорів в системі, що коливається. Коли поршень здійснює зворотний хід під дією відновлювальних сил пружних зв'язків системи, золотник має достатній отвір для пропускання сумарної витрати робочої рідини, що подається насосом і з гідроциліндра.

Гідравлічний вібропривід пульсаторного типу із золотником нескладний конструктивно, що дозволяє порівняно просто забезпечити регулювання по амплітуді і частоті коливань, пульсації від одного насоса можуть передаватися на поршні бажаного числа виконавчих гідроциліндрів.

1.2 Огляд найбільш поширених конструктивних схем

Аналіз інформаційних ресурсів вказує на те, що найбільшого поширення знаходять гідравлічні вибровозбудители пульсаційної дії. Привід вибровозбудника цього типу складається з ГІТ, приводного двигуна, з'єднаного з валом ГІТ муфтою, насоса живлення та гідравлічного бака. Робота насосу для спрощення конструкції приводу здійснюється від основного двигуна

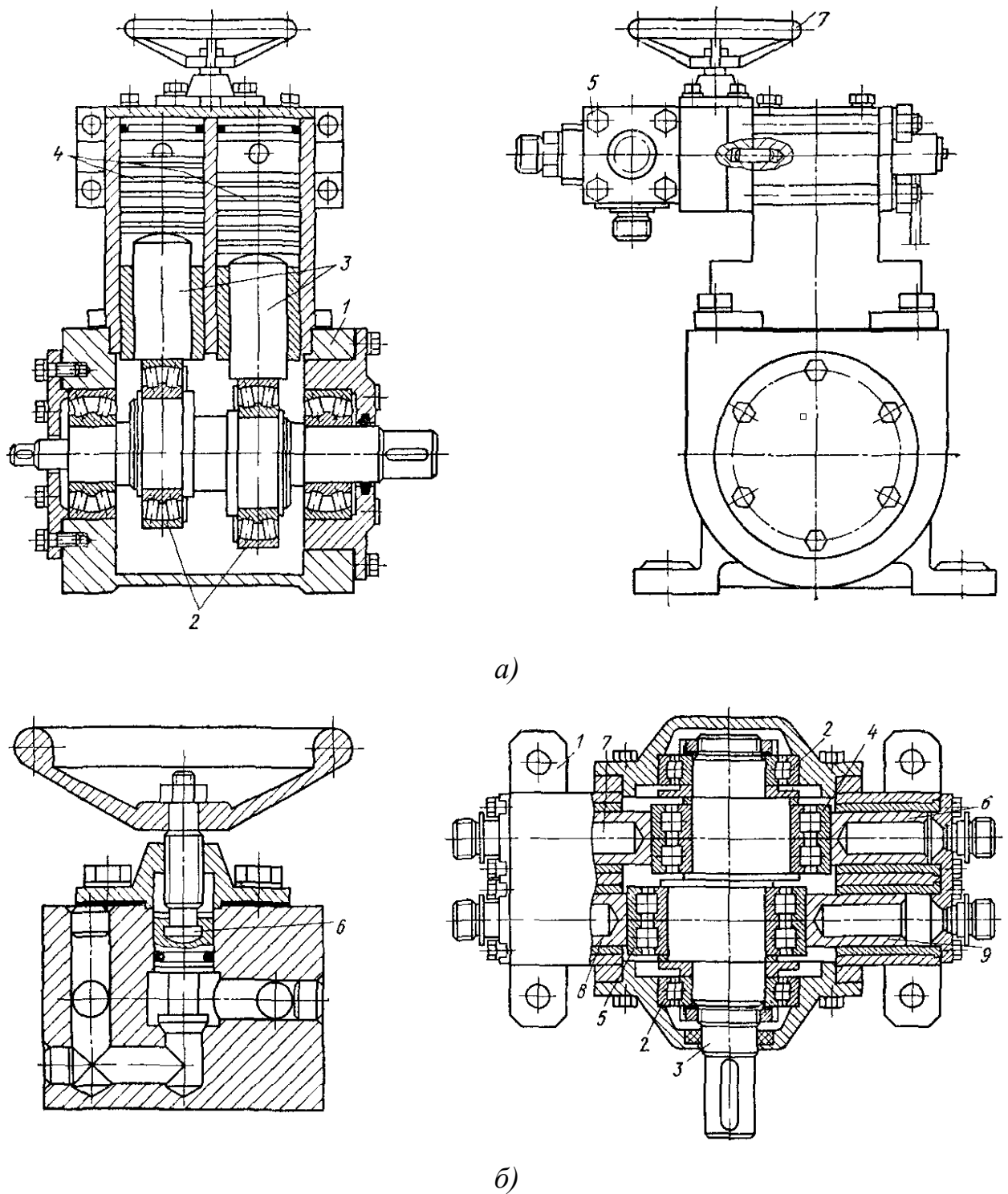
через вал ГПТ та муфти. Для більшої компактності приводу зливний бак та опорна рама конструктивно поєднані.

Вібратор (рисунок 1.2, *а*) з вертикальним розташуванням циліндрів складається з корпусу 1, в якому розташований вал з двома ексцентриками 2 блоку циліндрів з розміщеними в ньому штовхачами 3 та поршнями 4; клапанної коробки 5, в якій монтуються відсічний клапан 6 з гвинтовим штурвалом 7 і запобіжні клапани. Конструкція вібратора передбачає плавне регулювання навантаження на приводний двигун (без навантаження під час пуску) шляхом з'єднання робочих об'ємів поршнів з'єднувальним каналом, який під час режиму роботи частково або повністю перекритий відсічним клапаном [1].

Для запобігання перевантаженням, що діють на привід гідропульсатора при заклинюванні робочого органу, передбачені запобіжні клапани, розміщені в клапанній коробці.

Гідропульсаторний привід з горизонтальним розташуванням циліндрів показано на рисунок 1.2, *б*. Привід має корпус 1, у якому на підшипниках 2 встановлені ексцентриковий вал 3 з підшипниками 4 і 5 і чотири поршні 6-9. Вібратор є здвоєним поршневым насосом, секції якого працюють у протифазі. Секції з'єднуються робочими трубопроводами з відповідними порожнинами робочого гідроциліндра. У блоці керування робочі трубопроводи можуть з'єднуватися між собою коротко за допомогою дросельного пристрою, керованого гвинтом зі штурвалом. Цей пристрій дозволяє здійснювати плавний запуск вібраційної машини, а також регулювати амплітуду коливань шляхом неповного перекриття каналу та скидання частини робочої рідини. У блоці управління розташовані два запобіжні клапани підживлювального насоса.

Розроблено також гідравлічні вібратори слідкуючого типу. Така машина складається з розподільника золотникового типу та гідроциліндра. Розподільник, побудований за схемою слідкуючого золотникового пристрою без зворотного зв'язку з золотником, що обертається, має корпус, якому



а) – з вертикальними циліндрами; б) – з горизонтальними циліндрами

Рисунок 1.2 – Конструктивні схеми гідравлічних вібраторів пульсуючого типу

розташований ротор з системою розподільних клапанів. Робоча рідина мастило – від насоса через штуцер надходить в кільцеву канавку в корпусі

розподільника, з якої через чотири радіальні отвори – у центральний канал ротора. У залежності від положення ротора мастило поступає в порожнину нагнітання гідроциліндра. У цей час зливальний канал ротора повідомляється з другою порожниною гідроциліндра і олія по кільцевій канавці в корпусі розподільника через штуцер надходить у зливну ємність. При подальшому обертанні ротора зливний та напірний канали за призначенням змінюються місцями. Для запобігання гідравлічного удару при перемиканні зливної та напірної магістралей у роторі служить канал, що з'єднується у момент перемикань зі зливом.

Перевагою золотникових автоколивальних ГІТ є можливість живлення від магістралі постійного тиску, що відкриває широкі перспективи використання застосовуваних у промисловості серійних гідронасосів.

Одним із недоліків пульсаційного приводу є перегрів робочої рідини у процесі експлуатації. Перегрів робочої рідини в існуючих гідравлічних пульсаційних приводах обумовлений [2, 5]:

- а) замкнутістю об'єму робочої рідини на ділянках гідромагістралі та незначними площами теплообміну;
- б) дросельним регулюванням амплітуди коливання вантажонесівного органу;
- в) застосуванням гідромагістралей значної довжини.

Розроблено ряд пульсаторних гідроприводів, що забезпечують розмикання гідросистеми та створення примусової циркуляції рідини між об'ємами закритих на робочих ділянках гідромагістралі у баку-теплообміннику. На базі серійно випускаемого гідронасоса створений привід (рисунк 1.3), в якому циркуляція робочої рідини забезпечується за рахунок застосування поршня пульсатора спеціальної конструкції. Гідропульсатор має ексцентриковий вал 1. У циліндричних розточках корпусу в горизонтальній площині розташовані поршні 2 спеціальної конструкції; всередині кожного поршня є підживлювальний клапан 3. Під дією пружини 4 клапан притискається до поверхні ексцентрикового валу, при крайньому правому

положенні ексцентрика лівий живильний клапан відкритий. Через щілину, що утворюється, рідина з внутрішньої порожнини пульсатора надходить в підпоршневий простір та частково заповнює його. При обертанні ексцентрика живильний клапан закривається, і рідина під тиском витісняється в робочу магістраль.

При зворотному ході ексцентрика підживлювальний клапан відкривається, та під дією пружини та опорної шайби поршень повертається у вихідне положення потім цикл повторюється. При цьому у гідросистемі виникає циркуляція робочої рідини між об'ємами, укладеними на ділянці поршень пульсатора - поршень ГІТ, та в баку.

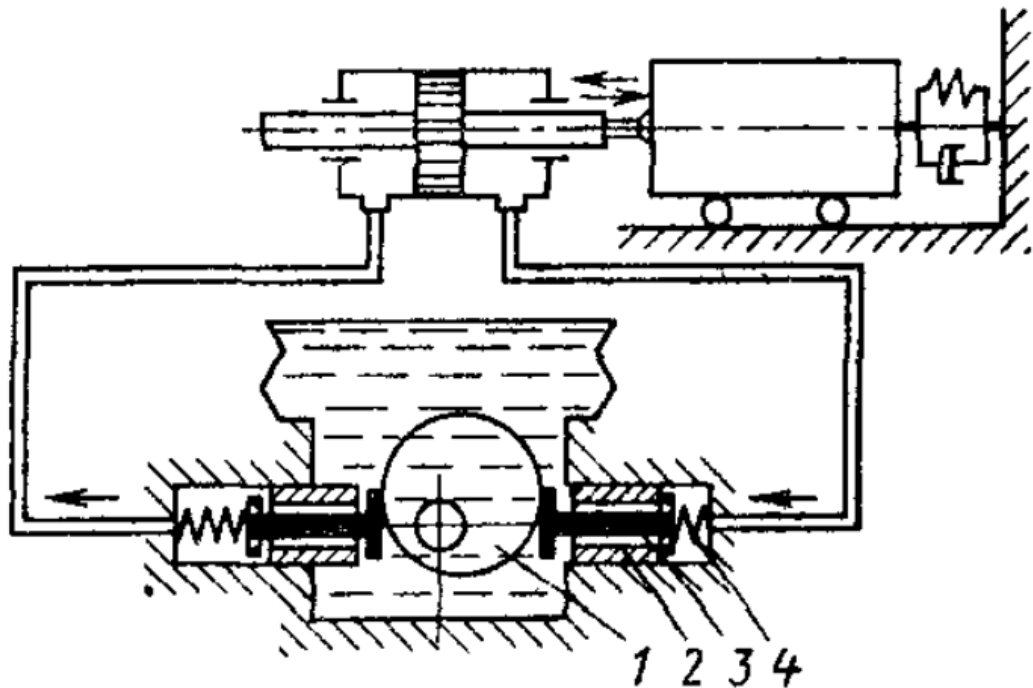


Рисунок 1.3 – Принципова схема гідролінійного пульсаційного привода з природньою частковою циркуляцією робочої рідини

Вібратор цієї конструкції доцільно застосовувати при довжині магістральних трубопроводів не більше 4 - 6м. Для приводів з більшою протяжністю гідромагістралей (до 10 м) краще застосовувати гідролінійний вібратор з примусовою циркуляцією робочої рідини. Завдяки застосуванню

додаткових рідин допоміжних поршнів зростає інтенсивність циркуляції робочої рідини, внаслідок чого покращується теплообмін.

Застосування дросельного способу регулювання амплітуди коливань виконавчого органу гідравлічного вібраційного приводу призводить до значного погіршення теплового режиму. Дросель доцільно використовувати лише як пристрій для забезпечення плавного запуску вібромашини та у приводах з низьким ККД (0,65). В інших випадках доцільно перейти від дросельного до об'ємного регулювання продуктивності ГІТ.

При значній довжині гідромагістралі у гідравлічних ГІТ пульсаційного типу, крім того, що погіршується тепловий режим, відбуваються великі втрати енергії внаслідок гідропульсації в трубопроводах, що, у свою чергу, викликає збільшення зсуву фаз між переміщенням поршнів насоса-пульсатора та ГІТ.

Найбільш підходящими типами гідравлічного вібраційного приводу гідромагістралей значної довжини є золотниковий і автоколивальний. Вказані типи привода живляться від насоса постійної продуктивності, який створює постійний напір робочої рідини по всій довжині гідромагістралі, що дозволяє застосовувати гідромагістралі значної довжини.

Принципова схема гідравлічного вібратора із золотником-генератором пульсації на виході та діафрагмовим виконавчим циліндром показана на рисунку 1.4. Робоча рідина від насоса 1 постійної або регульованої продуктивності подається в порожнину виконавчого циліндра 3. На зливній магістралі гідросистеми на виході встановлений золотник з пробкою, що обертається 2.

При обертанні пробки, виконаної за спеціальним профілем, змінюється розмір прохідної щілини золотника, і порожнини виконавчого циліндра виникає пульсація тиску. Частота пульсації регулюється зміною швидкості обертання пробки золотника, амплітуда - за допомогою дроселя 4 або зміною продуктивності насоса.

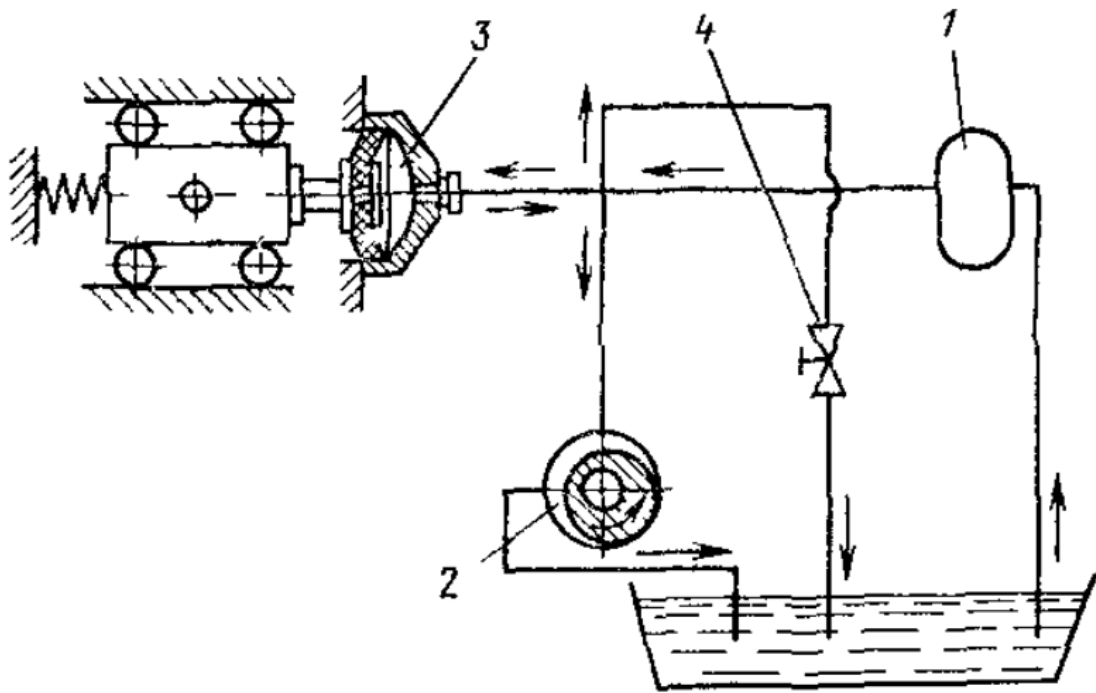


Рисунок 1.4 – Принципова схема гідравлічного приводу з золотником в зливній магістралі в діафрагменим ГІТ

Розроблено автоколивальний гідравлічний привід (рисунок 1.5), що складається з ГІТ мембранного типу, що живиться насосом 2 постійної продуктивності та розподільного золотника. ГІТ 1 мембранного типу являє собою циліндричний стакан 4 з впускним 5 і випускним отворами 6. Стакан перекритий еластичною мембраною 7, що має жорстку вставку 5, яка впливає на систему, що коливається. Розподільний золотник складається з корпусу 9 і плунжера 10. Система, що коливається, і плунжер 10 розподільного золотника мають жорсткий зворотний зв'язок. Автоколивальний гідравлічний вібраційний привід працює наступним чином. Від насоса 2 робоча рідина нагнітається у внутрішню порожнину ГІТ 1 потім через розподільний золотник 3 скидається в зливну магістраль. Плунжер при періодичному русі відкриває і закриває випускний отвір розподільного золотника, у результаті створюється пульсуючий тиск у внутрішній порожнині. Віброзбудник працює від насоса із постійним натиском. Частота коливань відповідає своїй частоті коливальної системи, амплітуда регулюється зміною витрати рідини [1].

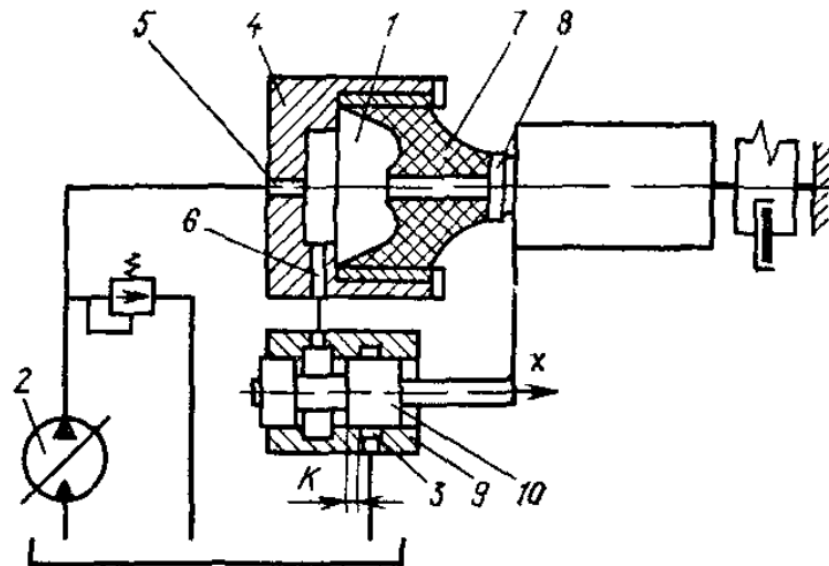


Рисунок 1.5 – Принципова схема автоколивального діафрагменого гідравлічного приводу з золотником в зливну магістраль

У вібратор фірми Лінк-Белт (США) обертальний рух приводного валу електродвигуна насоса перетворюється на зворотно-поступальний рух штока (рисунок 1.6). Частоту коливань можна регулювати зміною швидкості обертання приводного електродвигуна, амплітуду коливань – спеціальним регулювальним клапаном. Вібратор має корпус, всередині якого вміщений ексцентрик, що приводиться в обертання електродвигуном через клинопасову передачу і шків. При обертанні ексцентрика виникає пульсація мастила, яке змушує поршень здійснювати зворотно-поступальний рух. Цей рух штоком із цапфою передається через пружну систему робочому органу вібраційної машини. У конвеєрах з примусовим віброприводом прикріплений шток безпосередньо до робочого органу. Корпус закритий кришкою. Конструктивна схема та принцип дії цього вібратора пояснюється рисунком 1.6. Ексцентрик 2 обертається валом 3 в порожнині корпусу 6 вібратора 1, заповненого мастилом. Для усунення витoku оливи з однієї половини порожнини в іншу до ексцентрика прижимаються пружинами 7 пальцями 8.

Олива з правої та лівої половин порожнини може надходити відповідно з правого та лівого боку поршня 4. Крім того, частина оливи може надходити з порожнини з підвищеним тиском в область зниженого тиску через зазор між клапаном 9 та стінками отвору, в якому він розміщений. Розміри цього зазору регулюються гвинтом 10.

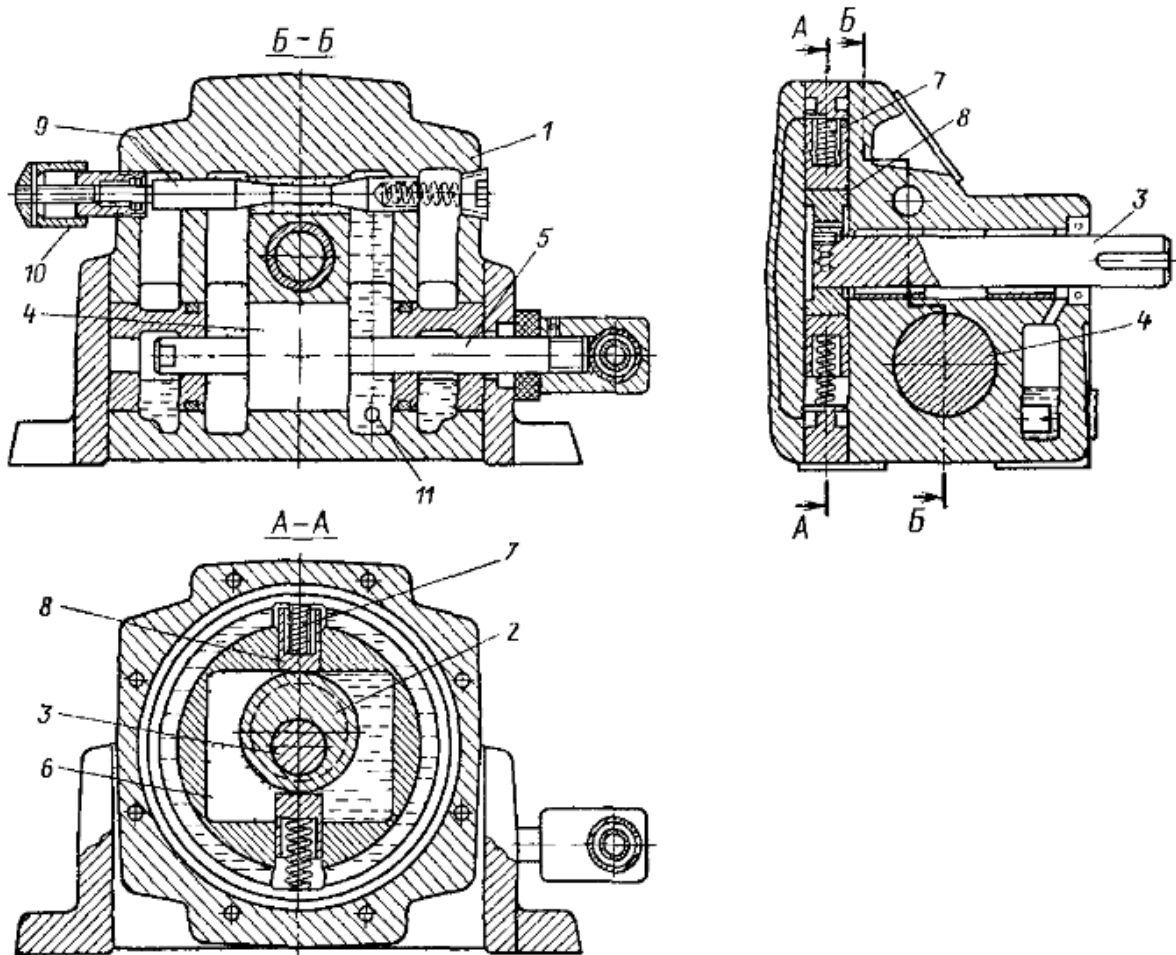


Рисунок 1.6 – Гідравлічний вібратор з ексцентриковим насосом

Гідравлічний вібропривід найбільше придатний для використання у віброустановках, що вимагають значної потужності збудження при обмежених габаритах конструкції. Гідравлічні віброзбудники можуть створювати значні примушують сили при значних розмахах коливань. Допускають порівняно просте регулювання режиму роботи. Їх недоліком слід вважати велику складність конструкції, нагрівання та витoku робочої рідини.

1.3 Патентно-інформаційний огляд

На рисунку 1.7 представлено конструктивну схему гідравлічного вібратора для глибинного ущільнення бетонної суміші [6], він складається з двовипуклого порожнистого корпусу 1, порожнистої інерційної маси 2, штовхача 3, мембрани 4, упору 5, пружин 6, тяг 7, підвісних шарнірів 8. Привід збуджувача направлених коливань містить насос 9, гідроімпульсний клапан 10, що складається з корпусу 11, всередині якого розміщений підпружинений, регульований за допомогою гвинта 12 пружиною 13 двоступеневий плунжер 14, підплунжерна порожнина 15 якого з'єднана шляхом гідроліній 16, 17 з робочою порожниною 18, що знаходиться безпосередньо в інерційній масі 2, а також з напірною магістраллю 19, до якої підключений насос 9.

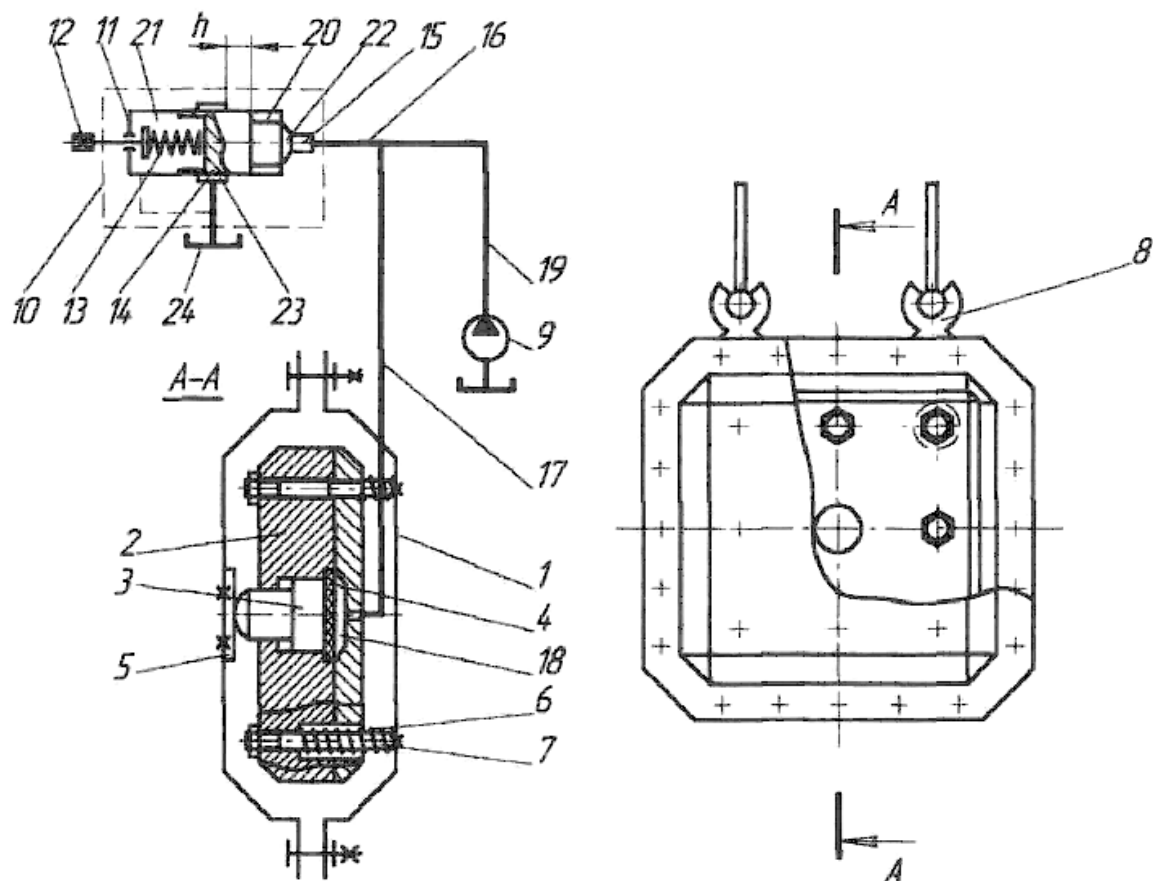


Рисунок 1.7 – Гідравлічний вібратор для глибинного ущільнення бетонної суміші (патент України на корисну модель №17231)

Крім того, двоступеневий плунжер 14 утворює в корпусі 11 замкнену 20 і надплунжерну 21 порожнини, першим ступенем притиснутий по герметизуючій фасці регульованої пружиною 13 до сидла 22, утвореному в корпусі 11 зі сторони підплунжерної порожнини 15, а другий ступінь, що має площу поперечного перерізу більшу чим підіймальна площа першого ступеня по герметизуючій фасці, виконує позитивне перекриття на величину h кільцевої розточки 23 в корпусі 11, з'єднаної зі зливом 24.

Гідравлічний вібратор для глибинного ущільнення бетонної суміші працює таким чином.

При включенні привідного насосу 9 робоча рідина під тиском надходить по напірній магістралі 19, гідролінії 16 в підплунжерну порожнину 15, гідроімпульсного клапану 10 і по гідролінії 17 в робочу порожнину 18, діє на підіймальну площу мембрани 4 і шляхом штовхача 3 з упором 5 передає виникаюче зусилля на двовипуклий порожнистий корпус 1, виконуючи при цьому переміщення інерційної маси 2 вздовж направляючих тяг 7 і стиск пружин 6. В напірній магістралі 19, гідролініях 16, 17 і порожнинах підплунжерної 15 і робочої 18 відбувається зростання тиску робочої рідини до заданого значення p_n , на яке налаштований гідроімпульсний клапан 10 зусиллям притискання регульованого за допомогою гвинта 12 пружини 13. Зусилля притискання останньої обирається виходячи із величини максимально необхідного тиску робочої рідини в гідросистемі і площі поперечного перерізу першого ступеня двоступеневого плунжера 14, яким він притиснутий по герметизуючій фасці до установочного сидла 22, слід відмітити, що над плунжерна порожнина 21 постійно гідравлічне зв'язана із зливною магістраллю.

Після подолання тиску робочої рідини в гідросистемі зусилля пружини 13 відбувається відрив тіла двоступеневого плунжера 14 від сидла 22 і робоча рідина, яка надходить в замкнену порожнину 20, починає діяти на площу, що збільшилась - площу другого ступеня. Так як зусилля від тиску робочої рідини набагато перевищує зусилля пружини 13, то двоступеневий плунжер

14 різко зміщується вліво, при цьому відбувається проходження додаткового перекриття h і відкриття зв'язку зливної кільцевої розточки 23 в корпусі 11, з'єднаної зі зливом 24, з підплунжерною порожниною 15. Тиск робочої рідини в робочій порожнині 18, гідролініях 16, 17 і напірній магістралі 19, взаємоз'єднаних з підплунжерною порожниною 15, падає до зливного і так як зусилля протидії зливного тиску зі сторони підплунжерної порожнини 15 на торець двоступеневого плунжера 14 стає меншим зусилля стисненої пружини 13, то під дією цього зусилля двоступеневий плунжер 14 повернеться в вихідне положення. Після цього зростає тиск в системі і далі робочій цикл повторюється в автоматичному режимі. Завдяки підвісним шарнірам 8 корпус 11 гідравлічного вібратора для глибинного ущільнення бетонної суміші може вільно здійснювати коливальні рухи у товщі бетонної суміші внаслідок силової взаємодії із прилеглими шарнірами ущільнювального матеріалу.

Відповідним налагодженням пружини 13 двоступеневого плунжера 14, а також регулюванням продуктивності привідного насосу 9, можна в широких межах змінювати робочі параметри віброущільнення в наслідок зміни частоти і амплітуди коливань двовипуклого порожнистого корпусу 1, тривалості проходження силового імпульсу в середовищі, яке ущільнюється. На рисунку 1.8 представлено конструктивна схема гідроімпульсного вібратора з вбудованим ГІТ [7]. Гідроімпульсний вібратор з вбудованим генератором імпульсів тиску складається з корпусу 1, в який вмонтовано плунжер 2, один кінець якого оформлено як шток, що встановлений та контактує (впливає) з об'єктом вібраційного оброблення (на кресленні умовно не показаний), а на іншому кінці утворено розподільні елементи ступенів герметизації параметричного однокаскадного ГІТ – першого з фасковою (клапанною) герметизацією з середнім діаметром d_1 фаски та другою золотниковою діаметром d_2 і додатним перекриттям h_0 . Другий золотниковий ступінь герметизації ГІТ діаметром d_2 виконує роль силового елемента (поршня гідроциліндра) гідроімпульсного вібратора.

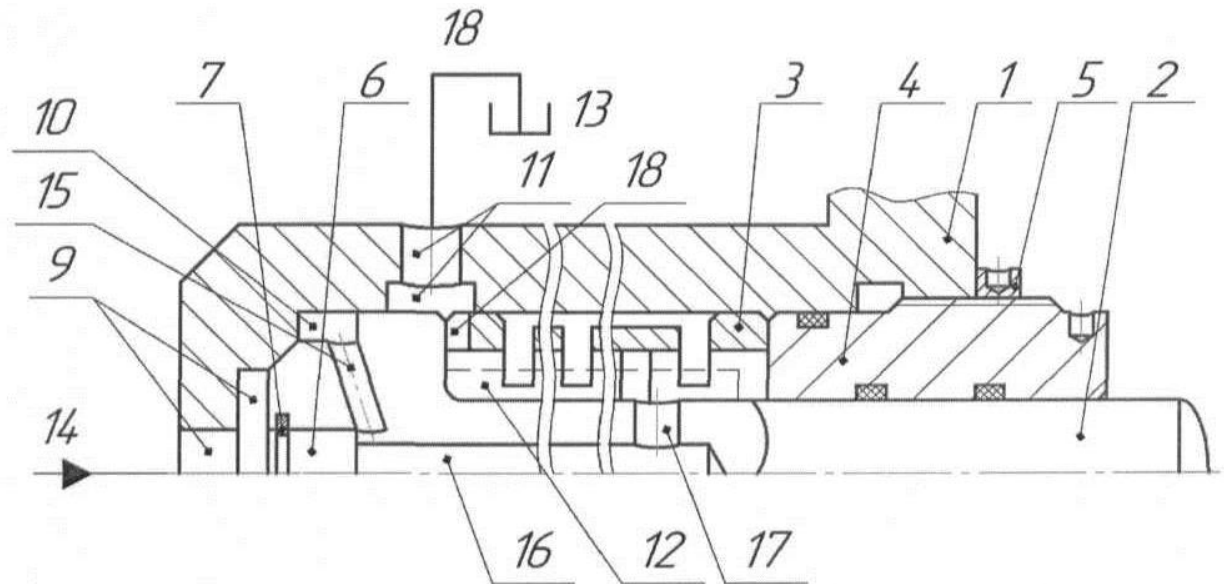


Рисунок 1.8 – Гідроімпульсний вібратор з вбудованим генератором імпульсів тиску (патент України на корисну модель №152239)

Ступені герметизації гідроімпульсного вібратора з вбудованим ГІТ навантажено прорізною пружиною (ПП) 3, встановленою в розточці корпусу 1 концентрично (коаксіально) зі штоком плунжера 2. Попередня деформація y_{01} ПП 3 регулюється трубчастим 60 гвинтом 4, який законтрений гайкою 5. Для точного направлення трубчастого гвинта 4 циліндрична поверхня його хвостовика за ходовою посадкою спрягається з поверхнею направлення ПП 3 діаметром d_2 . Поверхня наскрізного осьового отвору трубчастого гвинта 4 контактує за ходовою посадкою з поверхнею штока плунжера 2. Ущільнення трубчастого гвинта 4 та штока плунжера 2 здійснюється гумовими кільцями круглого перерізу (на кресленні умовно 5 не позначені позиціями). За необхідності, а також для зменшення вимог до точності спряження поверхонь штока плунжера 2 та осьового отвору трубчастого гвинта 4, ущільнюючі кільця можуть встановлюватись в канавки разом з розрізними фторопластовими кільцями для захисту гумових кілець від руйнування внаслідок витискання в зазор. Для забезпечення оптимального режиму закриття ГІТ в кінці зворотного ходу плунжера 2 в його глухому центральному 10 ступінчастому осьовому отворі з боку першого ступеня герметизації ГІТ розміщено інерційний клапан 6, зафіксований розрізним

пружинним кільцем 7. Інерційний клапан 6 має ступінчасту циліндричну форму, на його меншому ступені утворено герметизуючу конічну фаску, а більший його циліндричний ступінь за ходовою посадкою спрагається з поверхнею більшого діаметра центрального ступінчастого осьового отвору в плунжері 2. Сідло для клапана 6 оформлено в 15 переході від більшого діаметра до меншого (отвір "b") центрального ступінчастого осьового отвору в плунжері 2. Позицією 13 позначений бак гідронасосної станції привода вібратора. Позиціями 9, 10, 11 та 12 позначені напірна, проміжна, зливна порожнини та акумулююча відповідно.

На рисунку 1.9 представлено конструктивну схему гідроімпульсний вібратор-гідроциліндр [8], який складається з плунжера 1, лівий торець якого оформлений як запірний елемент першого ступеня герметизації генератора імпульсів тиску (ГІТ) клапанного типу по середньому діаметру d_1 контактує з першою фаскою плаваючого сідла 4, що притиснене штуцером-кришкою 17 через додаткову кільцеву пружину, яка складається з зовнішніх 11 та внутрішнього 12 кілець розміщену в корпусі 3, в який вкручено штуцер 18, з'єднаному різьбою з гільзою 2, в центральній осьовій розточці 55 якої розташовано основну кільцеву пружину, що складається із зовнішніх 9 і внутрішніх 10 кілець, натяг якої через втулку 13 забезпечують накидною гайкою 14, яка містить брудознімач 16 та законтрована гайкою 15. Друга фаска плаваючого сідла 4 по середньому діаметру d_2 контактує з лівим торцем втулки-клапана 5, що забезпечує другий ступінь герметизації, на якій розміщено ступінчасту втулку 6 підперту зліва розрізним кільцем 7 та притиснуту з права витою 60 пружиною 8.

Принцип роботи пристрою ґрунтується на генеруванні потоком Q_n (подача гідронасоса гідронасосної станції енергоносія), що підводять в напірну порожнину 19 вібратора, імпульсів тиску амплітудою $\Delta p = p_{1max} - p_{2max}$ за рахунок зміни потоком Q_n площі поперечного перерізу запірного елемента ГІТ, так і зворотного ходів плунжера 1 вібратора. Рівні тисків p_{1max} та, p_{2max} вирішують за рахунок власної стисливості енергоносія з

ізотермічним модулем пружності к та регулюють в основному за рахунок зміни попередньої деформації основної кільцевої пружини.

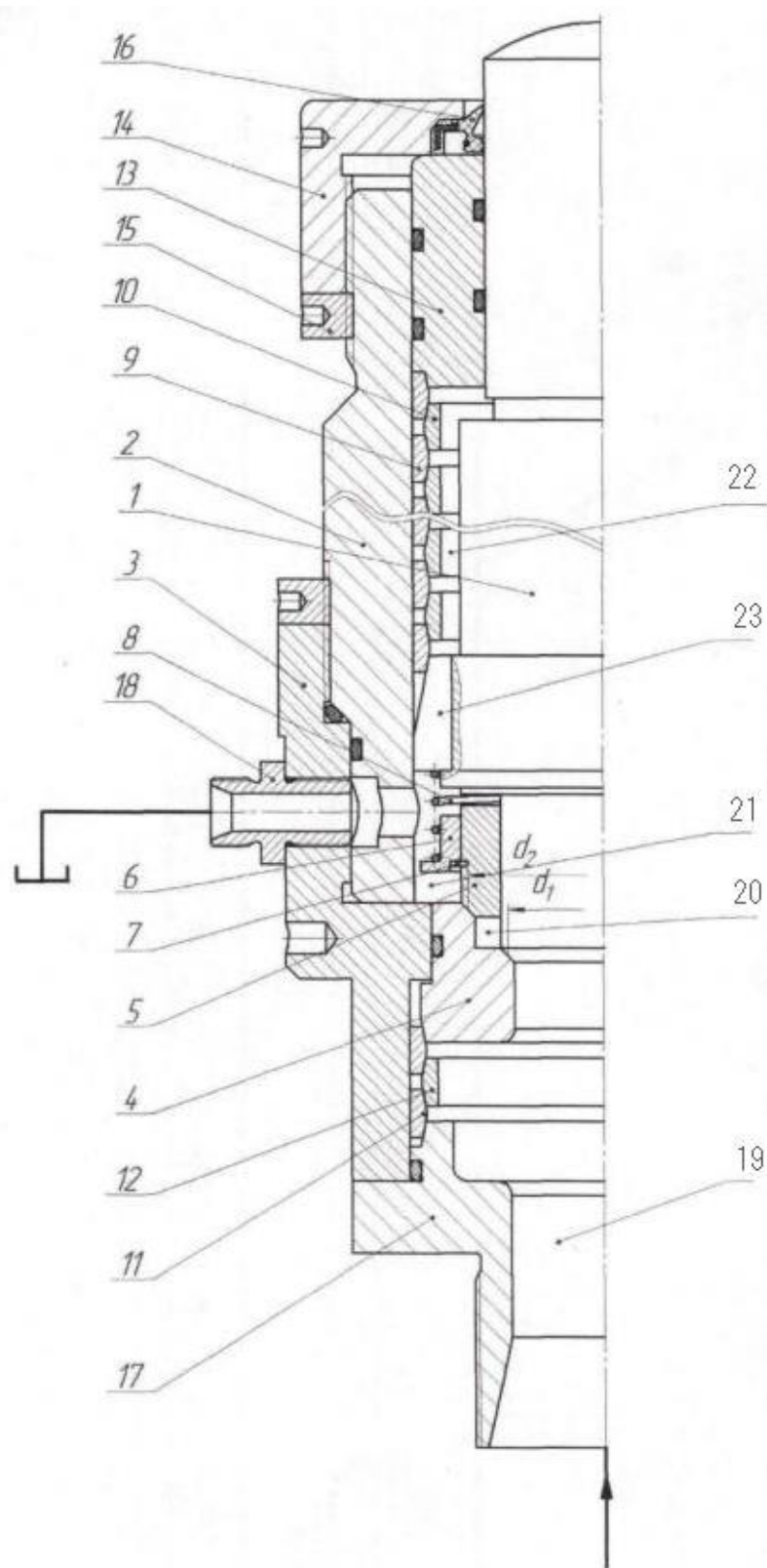


Рисунок 1.9 – Гідроімпульсний вібратор-гідроциліндр (патент України на корисну модель №155843)

2 ОПИС РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОУДАРНОГО ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА – ГІДРОЦИЛІНДРА НА БАЗІ ПРОРІЗНИХ ПРУЖИН

Конструктивна схема (ВГВ-ГЦ) показано на рисунку 2.1. Вібратор складається з корпусу 3 з силового блоку (ВГВ-ГЦ), в якому розміщено ударний силовий плунжер 5 з розподільним елементом у вигляді золотникового перекриття $h_{\text{дц}}$. Ударний силовий плунжер 5 навантажено прорізною пружиною 7 (ПП 7) підвищеної жорсткості k_2 , попередня деформація x_{02} якої забезпечується під час збирання вібратора за допомогою шпилькового нарізного з'єднання (шпильки 21, гайки 22 і шайби 23), яким корпус 3 силового блоку ВГВ – ГЦ приєднується до корпусу 4 параметричного генератора імпульсів тиску (ГІТ) вібратора.

ПП 7 розміщується в центральних осьових розточках плунжера 5 та напрямного виступу корпусу 4 ГІТ, що входить в розточку корпусу 3, яка одночасно є основною зливною порожниною С ВГВ – ГЦ, яка через штуцер 20 за допомогою рукава (на рисунку 1 умовно не показано) з'єднується з баком *Б* гідронасосної станції живлення вібратора (на рисунку 1 умовно не показана).

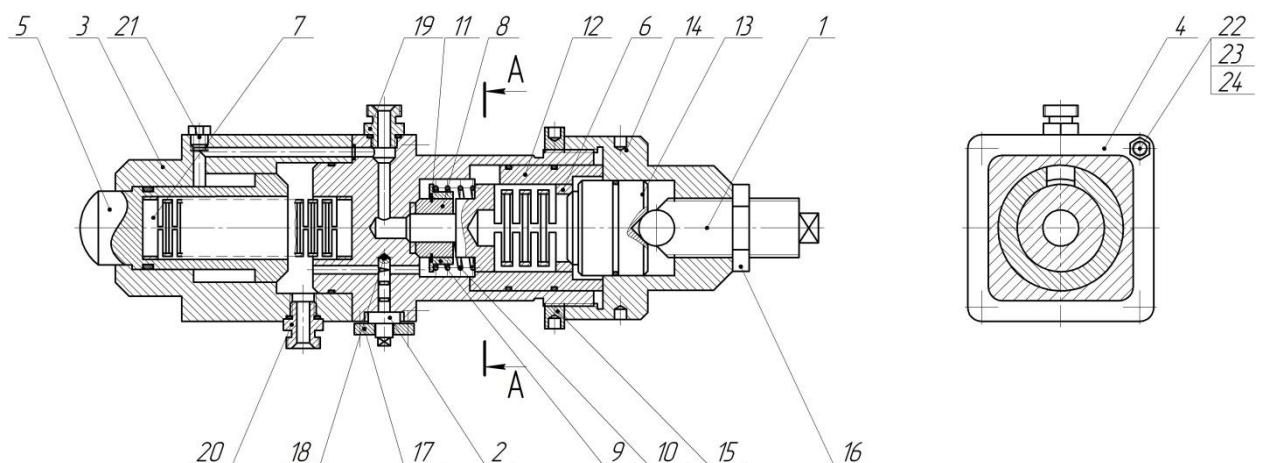


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема віброударного гідроімпульсного
вібратора-гідроциліндра на базі прорізних пружин

В корпусі 4 ГІТ розміщується перший і другий ступінь герметизації ГІТ. Перший ступінь герметизації ГІТ реалізовано за допомогою запірного елемента у вигляді конусного клапана, поєднано в одній деталі з прорізною пружиною (ПП 6.1). Запірний елемент 6 складається зі ступінчастих циліндричних частин різних діаметрів на торці циліндричної частини меншого діаметра утворена герметизуюча фаска з середнім діаметром d_1 і кутом конуса ($60^\circ \dots 90^\circ$), притерта по відповідній широкій фасці сідла першого ступеня герметизації ГІТ, яке виконано за допомогою певних розточок в корпусі 4 ГІТ (див. рисунок 2.1). Циліндрична частина запірного елемента 6 діаметром d'_1 спряжена за точною посадкою з отвором втулки-клапана 8 другого ступеня герметизації ГІТ. Втулка-клапан 8 на лівому торці (за креслеником, див. рисунок 1) має герметизуючу широку фаску яка притерта по відповідній фасці, утворені розточкою в корпусі 4 ГІТ, причому з метою мінімізації об'єму проміжної порожнини B , герметизуючі фаски сідла першого та другого ступенів герметизації ГІТ лежать в одній косій площині (див. рисунок 2.1).

Для створення початкового контакту тиску p_k , втулка – клапан 8 до свого сідла притискається через ступінчасту втулку 9 та запірне розрізне кільце 11 витою пружиною 10 з жорсткістю k_3 . Попередня деформація пружини 10 x_{03} створюється під час збирання запірних елементів ГІТ першого ступеня герметизації 6 та втулки клапана 8.

Направлення ПП 6.1 здійснюється гільзою 12, спряженою своїм центральним осьовим отвором за ходовою посадкою з напрямними частинами ПП 6.1 запірного елемента 6 (див. рисунок 2.1). В осьовому напрямку гільза 12 фіксується внутрішнім торцем накладної гайки 14, яка нагвинчується на циліндричній зовнішній виступ корпусу 4 ГІТ. Накладна гайка 14 контрється відносно корпусу 4 ГІТ контргайкою 15. У внутрішню нарізку хвостовика накладної гайки 15 вкручено регулювальний гвинт 1 із завальцований в нього його циліндричну частиною кулькою, яка контактує з поршнем 13, який через конічну поверхню свого шипа - виступу взаємодії з

опорним кільцем ПП 6.1, здійснюючи таким чином регулювання попередньої деформації x_{01} ПП 6.1 жорсткістю k_1 . Регулювальний гвинт 1 контрється контргаркою 16.

Робоча рідина (енергоносія) через напірний штуцер 19 гідронасосної від гідронасосної станції живлення (на рисунку 1 умовно не показана) вібратора через гідроканал « a_1 » та « a_2 » підводиться до торця запірного елемента 6 першого ступеня герметизації ГТ, а через гідроканал « a_3 » в напірну порожнину A зарядного переміщення ударного силового плунжера 5, оскільки система плунжер 5 – ПП7 за суттю є механічним акумулятором, який накопичує потенціальну енергію для ударної взаємодії з об'єктом віброударної впливу вібратора.

Зливна порожнина C_{12} ГТ сполучена із зливною порожниною C ВГВ-ГЦ через регулювальний дросель реле часу та гідроканалами « c_1 » та « c_2 ». Дросель – реле часу складається з плунжера 2 в торець якого завальцована кулька 18, яка впирається в дно розточки розміщення плунжера 2 і служить для полегшення повертання плунжера 2.

В осьовому положенні плунжер 2 фіксується відносно корпуса 4 фланцем 17, що кріпиться до корпуса 4 гвинтами чи шпильками, на рисунку 1 позначені осьовими лініями. Дроселювання енергоносія здійснюється прорізом на поверхні плунжера 2, розташованим на його поверхні між гідроканалами « c_1 » та « c_2 ». Проріз може займати півкола зовнішньої поверхні плунжера 2 і мати поперечному перерізі прямокутну або трикутну форму. 21 – технологічна пробка.

Порожнина C_{22} розміщення ПП 6.1 вільно сполучена і зі зливною порожниною C_{12} ГТ пазм « C_3 » в гільзі 12. Між внутрішньою поверхнею отвору гільзи 12 діаметром d_5 і зовнішньою поверхнею робочих кілець ПП 6.1 утворено розрахунковий зазор, який виключає заклинювання робочих кілець під час деформації ПП 6.1 внаслідок їх радіального повороту. Такого ж типу зазор передбачено і для ПП 7.

Під час подачі енергоносія від гідронасосної станції живлення ВГВ – ГЦ (на рисунку 1 умовно не показана) в гідроканалі « a_1 », « a_2 », « a_3 » та напірну порожнину A силового блоку вібратора за рахунок стисливості енергоносія його тиск зростає дорівнює «відкриття» ГІТ – тиск p_1 . За рівня тиску p_1 запірний елемент 6 відривається від сідла і енергоносії під тиском p_1 поступає в проміжну порожнину B і діє на середню площу втулки клапана 8 запірного елемента другого рівня герметизації ГІТ і разом із запірним елементом 6 здійснює робочий хід на відстань h_6 додатково стискаючи ПП 6.1 на цю величину.

За наявності дроселя реле часу в порожнині C_{12} та C_{22} якийсь час (регулюється гідравлічним опором дроселя реле часу тиск енергоносія зберігається на рівні p_1 поки ударний силовий плунжер 5 стискаючи ПП 7 не пройде шлях $h_{0ц}$ (див. рисунок 2.1). За ходу плунжера 5 більше $h_{0ц}$, напірна порожнина а напірний гідроканали « a_1 », « a_2 », « a_3 », порожнини C_{12} та C_{22} сполучається зі зливною порожниною C і тиск в гідросистемі вібратора знижується до рівня закриття ГІТ – p_2 .

Оскільки під час зарядки гідромеханічного акумулятора силового блоку ВГВ – ГЦ (переміщення плунжера на хід $h_{0ц}$) тиск енергоносія в порожнині A зберігається на рівні p_1 .

Після падіння тиску енергоносія в гідросистем вібратора нижче рівні p_2 , ударний плунжер 5 здійснює робочий хід середньої силою удару по об'єкту технологічного впливу. В кінці зворотного ходу плунжера 5 запірні елементи першого та другого рівня герметизації ГІТ (запірний елемент 6 і втулка-клапан 8) повертається початкове положення і цикл повторюється.

3 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ВІБРОУДАРНОГО ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА-ГІДРОЦИЛІНДРА НА БАЗІ ПРОРІЗНИХ ПРУЖИН

3.1 Конструктивна схема віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра на базі прорізних пружин та принцип його роботи

Віброударний гідроімпульсний вібратор-гідроциліндр на базі ПП можна використовувати в різних вібраційних і віброударних машинах (ВМ і ВУМ) як вібродвигун (гідроциліндр) для реалізації вібраційних технологій, наприклад, виготовлення виробів з порошкових матеріалів, форм для ливарного виробництва тощо, а також у вигляді окремих пристроїв, зокрема вібраторів для інтенсифікації різних технологічних процесів у будівництві, ресурсних випробовувань механізмів і машин (випробовувальні стенди) і т. ін.

Використання в силових ланках ПП віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра (ВГВ – ГЦ) дозволяє виконати конструкцію цього вібратора компактною достатньо значної потужності.

Конструктивна схема ВГВ – ГЦ показана на рисунку 3.1. Вібратор складається з корпусу 3 силового блоку ВГВ-ГЦ, в якому розміщено ударний силовий плунжер 5 з розподільним елементом у вигляді золотникового перекриття $h_{\text{дц}}$. Ударний силовий плунжер 5 навантажено прорізною пружиною 7 (ПП7) підвищеної жорсткості k_2 , попередня деформація y_{02} якої забезпечується під час збирання вібратора за допомогою шпилькового нарізного з'єднання (шпильки 21, гайки 22 і шайби 23), яким корпус 3 силового блоку ВГВ – ГЦ приєднується до корпусу 4 параметричного генератора імпульсів тиску (ГІТ) вібратора. ПП 7 розміщується в центральних осьових розточках плунжера 5 та напрямного виступу корпусу 4 ГІТ, що входить в розточку корпусу 3, яка одночасно є основною зливною порожниною C' ВГВ – ГЦ, яка через штуцер 20 за допомогою рукава (на рисунок 3.1 умовно не показано) з'єднується з баком B гідронаносної станції

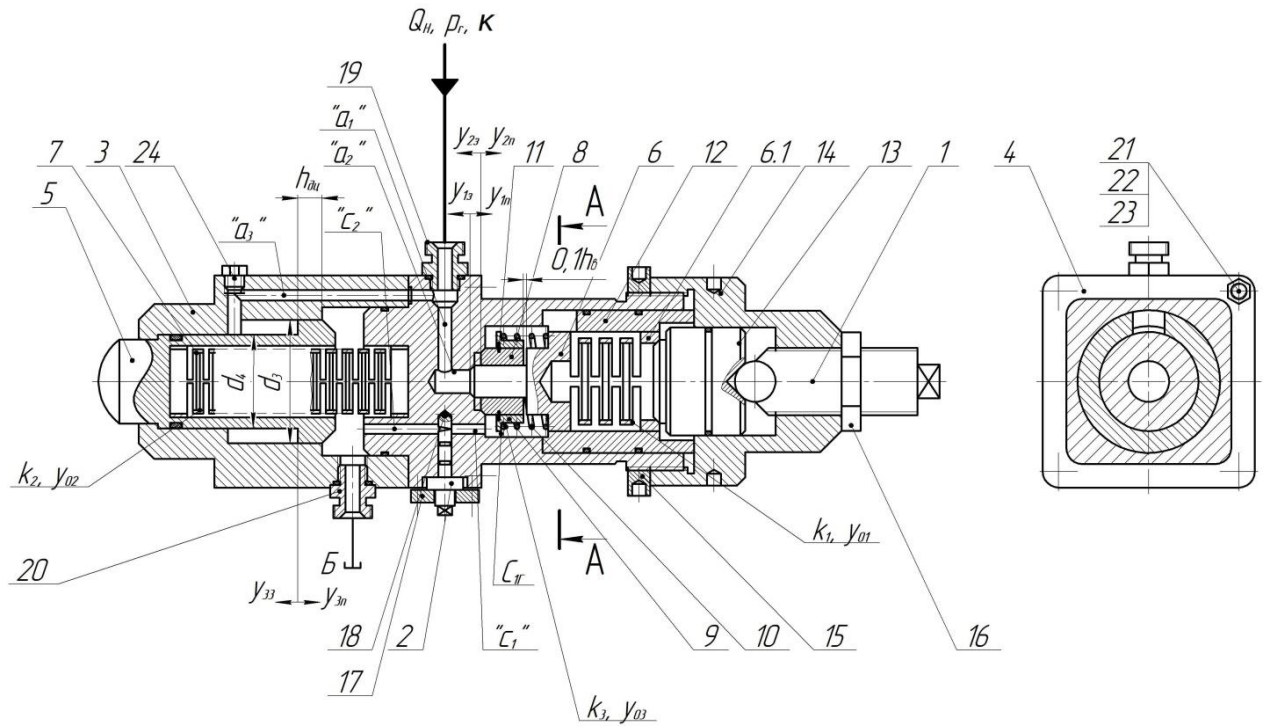


Рисунок 3.1 – Віброударний гідроімпульсний вібратор-гідроциліндр на базі прорізних пружин

живлення вібратора (на рисунок 3.1 умовно не показана).

В корпусі 4 ГІТ розміщуються перший і другий ступені герметизації ГІТ. Перший ступінь 6 герметизації ГІТ реалізовано за допомогою запірного елемента у вигляді конусного клапана, поєднаного в одній деталі з прорізною пружиною 6.1 (ПП 6.1). Запірний елемент 6 складається зі ступінчастих циліндричних частин різних діаметрів. На торці циліндричної частини меншого діаметра утворена герметизуюча фаска з середнім діаметром d_1 і кутом конуса ($60...90^\circ$), притерта по відповідній широкій фасці сидла першого ступеня герметизації ГІТ, яке виконано за допомогою певних розточок в корпусі 4 ГІТ (див. рисунок 3.1). Циліндрична частина запірного елемента 6 діаметром d_1' , спряжена за точною посадкою (не нижче $\Phi d_1' \frac{H_6}{f_6}$) з отвором втулки – клапана 8 другого ступеня герметизації ГІТ. Втулка – клапан 8 на лівому торці (за креслеником, див. рис. 3.1) має герметизуючу широку фаску, яка притерта по відповідній фасці, утвореній розточкою в

корпусі 4 ГІТ, при чому, з метою мінімізації об'єму проміжної порожнини В, герметизуючі фаски сидла першого та другого ступенів герметизації ГІТ лежать в одній косій площині (див. рисунок 3.1).

Для створення початкового контактного тиску p_k , втулка – клапан 8 до свого сидла притискається через ступінчасту втулку 9 та запірне розрізне кільце 11 втулкою пружиною 10 жорсткістю k_3 . Попередня деформація пружини 10 y_{03} створюється під час збирання запірних елементів ГІТ першого ступеня герметизації 6 та втулки – клапана 8.

Направлення ПП 6.1 здійснюється гільзою 12, спряженою своїм центральним осьовим отвором за ходовою посадкою (посадка із зазором, орієнтовно 7 – 8 квалітетів точності) з напрямними частинами ПП 6.1 запірного елемента 6 (див. рисунок 3.1). В осьовому напрямку гільза 12 фіксується внутрішнім торцем накидної гайки 14, яка нагвинчується на циліндричний зовнішній виступ корпусу 4 ГІТ. Накидна гайка 14 контрється відносно корпусу 4 ГІТ контргайкою 15. У внутрішню нарізку хвостовика накидної гайки 15 вкручено гвинт 1 із завальцованою в його циліндричну регульовальну частину кулькою, яка контактує з поршнем 13, який через конічну поверхню свого шипа-виступу взаємодіє з опорним кільцем ПП 6.1, здійснює таким чином регулювання попередньої деформації y_{01} ПП 6.1 жорсткістю k_1 . Регульовальний гвинт 1 контрється контргайкою 16.

Робоча рідина (енергоносії) через напірний штуцер 19 від гідронасосної станції живлення (на рисунок 3.1 умовно не показана) вібратора через гідро канали “ a_1 ” та “ a_2 ” підводиться до торця запірного елемента 6 першого ступеня герметизації ГІТ, а через гідроканал “ a_3 ” в напірну порожнину А зарядного переміщення ударного силового плунжера 5, оскільки система плунжер 5 – ПП 7 за суттю є механічним акумулятором, який накопичує потенціальну енергію для ударної взаємодії з об'єктом віброударного впливу вібратора.

Зливна порожнина $C_{1Г}$ ГІТ сполучена із зливною порожниною С ВГВ – ГЦ через регульований дросель-реле часу та гідро канали “ C_1 ” та “ C_2 ”. Дросель-реле часу складається з плунжера 2 в торець якого завальцована кулька 18, яка впирається в дно розточки розміщення плунжера 2 і служить для полегшення повертання плунжера 2.

В осьовому положенні плунжер 2 фіксується відносно корпуса 4 фланцем 17, що кріпиться до корпуса 4 гвинтами та шпильками, на рис. 3.1 позначені осьовими лініями. Дроселювання енергоносія здійснюється прорізом на поверхні плунжера 2, розташованим на його поверхні між гідро каналами “ C_1 ” та “ C_2 ”. Проріз може займати півкола зовнішньої поверхні плунжера 2 і мати в поперечному перерізі прямокутну або трикутну форму. 24 – технологічна пробка.

Порожнина $C_{2Г}$ розміщення ПП 6.1 вільно сполучена зі зливною порожниною $C_{1Г}$ ГІТ пазом “ C_3 ” в гільзі 12 (див. переріз $A-A$). Між внутрішньою поверхнею отвору гільзи 12 діаметром d_5 і зовнішньою поверхнею робочих кінців ПП 6.1 утворено розрахунковий зазор, який виключає заклинювання робочих кілець під час деформації ПП 6.1 внаслідок їх радіального повороту. Такого ж типу зазор передбачено і для ПП 7.

Під час подачі Q_M енергоносія від гідронаосної станції живлення ВГВ-ГЦ (на рисунку 3.1 умовно не показана) в гідро каналами “ a_1 ”, “ a_2 ”, “ a_3 ” та напірну порожнину A силового блоку вібратора за рахунок стисливості енергоносія його тиск зростає до рівня “відкриття” ГІТ.

$$p_1 \geq k_1 \cdot \frac{y_{01}}{A_1} = \frac{k_1 \cdot y_{01}}{(0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2)} \approx 1,27 \cdot k_1 \cdot y_{01} \cdot d_1^2, \quad (3.1)$$

де $A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \approx 0,785 \cdot d_1^2$ – середня площа поперечного перерізу запірної частини 6 першого ступеня герметизації ГІТ (переріз по середньому діаметрі герметизуючої фаски запірної частини 6). За рівня

тиску p_1 запірний елемент 6 відривається від сідла і енергоносії під тиском p_1 поступає в проміжну порожнину B та діє на середню площу $A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \approx 0,785d_2^2$ втулки – клапана 8 запірного елемента другого ступеня герметизації ГТТ. Оскільки $A_2 > A_1(d_2 > d_1)$, а $p_1 > p_2$, де

$$p_K = \frac{k_3 \cdot y_{03}}{A_2} = \frac{k_3 \cdot y_{03}}{(0,25\pi d_2^2)} \approx 1,27 \cdot k_3 \cdot y_{03} \cdot d_2^{-2} \quad (3.2)$$

- контактний тиск початкової герметизації втулки – клапана 8, втулка – клапан 8 відривається від сідла, проходить відстань $\sim 0,1h_{\text{с}}$ і разом із запірним елементом 6 здійснює робочий хід на відстань $h_{\text{б}}$ додатково стискаючи ПП 6.1 на цю величину.

За наявності дроселя-реле часу в порожнинах $C_{1Г}$ та $C_{2Г}$ якийсь час (регулюється гідравлічним опором дроселя-реле часу) тиск енергоносія зберігається на рівні p_1 , поки ударний силовий плунжер 5, стискаючи ПП 7 не пройде шлях $h_{\text{ду}}$ (див. рисунок 3.1). За ходу плунжера 5 більше $h_{\text{ду}}$, напірна порожнина A , напірні гідроканали “ a_1 ”, “ a_2 ”, “ a_3 ”, порожнини $C_{1Г}$ та $C_{2Г}$ сполучаються зі зливною порожниною C' і тиск енергоносія в гідросистемі вібратора знижується до рівня “закриття” ГТТ.

$$p_2 \leq \frac{k_1 \cdot (y_{01} + h_{\text{в}})}{A_2} = \frac{k_1 \cdot (y_{01} + h_{\text{в}})}{(0,25 \cdot \pi \cdot d_2^2)} \approx 1,27 \cdot k_1 \cdot (y_{01} + h_{\text{в}}) \cdot d_2^{-2} . \quad (3.3)$$

Оскільки під час зарядки гідромеханічного акумулятора силового блоку ВГВ – ГЦ (переміщення плунжера на хід $h_{\text{ду}}$) тиск енергоносія в порожнині A зберігається на рівні p_1 , можна припустити, що:

$$p_1 = \frac{k_2 \cdot (y_{02} + h_{\text{ду}})}{A_3} = \frac{k_2 \cdot (y_{02} + h_{\text{ду}})}{[0,25 \cdot \pi \cdot (d_3^2 - d_4^2)]} \approx 1,27 \cdot k_2 \frac{(y_{02} + h_{\text{ду}})}{(d_3^2 - d_4^2)}, \quad (3.4)$$

де $A_3 = \frac{\pi(d_3^2 - d_4^2)}{4} \approx 0,785 \cdot (d_3^2 - d_4^2)$. Залежність (4) реалізується за умови, що $k_2 > k_1$, наприклад за рахунок більшого робочого перерізу кілець ПП 7 порівняно з ПП 6.1.

Після падіння тиску енергоносія в гідросистемі вібратора нижче рівня p_2 , ударний плунжер 5 здійснює робочий хід з середньою силою удару по об'єкту технологічного впливу (на рисунку 3.1 умовно не показаний).

$$F_{ym} = k_2(y_{02} + h_{\text{дц}}) - p_2 \cdot A_3 \quad (3.5)$$

В кінці зворотного ходу плунжера 5 запірні елементи першого та другого рівнів герметизації ГІТ (запірний елемент 6 і втулка-клапан 8) повертаються в початкове положення і цикл повторюється.

Режим посадки втулки-клапана 8 в кінці її зворотного ходу визначається зазором в посадці $\phi d_1' \frac{H_6}{f_6}$. У випадку, якщо прохідний переріз цього зазору не достатній, його можна збільшити маленькою лискою на циліндричній частині запірного елемента 6.

3.2 Розроблення динамічної моделі віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра

Робочий цикл ВМ і ВУМ з гідроімпульсним приводом (ГІП), зазвичай, багатofазний. Теоретичними та експериментальними дослідженнями [1 – 2, 9 – 11] цих машин встановлено, що, з метою спрощення математичного моделювання ВМ і ВУМ з ГІП, а також пристроїв на його основі ці фази доцільно об'єднати в два періоди – прямий (присвоюють поточним переміщенням та їх похідним, індекс “П”) і зворотний (індекс “З”) ходи виконавчих ланок (кінематичних і силових) ГІТ та гідродвигунів (гідроциліндрів) ГІП [1, 2, 9 – 11].

Згідно з наведеним роз'ясненням, рухомі зведені маси ВГВ-ГЦ, які переміщуються під час прямого та зворотного ходів ланок вібратора (ГІТ та ударний силовий плунжер 5, див. рис. 3.1), можна визначити за формулами:

$$m_1 = m_6 + m_{6.1} = m_6 = m_6 + 2a_1^2\rho[\pi R_1 n_1 + a_1(n_1 + 1)]; \quad (3.6)$$

$$m_2 = m_8 + m_9 + m_{10} + m_{11}; \quad (3.7)$$

$$m_3 = m_5 + m_7 = m_5 + 2a_2^2\rho[\pi R_2(n + 3) + a_2(n_2 + 1)]; \quad (3.8)$$

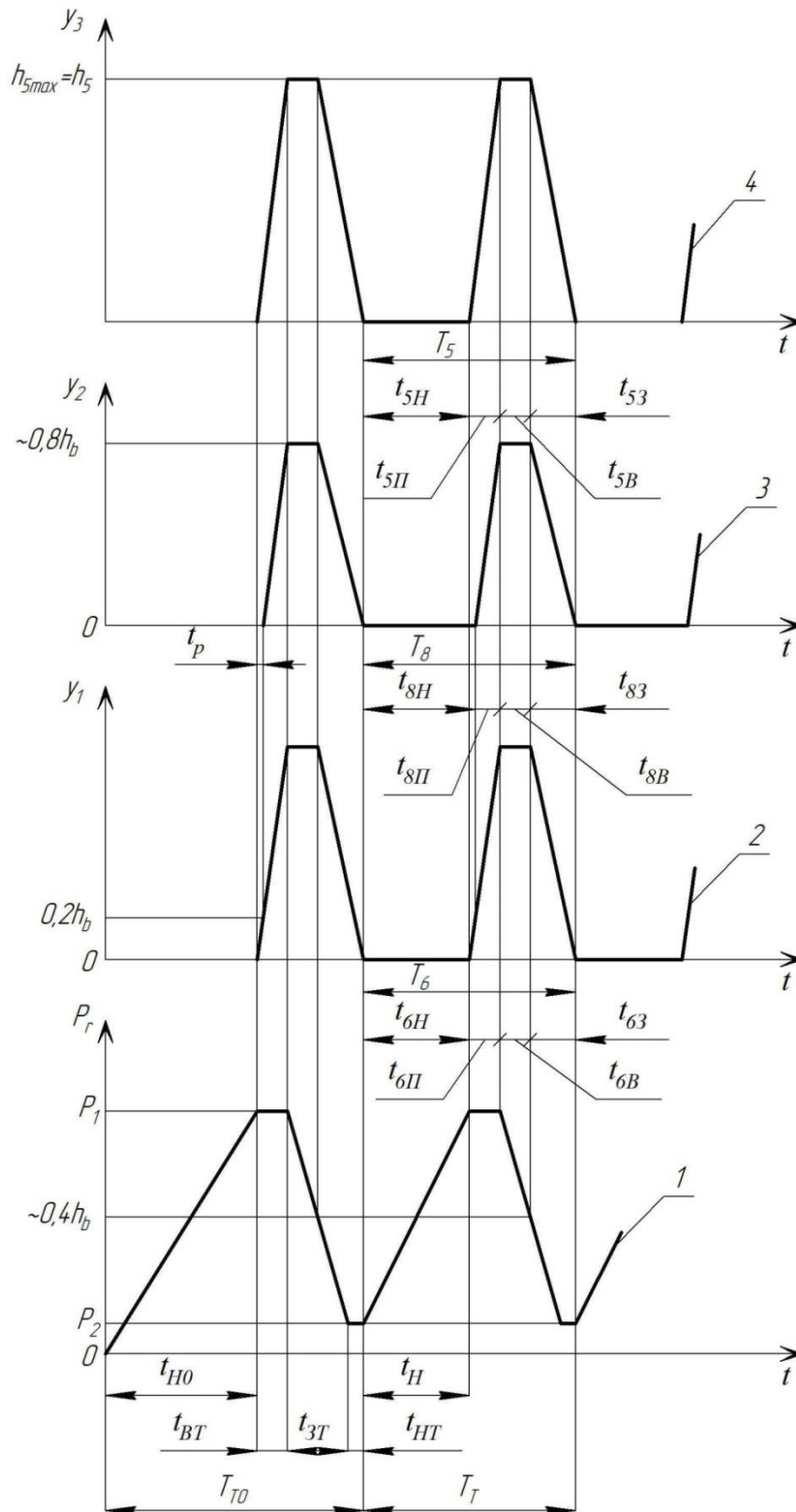
де m_1 – зведена маса рухомих деталей першого ступеня герметизації ГІТ вібратора; m_6 – маса запірної частини першого ступеня герметизації (запірної частини) ГІТ; $m_{6.1} = m_{P.K1} + m_{n1}$ – рухома маса ПП 6.1, що здійснює деформаційне переміщення, окрім правого опорного кільця ПП 6.1, товщиною $b_1=3a_1$ [2], яке впирається в поршень 13 регулятора тиску “відкриття” ГІТ (тут $m_{P.K1} = 2\pi R_1 n_1 a_1^2 \rho$ – маса робочих кілець ПП 6.1; R_1 – середній радіус ПП 6.1; n_1 – число робочих кілець ПП 6.1; a_1 – товщина робочого кільця ПП 6.1, рівна ширині прорізи ПП 6.1; ρ – густина матеріалу ПП 6.1 та ПП 7; $m_{П1} = 2a_1^3(n_1 + 1)\rho$ – маса перемичок ПП 6.1 за припущення, що їх форма куб з ребром a_1 , рівним товщині робочого кільця ПП 6.1); m_2 – зведена маса запірної частини другого ступеня герметизації ГІТ, яка складається із маси m_8 втулки-клапана 8, маси m_9 ступінчастої втулки, маси m_{10} рухомої частини (ефективної) витієї пружини 10 та маси m_{11} запірної розрізної частини 11 (див. рисунок 3.1); m_3 – зведена маса системи силового блоку вібратора (ударного плунжера 5, навантаженого ПП 7 (див. рисунок 3.1), яка є сумою (див. (3.8) маси m_5 ударного плунжера 5 та рухомої маси m_7 ПП 7, що здійснює деформаційно-кінематичний рух за виключенням правого опорного кільця ПП 7, товщиною $b_2=3a_2$ [2], яке на дно розточки в корпусі 4 ГІТ вібратора; $m_7 = m_{Rn2} + m_{n2} + m_{ОПК2}$, де $m_{P.K2} = 2\pi R_2 n_2 a_2^2 \rho$ – маса робочих кілець ПП 7; $m_{П2} = 2a_2^3(n_2 + 1)\rho$ – маса перемичок ПП 7 за припущення, що їх форма куб з ребром a_2 , рівним товщині робочого кільця ПП 7);

перемичок ПП 7; $m_{\text{опк2}} = 6\pi R_2 a_2^2 \rho$ – маса опорного лівого кільця ПП 7 (за креслеником, див. рисунок 3.1), товщиною $b_2=3a_2$ [2]; R_2 , n_2 – відповідно середній радіус і число кілець ПП 7. В обох ПП 6.1 та ПП 7 число перемичок можна розрахувати за залежністю $n_{\text{П}} = 2(n_i + 1)$, де $n_i = n_1$ для ПП 6.1 та $n_i = n_2$ для ПП 7.

3.2.1 Орієнтовна циклограма робочого циклу віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра

Орієнтовну циклограму робочого циклу ВГВ-ГЦ доцільно описати у вигляді двох парних імпульсів зміни тиску p_r енергоносія в напірній порожнині А силового блоку вібратора, яка через напірні гідроканали “ a_1 ”, “ a_2 ” та “ a_3 ” безпосередньо зв’язані із запірним елементом 6 першого рівня герметизації ГТТ та переміщень зведених мас m_1 , m_2 і m_3 , без врахування перехідних процесів на перших імпульсах зміни тиску і переміщень. Як показують експериментальні дослідження ГП [2, 5] в більшості випадків перехідні процеси закінчуються під час других імпульсів і коливальний процес роботи ГП стабілізується. Дослідження – це окрема тема досліджень ГП і гідроімпульсних пристроїв, яка, зазвичай, виконується експериментальним шляхом. Обсяг та зміст цієї роботи виходить за межі МКР, оскільки на хід перехідних процесів впливають багато факторів, які змінюють фізичні параметри енергоносія, наприклад, такі як його густина ρ_e , модуль напруженості K , динамічна в’язкість $\mu_e = \rho_e \nu_e$ (ν_e – кінематична в’язкість) тощо.

Графічно орієнтовну циклограму робочого циклу ВГВ-ГЦ можна зобразити (рисунок 3.2 як лінійні графіки зміни тиску p_r енергоносія (крива 1) в напірній порожнині А вібратора, переміщення запірного елемента 6 першого ступеня герметизації ГТТ вібратора, суміщеного з ПП 6.1 (маса m_1 , крива 2), переміщення втулки-клапана 8 запірного елемента другого ступеня герметизації ГТТ (маса m_2 , крива 3) та переміщення ударного плунжера 5 (маса m_3 , крива 4, див. рисунок 3.1 та рисунок 3.2).



1 – крива зміни тиску енергоносія в напірній порожнині А вібратора; 2 – крива переміщення запірної елемента 6 першого ступеня герметизації ГІТ вібратора, суміщеного з ПП 6.1 (маса m_1); 3 – крива переміщення втулки-клапана 8 запірної елемента другого ступеня герметизації ГІТ (маса m_2); 4 – крива переміщення ударного плунжера 5 (маса m_3);

Рисунок 3.2 – Орієнтовна циклограма робочого циклу ВГВ-ГЦ

Як було відмічено, що згідно результатів експериментальних досліджень ГІП, нормальний режим зміни тиску енергоносія p_r та переміщень рухомих ланок ГІТ і виконавчих ланок (поршні та плунжери гідроциліндрів) ГІП стабілізується в основному з другого імпульсу цього робочого процесу, що характеризується однаковими періодами (та лінійними частотами) імпульсів зміни тиску $p_r(T_T)$, переміщень, відповідно, T_6 – запірнього елемента 6 першого ступеня герметизації ГІТ, T_8 – запірнього елемента (втулки-клапана 8) другого ступеня герметизації ГІТ та T_5 – ударного плунжера 5 ВГВ – ГЦ (див. рисунок 3.2), які є сумою відповідних часових інтервалів:

$$\begin{aligned} T_T = t_{\Pi} + t_{BT} + t_{3T} + t_{HT} = T_6 = t_{6\Pi} + t_{6B} + t_{63} + t_{6H} = T_8 = \\ = t_{8\Pi} + t_{8B} + t_{83} + t_{8H} = T_5 = t_{5\Pi} + t_{5B} + t_{53} + t_{5H} \quad (3.9) \end{aligned}$$

де t_H – час зростання (набору) тиску енергоносія в напірній порожнині A вібратора з рівня p_2 до рівня p_1 ; t_{BT} – час стабілізації тиску енергоносія в напірній порожнині A на рівні p_1 , внаслідок якої запірний елемент 6 ГІТ за час $t_{6\Pi}$ здійснює пряме переміщення (прямий хід) на величину від’ємного перекриття h_e (див. рисунок 3.2), а втулка-клапан 8 (запірний елемент другого ступеня герметизації ГІТ) із зсувом за фазою t_p проходить відстань $\sim 0,2h_b$ (сюди включається зазор $0,1h_b$, див. рисунок 3.1), впирається в буртик запірнього елемента 6 та разом з ним як одне ціле здійснює прямий хід протягом часу $t_{8\Pi}$ на відстані $\sim 0,8h_b$; t_{3T} – час зміщення тиску енергоносія в напірній порожнині A та зв’язаних безпосередньо з нею гідроканалах “ a_1 ”, “ a_2 ” та “ a_3 ” з рівня p_1 до рівня p_2 внаслідок відкриття ГІТ на величину від’ємного перекриття h_b та переміщення ударного плунжера 5 на величину від’ємного перекриття $h_{вц}$; t_{HT} – час витримки тиску енергоносія в напірній порожнині на рівні P_2 ; $t_{6B} > t_{8B} = t_{5B}$ – орієнтовний час вистою в кінці прямого ходу запірних елементів ГІТ (першого та другого ступенів герметизації 6 та втулки-клапана 8) і ударного плунжера 5, протягом якого тиск енергоносія в напірних порожнині A та гідроканалах “ a_1 ”, “ a_2 ” та “ a_3 ”

зменшується орієнтовно до рівня $\sim 0,4p_1$; $t_{63} = t_{83} = t_{53}$ – час зворотного переміщення зворотного ходу запірних елементів ГІТ та ударного плунжера 5, протягом якого тиск енергоносія в напірних порожнині А та гідроканалах “ a_1 ”, “ a_2 ” та “ a_3 ” зменшується від рівня $\sim 0,4p_1$ до p_2 ; $t_{HT} = t_{3T} - t_{63}$ (або $t_{HT} = t_{3T} - t_{83}$, чи $t_{HT} = t_{3T} - t_{53}$) – час витримки тиску енергоносія в напірних порожнині А та гідроканалах “ a_1 ”, “ a_2 ” та “ a_3 ” на рівні p_2 ; $t_{6H} = t_{5H} = t_{8H} - t_p$ – відповідно, час вистою запірного елемента 6(t_{6H}), ударного плунжера 5(t_{5H}) та втулки-клапана 8(t_{8H}) в кінці їх зворотного ходу перед початком нового(повторного) прямого ходу. Повний хід(переміщення) ударного плунжера 5 $h_5 = h_{дц} + h_{вц}$, де час переміщення $t_{5П}$ плунжера 5 на цьому шляху, з метою узгодження з часом відкриття $t_{6П} = t_{8П} + t_p$ ГІТ, регулюється дроселем – реле часу (основна деталь дроселя – плунжер 2 з дроселюючим прорізом певної форми на циліндричній поверхні плунжера 2, через який сполучаються гідроканали “ C_1 ” та “ C_2 ”, які з’єднують зливні порожнини $C_{ІГ}$ ГІТ та C силового блока, див. рисунок 3.1). Призначення реле часу – збільшення тривалості t_{63} закриття ГІТ вібратора для забезпечення повного проходження ударним плунжером 5 шляху h_5 та максимального переміщення на ділянці $h_{вц}$, що забезпечить швидке зниження в напірній порожнині А тиску енергоносія нижче рівня p_2 і максимальну силу удару, згідно із залежністю (3.5), по об’єму технологічного впливу(на рисунок 3.1 умовно не показаний). Крім того дросель-реле часу дозволяє за рахунок регулювання часу заднього фронту імпульсів тиску(час $t_{3T} + t_{HT}$) та імпульсів переміщення запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ(відповідно, час $t_{63} + t_{6H} = t_{83} + t_{8H}$, оскільки ці елементи на шляху зворотного ходу рухаються як одне ціле) в певному діапазоні регулювати частоту імпульсів(і вібрацій ударного плунжера 5).

Час t_H зростання тиску енергоносія в напірній порожнині А ВГВ – ГЦ є визначальним фактором в робочому циклі вібратора. Величину t_H можна

оцінити за відомою [5] лінійною залежністю отриманою на основі стисливості енергоносія:

$$t_H = \Delta p \cdot \frac{W_0}{Q_H \cdot K}, \quad (3.10)$$

де $\Delta p = p_1 - p_2$ – амплітуда імпульсу тиску (див. рисунок 3.2); W_0 – початковий об’єм повної напірної порожнини гідросистеми вібратора, яка включає напірну порожнину A , напірні гідроканали “ a_1 ”, “ a_2 ” та “ a_3 ” та об’єм напірного рукава високого тиску від гідронасоса гідронадної станції живлення до штуцера 19 підведення цього рукава до ВГВ – ГЦ; Q_H – подача гідронасоса живлення вібратора (ГІТ ГІВ – ГЦ підключено за системою “на виході” [5]); K – ізотермічний модуль пружності енергоносія. Залежність (3.10) справедлива для строго постійних величин, що входять в неї, та абсолютно чистого енергоносія (оливи), без домішок та розчиненого повітря, а реальна залежність не лінійна, оскільки Δp , W_0 , Q_H , та K нелінійно змінюються під впливом зовнішніх факторів, наприклад, температури, забруднень, втрат оливи через гідравлічні ущільнення тощо. Форма кривої t_H може бути як увігнутою, так і випуклою.

Адекватність орієнтовної циклограми робочого циклу вібратора реальному циклу роботи ВГВ – ГЦ можна встановити на основі експериментальних досліджень дослідного зразка вібратора. Щоб визначити корелюючі коефіцієнти для оцінки адекватності теоретичного робочого циклу експериментальному, доцільно виразити періоди зміни імпульсів тиску енергоносія та переміщень ланок ВГВ – ГЦ виразити через циклові коефіцієнти [5], наприклад,

$$T_T = \nu^{-1} = t_H \left[1 + \frac{t_{BT} + t_{3T} + t_{HT}}{t_H} \right] = K_{ЦТ} \cdot t_H, \quad (3.11)$$

де ν – лінійна частота імпульсів тиску енергоносія в напірній порожнині A вібратора (див. рисунок 3.1), Гц; $K_{\text{ЦТ}} = 1 + \frac{t_{BT} + t_{3T} + t_{HT}}{t_H}$ – цикловий коефіцієнт імпульсів тиску. Аналогічні коефіцієнти можна ввести для імпульсів переміщень запірних елементів ГТ та ударного плунжера (див. рисунок 3.1. та рисунок 3.2).

Реальну циклограму робочого циклу вібратора можна отримати шляхом осцилографування робочого процесу дослідного зразка ВГВ – ГЦ за допомогою променевих осцилографів або комп'ютеризованих дослідницьких комплексів для експериментальних кривих зміни тиску енергоносія та переміщень ланок вібратора можна знайти експериментальний цикловий коефіцієнт $K_{\text{ЦТ}}^e$, аналогічний, наведеному в (3.11), за таких же початкових умов, тоді корелюючий коефіцієнт, наприклад для імпульсу тиску, можна визначити так:

$$K_{KOP}^P = \frac{K_{\text{ЦТ}}}{K_{\text{ЦТ}}^e} \quad (3.12)$$

Для достовірності порівняння експериментальних кривих зміни тиску енергоносія та переміщень рухомих ланок вібратора необхідно побудувати орієнтовну циклограму робочого циклу вібратора в тому ж масштабі, що й експериментальні криві, наприклад, на осцилограмі відрізок l_T^e (мм) відповідає періоду імпульсів тиску T_T^e , тоді масштаб імпульсу тиску $\mu_{tp} = T_T^e / l_T^e$, с/мм. Аналогічні масштаби слід встановити також і для імпульсів переміщень ланок вібратора. Після виконання таких підготовчих дій, відрізки, що визначають часові та просторові параметри орієнтовного та реального робочого циклу вібратора будуть зв'язані очевидними співвідношеннями, наприклад, для періоду імпульсів тиску:

$$l_T^T = K_{KOP}^P \cdot l_T^e, \quad (3.13)$$

де $l_T^T = \mu_{tp} \cdot l_T^e$ - відрізок, що відповідає періоду імпульсів тиску T_T та орієнтовній циклограмі робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2).

Використовуючи співвідношення тиску (3.13), можна перевірити, наприклад, адекватність математичної моделі ВГВ-ГЦ, чи іншої гідроімпульсної машини, дослідному зразку, визначивши розбіжність між l_T^T і l_T^e як відносну похибку:

$$\delta_T = \pm \left[\frac{l_T^e - l_T^T}{l_T^e} \right] \cdot 100\% = \pm (1 - K_{KOP}^P) \cdot 100\% \leq [\delta_T], \% \quad (3.14)$$

де $[\delta_T], \%$ – допустиме відносне відхилення згідно прийнятих норм [5].

3.2.2. Динамічна модель прямого та зворотного ходів запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ та ударного плунжера віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра

ВГВ-ГЦ, як реальна механічно-гідравлічна система, складається з великого числа динамічних параметрів, що формують її робочий цикл. До цих параметрів відносяться силові (рушійні сили та сили опору (пружні, в'язкі та ін.), енергетичні (потoki енергоносія тощо) та кінематичні (переміщення, швидкості та пришвидшення) чинники, які також можуть змінюватись випадковим чином. Повністю врахувати в динамічній і математичній моделях вібратора вплив цих чинників неможливо, оскільки аналіз і дослідження цих моделей дуже ускладниться, а то й стане неможливим через непереборні математичні труднощі.

З метою зменшення трудомісткості побудови, аналізу та дослідження динамічних моделей ВГВ-ГЦ, необхідно ще, крім раніше викладених, прийняти більш загального характеру обґрунтовані припущення у вигляді цілісної системи припущень:

– оскільки маса енергоносія в напірних порожнині A та гідроносіях і гідроканалах вібратора (див. рисунок 3.1) порівняно з його рухомими масами мала, то гідравлічну лану (ГЛ) ВГВ-ГЦ доцільно моделювати як тіло Кельвіна-Фойгта, складене із паралельно з'єднаних безінерційних

(безмасових) жорсткості k_o (пружного елемента) та дисипативного елемента C_o , яке відповідає пружно-в'язкій моделі енергоносія [2, 5], а також всім закономірностям гідростатики та гідродинаміки;

– як відмічено вище, під час побудови орієнтовної циклограми робочого циклу вібратора, що коливний процес роботи ВГВ – ГЦ стабілізується, то можна припустити, що ця стабілізація настає за ізотермічного термодинамічного процесу теплообміну в гідросистемі вібратора, за якого доцільно вважати постійними фізичні параметри енергоносія в межах робочого циклу ВГВ – ГЦ: $\rho_e = const$; $\mu_e = const$; (або $\nu_e = \frac{\mu_e}{\rho_e} = const$); $\kappa = const$ (ізотермічний);

– оскільки в гідросистемі ВГВ – ГЦ всі гідроносії та гідроканали напірної частини ГЛ мають малу довжину, то хвильові процеси в ГЛ відсутні;

– порівняно з рушійними силами та силами опору гідродинамічні сили під час відкриття-закриття запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ вібратора малі і у вихідних диференціальних рівняннях математичної моделі ВГВ – ГЦ не враховується;

– згідно із загальноприйнятими правилами розрахунку та проєктування гідравлічних систем і приводів, приймаємо квадратичну [5] залежність витрати енергоносія від його тиску p_r (або деформації x_{or} ГЛ вібратора у формі тіла Кельвіна-Фойгта) через відкриті щілини запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ ударного силового плунжера 5 (див. рисунок 3.1.);

– зважаючи на високу точність спряжень рухомих ланок (посадки не нижче 6 квалітету точності) витоки енергоносія, порівняно з його потоками через відкриті щілини ГІТ та ударного плунжера 5 $h_{вц}$ (див. рисунок 3.1), дуже малі або відсутні і в рівняннях витрати не враховуються;

– припускаємо, що впродовж робочого циклу ВГВ – ГЦ коефіцієнт витрати ξ_r та $\xi_{п}$ через відкриті щілини ГІТ та ударного плунжера $h_{вц}$ (див. рисунок 3.1) постійні;

– припускаємо, що в радіальних зазорах спряжень втулки-клапана 8 з циліндричною частиною запірного елемента 6 по діаметру d_1' та ударного плунжера 5 з корпусом 3 силового блоку вібратора по діаметру d_4 має місце рідинне тертя (на ділянці спряження $\phi d_4' \frac{H7}{f7}$ після еластичного ущільнення умовним кільцем (на рисунок 3.1. умовно не позначено позицією) може діяти піврідинне або граничне тертя, яким можна знехтувати, зважаючи на короткий робочий хід h_5 ударного плунжера 5);

– ударне зусилля F_y в кінці зворотного ходу ударного плунжера 5 враховується як середня сила (див.(3.5), що діє по центральній осі ВГВ – ГЦ проти зворотного ходу ударного плунжера 5 (див. рисунок 3.1) і за відсутності конкретного технологічного процесу, який має реалізувати застосування вібратора, приймається постійною ($F_y = const$);

– у випадку вертикального розташування ВГВ – ГЦ у вихідних диференціальних рівняннях математичної моделі слід врахувати силу ваги $G_5 = m_5 \cdot g$ ($g = 9,8 \frac{M}{c^2}$ – пришвидшення вільного падіння) ударного плунжера 5, за горизонтального розташування вібратора G_5 практично не впливає на динаміку ВГВ – ГЦ.

Незалежний рух запірного елемента другого ступеня герметизації ГІТ (маса m_2) втулки-клапана 8 (див. рисунок 3.1. і рисунок 3.2) відбувається на коротку відстань $\sim(0,1 \dots 0,2) h_b$ (з врахуванням відкриття першого ступеня герметизації ГІТ (маса m_1) $\sim 0,1 h_b$) до упору втулки-клапана 8 в бурти запірного елемента 6. Далі втулка-клапан 8 і запірний елемент 6 рухаються як одне ціле на хід $\sim 0,8 h_b$ (див. рисунок 3.2), тому, з метою спрощення динамічної та математичної моделей ВГВ – ГЦ, цей процес доцільно зобразити у вигляді однієї динамічної моделі для однієї абсолютно жорсткої зосередженої маси $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$, навантаженої позиційними силами опору від пружин ПП 6.1 і витої пружини 10 (див. рисунок 3.1) та сила μ_6 дисипативного опору, що виникає через рідинне тертя в напрямній частині запірного елемента 6 і характеризується зведеним коефіцієнтом в'язкого

тертя c_1 . Слід зауважити, що пружинна частина ПП 6.1 запірнього елемента 6 здійснює деформаційне переміщення, як вже відмічалось раніше. Такого ж ряду переміщення здійснює ПП 7, а дисипативний опір рухові маси m_3 (див.(3.8)) визначається через коефіцієнт c_2 в'язкого тертя в зазорі вираження напрямної поверхні ударного плунжера 5 по діаметру d_4 з центральним осьовим отвором в корпусі 3 силового блоку вібратора. В рух маси $m_{1\Sigma}$ та m_3 приводяться від ГЛ у формі тіла Кельвіна-Фойгта через передатні відношення [2]

$$u_{0j} = A_j^2 \cdot A_0^{-2}, \quad (3.15)$$

де A_j – площа поперченого перерізу j -ї ($j=1,2,\dots,k$) рухомої ланки ВГВ – ГЦ (першого A_1 та другого A_2 ступенів герметизації ГІТ та A_3 – площа гідромеханічного акумулятора силового блоку вібратора (див. (3.4), на яку з боку напірної порожнини A діє тиск p_r енергоносія);

$$A_0 = \sum_{i=1}^{i=n} (l_i \cdot A_i) / \sum_{i=1}^{i=n} l_i - \quad (3.16)$$

усереднена площа поперечного перерізу [5] гідролінії ГЛ у формі тіла Кельвіна-Фойгта, що зведена до труби довжиною $L_0 = \sum_{i=1}^{i=n} l_i$ та внутрішнім діаметром $d_0 = \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}} \approx 1,13\sqrt{A_0}$ (тут A_i, l_i – відповідно, площа поперечного перерізу та довжина i -х напірних, гідроліній, гідроканалів і порожнин гідросистеми ВГВ-ГЦ; $i = 1,2, \dots, n$ – порядковий номер i -того гідроканала, гідролінії тощо.

Енергоносій в ГЛ, зведений до описаної труби – рідинного стовпа, під дією тиску $\Delta p_r = p_r - p_{зл}$ (тут $p_{зл}$ – тиск енергоносія в зливних порожнинах і гідроносіях гідросистем, яким у більшості випадків нехтують, приймаючи $p_{зл} = 0$ [1]) за законом Гука для рідини [5] деформується за рахунок стисливості рідини [4]

$$\Delta p_r = p_r = \varepsilon_w \cdot \kappa = \Delta W \cdot \kappa \cdot W_{0\Sigma}^{-1}, \quad (3.17)$$

де $\varepsilon_w = \Delta W \cdot W_{0\Sigma}^{-1}$ – відносна об’ємна деформація енергоносія; $\Delta W = x_{0r} \cdot A_0$ – стиснений об’єм енергоносія в ГЛ у вигляді труби з площею поперечного перерізу A_0 , причому $\Delta W = v_{0r}$; x_{0r} – лінійна деформація енергоносія в ГЛ; $W_{0\Sigma} = A_0 \cdot l_0$ – початковий об’єм енергоносія в ГЛ за закритого ПІТ та тиску в гідросистемі ВГВ-ГЦ $p_r < p_1$; $W_{0\Sigma} = \text{const}$; $x_{0r} = v_{0r}$.

За $P_r < P_1$ та $A_0 = \text{const}$; $W_{0\Sigma} = \text{const}$ і $K = \text{const}$ за відомою залежністю [5] можна визначити початкову жорсткість ГЛ у формі тіла Кельвіна-Фойгта

$$k_{0r} = A_0^2 \cdot K \cdot W_{0\Sigma}^{-1}. \quad (3.18)$$

Порівнюючи залежності (3.17) та (3.18), отримаємо зв’язок між тотожними тиском p_r енергоносія та його лінійною деформацією x_{0r} :

$$p_r = x_{0r} \cdot k_{0r} \cdot A_0^{-1}. \quad (3.19)$$

Жорсткість k_{0r} на основі закону Паскаля [5] можна визначити відносно площі поперечного перерізу будь-якої рухомої ланки ВГВ – ГЦ, або, що теж саме, за допомогою передатних відношень u_{0j} за формулою [2]

$$k_{0j} = u_{0j} \cdot k_{0r}. \quad (3.20)$$

Оскільки на A_j і в A_0 діє однаковий поточний тиск p_r , то на основі (3.19) $p_r = x_{Aj} \cdot k_{0j} \cdot A_j^{-1}$ можна отримати формулу для приведення лінійної деформації x_{0r} до площі A_j поперечного перерізу будь-якої рухомої ланки ВГВ – ГЦ:

$$x_{Aj} = x_{0r} \cdot u_{0j}^{-0,5}. \quad (3.21)$$

Швидкість деформації ГЛ у формі труби легко знайти продиференціювавши (3.21):

$$\dot{x}_{Aj} = \dot{x}_{0r} \cdot u_{0j}^{-0,5}. \quad (3.22)$$

Так як ГЛ труба, то буде правильним припустити, що швидкість $\dot{x}_{0r}$ рівна швидкості потоку енергоносія, що входить в цю трубу, наприклад, під час подачі гідронасоса Q_H чи перетикані через відкриті щілини ГІТ h_v чи $h_{вц}$ золотникового ущільнення ударного плунжера 5 з додатним перекриттям $h_{дц}$ (див. рисунок 3.1).

В ГП, як і в інших гідроприводах застосовують крапельні (ньютонівські) рідини, як енергоносії, які підкоряються закону Ньютона [5]. Для таких енергоносіїв силу в'язкого(дисипативного) опору руху ланок ВГВ-ГЦ в режимі рідинного тертя, знаходять за формулою [2] для ГЛ у формі труби:

$$F_{A0} = c_0 \cdot \dot{x}_{0r} \quad (3.23)$$

де $c_0 = 0,25\pi\mu_e d_0^2 \approx 0,785\mu_e d_0^2$ – коефіцієнт (дисипативний елемент в ГЛ як тілі Кельвіна-Фойгта) в'язкого опору під час деформації ГЛ. Діаметр d_0 також можна назвати умовним проходом ГЛ (труби довжиною L_0). Силу F_{A0} за аналогією k_{0r} , x_{0r} та $\dot{x}_{0r}$ можна також приводити до площі поперечного перерізу A_j будь-якої рухомої ланки ВГВ – ГЦ за формулою [5]

$$F_{Aj} = u_j^{0,25} \cdot c_0 \cdot (\dot{x}_{Aj} \pm \dot{y}_j), \quad (3.24)$$

де $\dot{y}$ – поточна швидкість j -тої ланки вібратора; знак “+” ставиться у випадку, коли переміщення ланки ВГВ-ГЦ збільшує деформацію x_{0r} , а знак “–” – зменшує.

В процесі протікання робочого циклу ВГВ – ГЦ початкова жорсткість ГЛ k_{0r} чи K_{0j} (див. (3.18) та (3.20) змінюється внаслідок додавання(чи

віднімання) до початкового об'єму $W_{0\Sigma}$ енергоносія додаткових об'ємів $W_g = A_j \cdot y_j$ під час переміщень y_j ланок вібратора. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень ГП ВМ і ВУМ встановлено [2, 5, 9], що об'єми W_g малі порівняно з $W_{0\Sigma}$, якими можна знехтувати та вважати $k_{0r} = \text{const}$ впродовж всього робочого циклу ВГВ – ГЦ, що суттєво спрощує динамічну та математичну моделі вібратора.

Припущення $k_{0r} = \text{const}$ узгоджується з рівнем потрібної точності математичної моделі ГП чи пристроїв на його основі. Для інженерних розрахунків припущення $k_{0r} = \text{const}$ достатнє, а у випадку більш глибоких досліджень динамічних процесів в ГП ВМ, ВУМ і пристроях на основі ГП необхідно враховувати, що $k_{0r} = \nu_{0r}$.

Ідеалізовані динамічні моделі прямого (рисунок 3.3) та зворотного (рисунок 3.4) ходів зосереджених абсолютно жорстких мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 будуємо на основі конструктивної схеми ВГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1) орієнтовної циклограми робочого ходу вібратора (див. рисунок 3.2) та прийнятої системи припущень.

На рисунок 3.3 і рисунок 3.4 позначено: k_1 – жорсткість ПП 6.1 і k_2 – жорсткість ПП 7; k_3 – жорсткість витої пружини 10 (див. рисунок 3.1); k_{0r} – жорсткість ГЛ у формі тіла Кельвіна-Фойгта, приведеного до труби з площею поперечного перерізу A_0 та довжиною L_0 ; c_1, c_2, c_0 – відповідно, коефіцієнти в'язкого опору (дисипативного) під час руху маси $m_{1\Sigma}$, маси m_3 та деформації ГЛ; $y_{1(\Pi)}, y_{2(\Pi)}, y_{3(\Pi)}, y_{1(3)}, y_{2(3)}, y_{3(3)}$ – відповідно, напрями переміщення (поточні координати) мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 під час їх прямого та зворотного ходів; $x_{0r(\Pi)}, x_{0r(3)}, \dot{x}_{0r(\Pi)}, \dot{x}_{0r(3)}$ – відповідно, напрями деформації та швидкості деформації ГЛ у формі тіла Кельвіна-Фойгта під час прямого та зворотного ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 ; $u_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$, $u_{02(01)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$, $u_{03} = A_3 \cdot A_0^{-2}$ – відповідно, передатні відношення від ГЛ до маси $m_{1\Sigma}$ на початку її прямого ходу ($y_{1(\Pi)} = 0$), маси $m_{1\Sigma}$ для $y_{1(\Pi)} > 0$ та $h_b > y_{13(23)} \geq 0$ ($u_{01(02)}$ для $y_{13(23)} = h_b$), маси m_3 під час її прямого та зворотного ходів. Взаємодія витої

пружины 10 з гільзою 12 (див. рисунок 3.1) зображена на рисунок 3.3 та рисунок 3.4 ломаним жорстким стержнем.

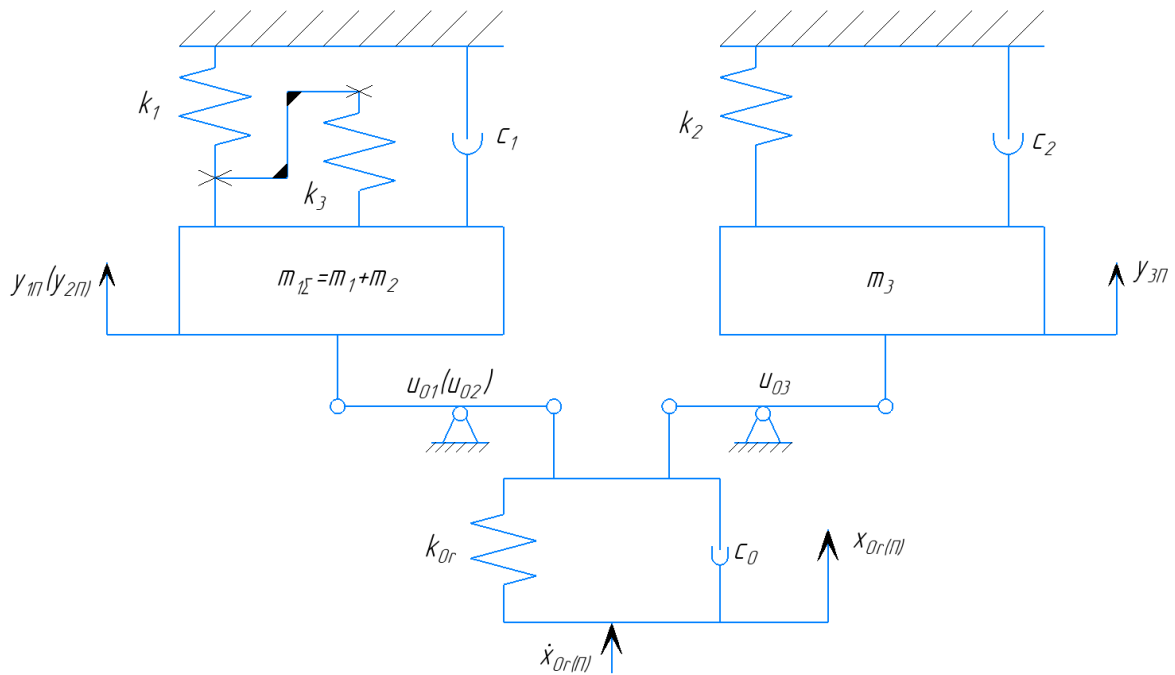


Рисунок 3.3 – Ідеалізована динамічна модель прямого ходу мас $m_{1\Sigma}$ і m_3

ВГВ – ГЦ

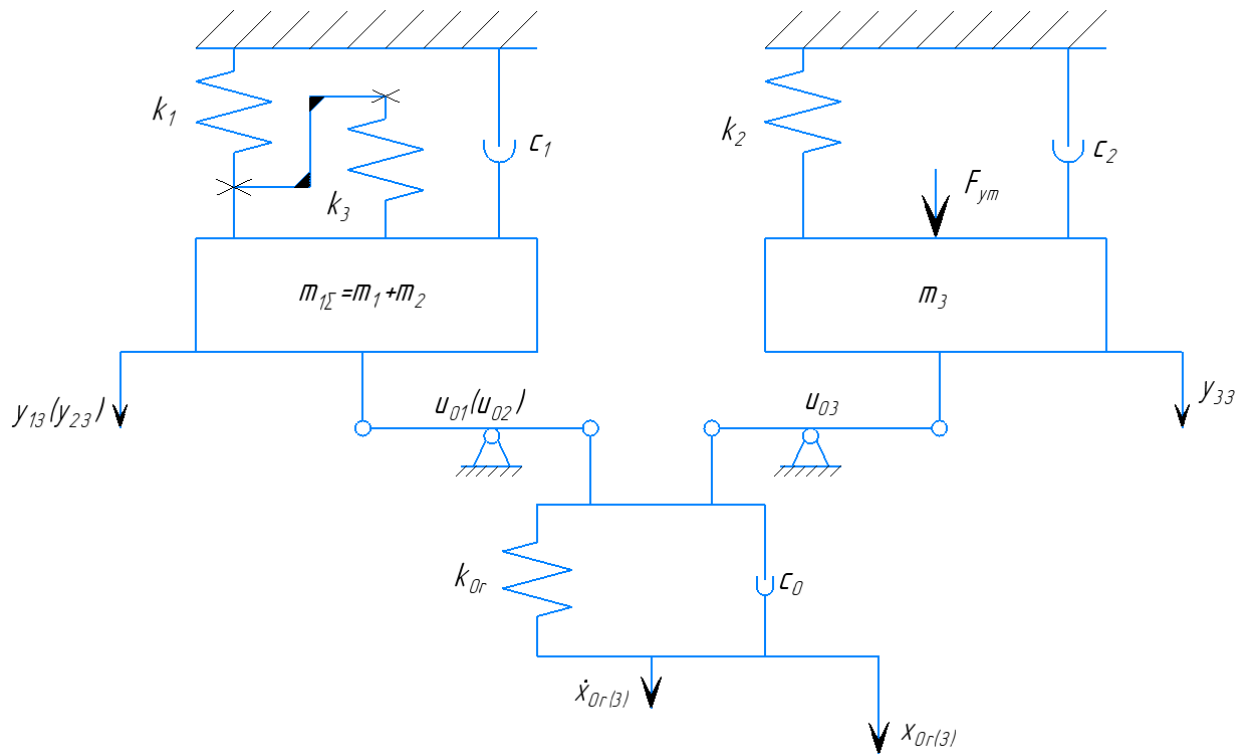


Рисунок 3.4 – Ідеалізована динамічна модель зворотного ходу мас $m_{1\Sigma}$

і m_3 ВГВ – ГЦ

Використовуючи принцип розчленування [10], з метою спрощення вихідних динамічних моделей прямого та зворотного ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 і побудови на їх основі математичних моментів моделей ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 , розділимо вихідні динамічні моделі (див. рисунок 3.3 та рисунок 3.4) на чотири прості ідеалізовані динамічні моделі прямого (рисунок 3.5, а, б) та зворотного (рисунок 3.5, в, г) ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 , привівши за формулами (3.20), (3.21), (3.22) та (3.24) до цих мас параметри ГЛ:

$$\begin{aligned}
 &u_{01(02)} \cdot k_{0r}; x_{A1(2)} = x_{0r(\Pi)} \cdot u_{01(02)}^{-0,5}; \dot{x}_{A1(2)} = \dot{x}_{0r(\Pi)} \cdot u_{01(02)}^{-0,5}; \\
 &u_{01(02)}^{0,25} \cdot c_0; u_{01(02)} \cdot k_{0r}; x_{A2(1)} = x_{0r(3)} \cdot u_{02(01)}^{-0,5}; \dot{x}_{A2(1)} = \dot{x}_{0r(3)} \cdot u_{02(01)}^{-0,5}; \\
 &u_{02(01)}^{0,25} \cdot c_0; u_{03} \cdot k_{0r}; x_{A3(\Pi)} = x_{0r(\Pi)} \cdot u_{03}^{-0,5}; \dot{x}_{A3(\Pi)} = \dot{x}_{0r(\Pi)} \cdot u_{03}^{-0,5}; \\
 &u_{03}^{0,25} \cdot c_0; x_{A3(3)} = x_{0r(3)} \cdot u_{03}^{-0,5}; \dot{x}_{A3(3)} = \dot{x}_{0r(3)} \cdot u_{03}^{-0,5}.
 \end{aligned}$$

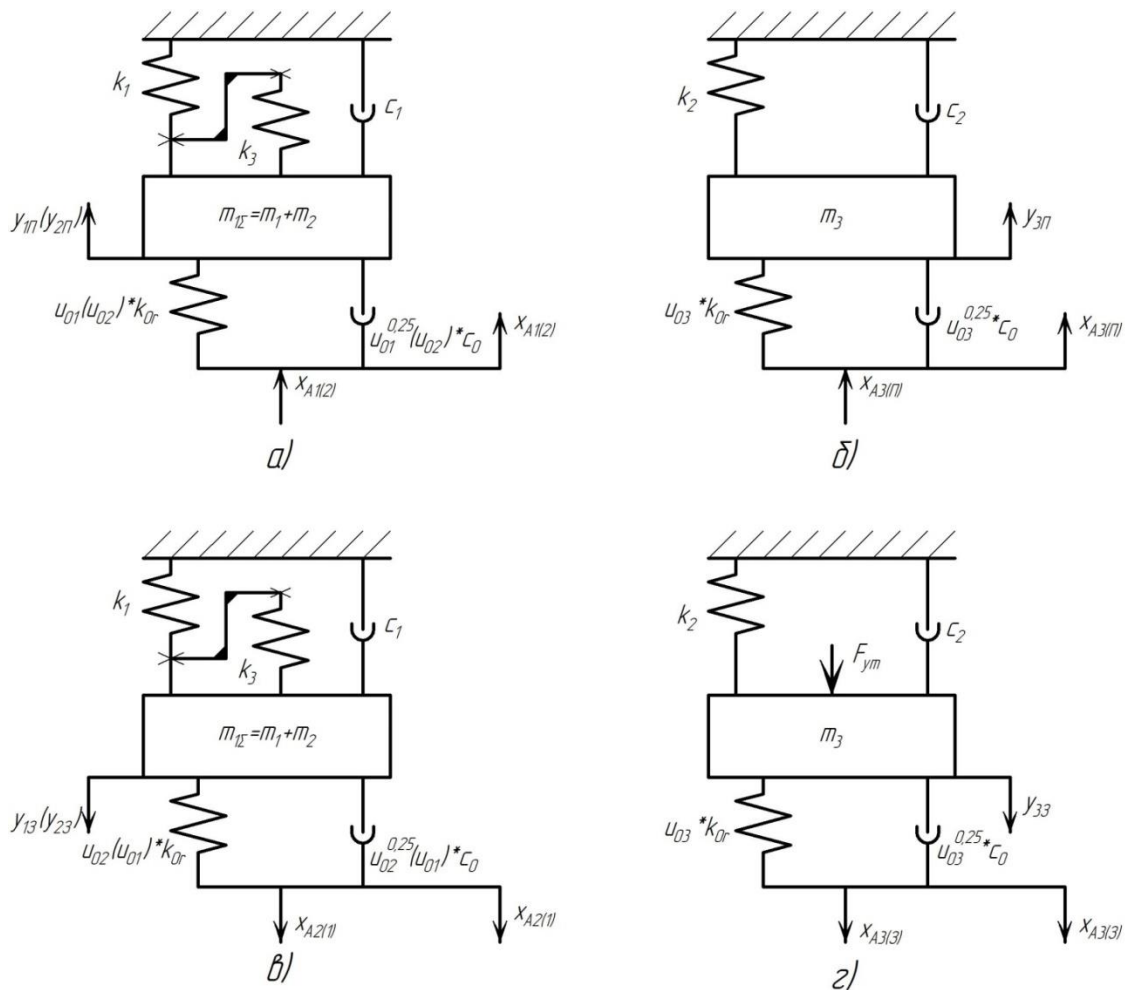


Рисунок 3.5 – Спрощені ідеалізовані динамічні моделі прямого (а, б) та зворотного (в, г) ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 ВГВ – ГЦ

3.3 Розроблення математичної моделі віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра на базі прорізних пружин

Математичну модель ВГВ-ГЦ будуюмо на основі спрощених ідеалізованих динамічних моделей прямого та зворотного ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 (див. рисунок 3.5). Складається математична модель ВГВ – ГЦ зі звичайних диференціальних рівнянь руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 під час переміщення на їх прямому та зворотному ходах, рівнянь витрат енергоносія під час цих ходів та умов однозначності, якими визначаються межі зміни деформації x_{0r} ГЛ (рівнів тиску енергоносія від $p_r \leq p_2$ до $p_r \geq p_1$), максимальні переміщення мас m_1 і m_2 (першого та другого ступенів герметизації ГТ, див. рисунок 3.1 і (3.6) та (3.7), $0 \leq h_v \leq h_{vmax}$) та m_3 (ударного плунжера 5, див. рисунок 3.1 і (3.8), $h_{5max} = h_{дц} \leq h_{дбmax}$).

Згідно розроблених динамічних моделей рушійними силами під час прямого та зворотних ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 є сили пружності ГЛ під час прямого ходу цих мас і ПП 6.1 разом з витєю пружиною 10 та ПП 7 (див. рисунок 3.1) під час зворотного ходу мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 . Сили опору рухові мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 під час прямого та зворотного ходів носять пружний і дисипативний характер, а силу F_{ym} на цьому етапі створення дослідження (аналізу) динаміки ВГВ – ГЦ доцільно прийняти постійною ($F_{ym} = const$). Всі перераховані сили мають направлення (вектори) паралельні напрямку переміщення мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 . Вектори рушійних сил мають напрям, що збігається з напрямом переміщення мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 , а вектори сил інерції $F_{ін(П)}^{П1} = m_{1\Sigma} \cdot y_{1П(2П)}^{П1}$, $F_{ін(3)}^{П1} = m_{1\Sigma} \cdot y_{13(23)}^{П1}$, $F_{ін(П)}^{П3} = m_3 \cdot y_{3П}^{П3}$, $F_{ін(3)}^{П3} = m_3 \cdot y_{33}^{П3}$ протилежні напрямку руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 . Також направлені проти напрямку переміщення мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 сили пружного та дисипативного опору.

Для отримання диференціальних рівнянь, що описують рух мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 використовуємо принцип квазістатичної рівноваги Д'Аламбера [10]. Проектуємо всі сили, що діють на маси $m_{1\Sigma}$ і m_3 на напрями їх переміщення, отримаємо для їх ходів:

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

$$\begin{cases} m_{1\Sigma} \cdot y_{1\Pi(2\Pi)} = u_{01(02)} \cdot k_{0r} [x_{A1(2)} - y_{1\Pi(2\Pi)}] - k_1 [y_{1\Pi(2\Pi)} + y_{01}] - \\ - [k_3 (y_{1\Pi} - y_{03})] - c_1 \cdot y_{1\Pi(2\Pi)} - u_{01(02)}^{0,25} \cdot c_0 [x_{A1(2)} - y_{1\Pi(2\Pi)}]; \\ m_3 \cdot y_{3\Pi} = u_{03} \cdot k_{0r} [x_{A3(\Pi)} - y_{3\Pi}] - k_2 [y_{3\Pi} + y_{02}] - \\ - c_2 \cdot y_{3\Pi} - u_{03}^{0,25} \cdot c_0 [x_{A3(\Pi)} - y_{3\Pi}]; \end{cases} \quad (3.25)$$

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

$$\begin{cases} m_{1\Sigma} \cdot y_{13(23)} = k_1 [y_{01} + h_{Bmax} - y_{13(23)}] - u_{02(01)} \cdot k_{0r} [x_{A2(1)} - \\ - (h_{6max} - y_{13(23)})] - c_1 y_{13(23)} - u_{02(01)}^{0,25} \cdot c_0 [x_{A2(1)} - y_{13(23)}]; \\ m_3 \cdot y_{33} = k_2 [y_{02} + h_{5max} - y_{33}] - u_{03} \cdot k_{0r} [x_{A3(3)} - \\ - (h_{5max} - y_{33})] + F_{ym} - c_2 y_{33} - u_{03}^{0,25} \cdot c_0 [x_{A3(3)} - y_{33}]; \end{cases} \quad (3.26)$$

де $x_{01} = p_1 \cdot A_0 \cdot k_{0r}^{-1}$; $x_{02} = p_2 \cdot A_0 \cdot k_{0r}^{-1} = x_{01} \cdot u_{21}^{0,5} + k_1 \cdot h_{Bmax} \cdot u_{02}^{-0,5} \cdot k_{0r}^{-1}$ – відповідно межові деформації ГЛ під час відкриття та закриття ГІТ, отримані на основі залежностей (3.1), (3.3), і (3.19); $u_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2} = d_1^4 \cdot d_2^{-4}$ – внутрішнє передатне відношення між першим і другим ступенями герметизації ГІТ ВГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1); для: $0 \leq y_{1\Pi(2\Pi)} \leq 0,1h_B$, $u_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_2^{-2}$; $m_{1\Sigma} = m_1$, а маса m_2 нерухома; на інтервалі $0,2h_B \leq y_{1\Pi(2\Pi)} \leq h_{Bmax}$, $u_{01(02)} = A_2 \cdot A_0^{-2}$, а маси $m_1 + m_2 = m_{1\Sigma}$ і рухаються як одне ціле; сила $[k_3 (y_{1\Pi}^* - y_{03})]^{**}$ діє на переміщенні $y_{1\Pi}^* \leq h_{Bmax}$, а за $0,2h_{Bmax} \leq y_{1\Pi(2\Pi)} \leq h_{Bmax}$ зменшується попередній натяг пружини 10 за різницею $[y_{03} - y_{1\Pi(2\Pi)}]$, а її сила $[k_3 (y_{1\Pi}^* - y_{03})]^{**}$ компенсується динамічним тиском енергоносія, дозволяє нею знехтувати і визначити її з рівняння динаміки системи (3.25); для $0,8h_{Bmax} \geq y_{13(23)} \geq 0$, $u_{02(01)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$ та $m_1 + m_2 = m_{1\Sigma}$; для $h_{Bmax} \geq y_{13(23)} \gg 0,8h_{Bmax}$, $u_{02(01)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$ та $m_1 = m_{1\Sigma}$;

Зазвичай системи диференціальних рівнянь тиску (3.25) та (3.26) розв'язують за допомогою різних числових методів [2, 10] які реалізовані в багатьох комп'ютерних програмах (пакетах), наприклад, MATLAB і тому подібних. В усіх комп'ютерних програмах основний аргумент – час ділиться

на маленькі проміжки – кроки, які, в залежності від потрібної заданої точності розв’язку можуть бути змінними. Явне вираження часу як аргументу в рівняннях типу як в розроблених системах руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 суттєво спрощує рівняння витрати енергоносія(рівняння зв’язку), які можна подати у вигляді простих залежностей зміни деформації x_{0r} під час ходів $m_{1\Sigma}$ і m_3 :

прямому –

$$x_{0r(\Pi)} = x_{01} - Q_{\Sigma l_{\Pi}} \cdot t_j \cdot A_0^{-1}; \quad (3.27)$$

зворотному –

$$x_{0r(3)} = x_{02} \pm Q_{\Sigma l_3} \cdot t' \cdot A_0^{-1}, \quad (3.28)$$

де $Q_{\Sigma l_3}$, $Q_{\Sigma l_{\Pi}}$ – відповідно, витрата енергоносія через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГІТ та ударного плунжера 5 ($A_{щз} = \pi d \cdot y_{3\Pi(33)}$, див. рисунок 3.1) під час певних етапів прямого l_{Π} та зворотного l_3 ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 ; t_j , t' – поточний час зміни певного стану “ l_{Π} ” чи “ l_3 ” витрат енергоносія $Q_{\Sigma l_{\Pi}}$ чи $Q_{\Sigma l_3}$.

Витрати енергоносія $Q_{\Sigma l_{\Pi}}$ та $Q_{\Sigma l_3}$ можна знаходити за методикою, наведеною в роботі [2], на різних часових інтервалах орієнтовної циклограми робочого циклу ВГВ – ГЦ (див. рисунок 3.2) для ходів запірних елементів першого ступеня герметизації 6 та другого ступеня герметизації ГІТ – втулки-клапана 8 і ударного плунжера 5 (див. рисунок 3.1) за етапами – прямого та зворотного ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 .

Прямий хід:

$$1) y_{1\Pi} = 0; y_{2\Pi} = 0; y_{3\Pi} = 0; x_{0r(\Pi)} = A_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt = x_{01} = x_{0rmax}; \quad (3.29)$$

$$2) 0 < y_{1\Pi} \leq 0,1h_B; y_{2\Pi} = 0; 0 < y_{3\Pi} \leq h_{дц}; h_6 = h_{Bmax};$$

$$x_{0r(\Pi)} = x_{01} - Q_{\Sigma 1l_{\Pi}} \cdot t_p; Q_{\Sigma 1l_{\Pi}} = Q_H = y_{1\Pi} \cdot A_1 + y_{3\Pi} \cdot A_3; \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned}
& 3) 0,1h_B < y_{1\Pi} \leq 0,2h_B; 0 < y_{2\Pi} \leq 0,2h_B; y_{3\Pi} = h_{\text{дц}}; \\
& x_{0r(\Pi)} = x_{01} - Q_{\Sigma 2l_{\Pi}} \cdot (t_{6\Pi} - t_{\emptyset}) = x_{01} - Q_{\Sigma 2l_{\Pi}} \cdot t_{8\Pi}; \\
& Q_{\Sigma 2l_{\Pi}} = Q_H = y_{1\Pi} \cdot A_1 + y_{2\Pi}(A_2 - A_1) + y_{3\Pi} \cdot A_3;
\end{aligned} \tag{3.31}$$

$$\begin{aligned}
& 4) y_{1\Pi} = y_{2\Pi} \text{ і } 0,2h_B < y_{1\Pi} \leq h_B; 0,2h_B < y_{2\Pi} \leq 0,8h_B; h_{\text{дц}} < y_{3\Pi} \leq h_5; \\
& x_{0r(\Pi)} = x_{01} - Q_{\Sigma 3l_{\Pi}} \cdot (t_{8\Pi} + t_{5\Pi}) = x_{01} - Q_{\Sigma 3l_{\Pi}} \cdot (t_{8B} + t_{5B}); \\
& Q_{\Sigma 3l_{\Pi}} = Q_H + y_{2\Pi} \cdot A_2 + y_{3\Pi} \cdot A_3 = Q_{r\Pi} + Q_{5\Pi}; Q_{r\Pi} = Q_{\text{др}2\Pi},
\end{aligned} \tag{3.32}$$

де

$$\begin{aligned}
Q_{r\Pi} &= 0,5\xi_r \pi d_2 [(y_{2\Pi} - 0,1h_B) + |(y_{2\Pi} - 0,1h_B)|] \cdot \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0r}} + \\
&+ \xi_r \pi d_2 h_B \cdot \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{01}(1 - u_{21}^{0,5}) + k_1 \cdot h_B \cdot u_{02}^{-0,5} \cdot k_{0r}^{-1}} = \tag{3.33} \\
&= \xi_r \pi d_2 \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot \{0,5[(y_{2\Pi} - 0,1h_B) + |(y_{2\Pi} - 0,1h_B)|]\} \cdot x_{01}} \\
&\quad \times \\
&\quad \times h_B \sqrt{x_{01}(1 - u_{21}^{0,5}) + k_1 \cdot h_B \cdot u_{02}^{-0,5} \cdot k_{0r}^{-1}} - \text{сумарна витрата енергоносія}
\end{aligned}$$

через відкриті щілини запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ вібратора. Залежність (3.33) є сумою змінної та постійної частин. Змінна частина визначається часом $t_{8\Pi} = t_{6\Pi} - t_p$ (див. рисунок 3.2) переміщення маси $m_{1\Sigma}$ на інтервалі $0,1h_B < y_{1\Pi(2\Pi)} \leq h_B$ за $x_{01} = \text{const}$.

Постійна частина (3.33) характеризується повністю відкритою щілиною прохідного перерізу другого ступеня герметизації ГІТ (втулки-клапана 8, див. рисунок 3.1) $A_{\text{щ}2} = \pi d_2 \cdot h_B$, часом $t_{8\Pi} = t_{6\Pi} - t_p$ і перепадом деформації ГЛ $x_{01} - x_{02} = \Delta x_{0r(\Pi)} = x_{01}(1 - u_{21}^{0,5}) + k_1 \cdot h_B \cdot u_{02}^{-0,5} \cdot k_{0r}^{-1}$ (відповідає $\Delta p = p_1 - p_2$). В (3.33) коефіцієнт витрати енергоносія через $A_{\text{щ}2}$ $\xi_r = \text{const}; Q_{5\Pi} =$

$0,5\xi_5 \pi d_3 [(y_{3\Pi} - h_{\text{дц}}) + |(y_{3\Pi} - h_{\text{дц}})|] \cdot \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0r}}$ – витрати енергоносія через відкриту щілину $A_{\text{щ}3} = \pi d_4 \cdot y_{3\Pi}$ ударного плунжера 5

(див. рисунок 3.1). максимум витрати енергоносія через $A_{\text{щ}3}$ досягаються за

$$y_{3\Pi} = h_{\text{дц}} + h_{\text{вцmax}};$$

$Q_{\text{др}2\Pi} = \xi_{\text{др}} \cdot A_{\text{др}} \cdot \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0r}}$ – частинна витрата за час $t_{6B} = t_{8B}$ через щілину дроселя $A_{\text{др}}$ (прохідний переріз) – реле часу;

$\xi_5 = \text{const}, \xi_{\text{др}} = \text{const}$ – відповідно, коефіцієнти витрати енергоносія через щілину $A_{\text{щ}3}$ та прохідний переріз $A_{\text{др}}$ регульованого дроселя – реле-часу.

Зворотний хід за: $t_{63} = t_{83} = t_{53} = t_{3T} - t_{6B} = t'_3$ (див. рисунок 3.2);

1) $0 < y_{13(23)} \leq h_B$ (тут $y_{13(23)} = y_{13} = y_{23}$); $0 < y_{23} \leq h_B$ (тут $h_B = h_{B\text{max}}$);

$$x_{0r(3)} = x_{02} + Q_{\Sigma 1l_3} \cdot t'_3; \quad (3.34)$$

$$Q_{\Sigma 1l_3} = Q_H + y_{13} \cdot A_2 + y_{33} \cdot A_3 = Q_{r3} + Q_{53}; \quad Q_{r3} = Q_{\text{др}23};$$

2)

$$y_{13} = y_{23} = h_B; \quad x_{0r(3)} = A_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt = x_{01}, \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} \text{де } Q_{r3} = 0,5\xi_r\pi d_2[(h_B - y_{23}) + |(h_B - y_{23})|] \cdot \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \times \\ \times \sqrt{(x_{01} - x_{02})u_{21}^{0,5} + k_1 \cdot h_B \cdot u_{02}^{-0,5} \cdot k_{0r}^{-1}} \end{aligned}$$

– витрата через повністю відкриту щілину $A_{\text{щ}2} = \pi d_2 \cdot h_B$ другого ступеня герметизації ГІТ (втулки-клапана 8, див. рисунок 3.1 і рисунок 3.2) під час зворотного ходу маси $m_{1\Sigma}$;

$Q_{53} = 0,5\xi_5\pi d_3[(h_5 - y_{33}) + |(h_5 - y_{33})|] \cdot \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}(x_{01} - x_{02})}$ – витрата енергоносія через відкриту щілину $A_{\text{щ}3} = \pi d_4(h_5 - h_{\text{дц}})$ ударного плунжера 5 (див. рис. 3.1) (тут $h_5 = h_{5\text{max}} = h_{\text{дц}} + h_{\text{бцmax}}$);

$Q_{\text{др}23} = \xi_{\text{др}} \cdot A_{\text{др}} \cdot \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot (x_{01} - x_{02})}$ – друга частина витрати енергоносія через щілину дроселя $A_{\text{др}}$ за час $t_{63} = t_{83}$.

Для більш детального аналізу коливального процесу в динамічній системі ВГВ – ГЦ, з метою визначення властивих кругових частот, що діють в цій системі, доцільно диференціальні рівняння (3.25) та (3.26) привести до

форми запису у вигляді прискорень за аналогією вимушених коливань з імпульсним збуренням [5] і зауваженням вище зробленим, що силою $[k_3(y_{1\Pi}^* - y_{03})]**$ можна знехтувати. Для цього приведення розділимо всі члени систем рівнянь (3.25) і (3.26), відповідно, на маси $m_{1\Sigma}$ і m_3 та після відповідних алгебраїчних перетворень отримаємо ходів:

Прямого ($x_{01} \geq x_{0r(\Pi)} \geq x_{02}$) –

$$\begin{cases} y_{1\Pi(2\Pi)} + 2\beta_{1\Pi} y_{1\Pi(2\Pi)} + \omega_{\Sigma 1(\Pi)}^2 \cdot y_{1\Pi(2\Pi)} + \omega_{01}^2 \cdot y_{01} = \omega_{\Gamma\Lambda}^2 \cdot u_{01(02)}^{0,5} \cdot x_{0r(\Pi)}; \\ y_{3\Pi} + 2\beta_{3\Pi} y_{3\Pi} + \omega_{\Sigma 3(\Pi)}^2 \cdot y_{3\Pi} + \gamma \cdot \delta \cdot \omega_{01}^2 \cdot y_{02} = \gamma \omega_{\Gamma\Lambda}^2 \cdot u_{03}^{0,5} \cdot x_{0r(\Pi)}; \end{cases} \quad (3.36)$$

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

$$\begin{cases} y_{13(23)} + 2\beta_{13} y_{13(23)} + \omega_{\Sigma 1(3)}^2 \cdot y_{13(23)} + \omega_{\Sigma 1(3)}^2 \cdot h_{Bmax} + \omega_{01}^2 \cdot y_{01} = \\ = -\omega_{\Gamma\Lambda}^2 \cdot u_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{0r(3)}; \\ y_{33} + 2\beta_{33} y_{33} + \omega_{\Sigma 3(3)}^2 \cdot y_{33} - \gamma(\delta \omega_{01}^2 y_{02} + m_{1\Sigma}^{-1} \cdot F_{ym} + \omega_{\Sigma 3(3)}^2 \cdot h_{5max} = \\ = -\gamma \omega_{\Gamma\Lambda}^2 \cdot u_{03}^{0,5} \cdot x_{0r(3)}, \end{cases} \quad (3.37)$$

$$\text{де } \beta_{1\Pi} = 0,5 m_{1\Sigma}^{-1} \left[c_1 + u_{01(02)}^{0,25} \cdot c_0 \left(x_{A1(2)} \cdot y_{1\Pi(2\Pi)}^{-1} - 1 \right) \right];$$

$$\beta_{3\Pi} = 0,5 m_3^{-1} \left[c_2 + u_{03}^{0,25} \cdot c_0 \left(x_{A3} \cdot y_{3\Pi}^{-1} - 1 \right) \right];$$

$$\beta_{13} = 0,5 m_{1\Sigma}^{-1} \left[c_1 + u_{02(01)}^{0,25} \cdot c_0 \left(x_{A2(1)} \cdot y_{13(23)}^{-1} - 1 \right) \right];$$

$$\beta_{33} = 0,5 m_3^{-1} \left[c_2 + u_{03}^{0,25} \cdot c_0 \left(x_{A3} \cdot y_{33}^{-1} - 1 \right) \right] \quad - \quad \text{змінні коефіцієнти}$$

демпфірування (дисипативного опору) під час переміщення мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 на їх прямому та зворотному ходах за таких умов: $0 < y_{1\Pi} \leq 0,1 h_B$; $u_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$; $m_1 = m_{1\Sigma}$, а m_2 – нерухома маса, а за $0,2 h_{Bmax} \leq y_{1\Pi(2\Pi)} \leq h_{Bmax}$, $u_{01(02)} = A_2 \cdot A_0^{-2}$, $m_1 + m_2 = m_{1\Sigma}$; $0,8 h_{Bmax} \geq y_{13(23)} \geq 0$, $u_{02(01)} = A_2 \cdot A_0^{-2}$, $m_1 + m_2 = m_{1\Sigma}$; $h_{Bmax} \geq y_{13(23)} > 0,8 h_{Bmax}$, $u_{02(01)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$ та $m_1 = m_{1\Sigma}$;

$$\omega_{\Sigma 1(\Pi)} = \sqrt{u_{01(02)} \cdot \omega_{\Gamma L}^2 + \omega_{01}^2}, \omega_{\Gamma L} = \sqrt{\frac{k_{0r}}{m_{1\Sigma}}}, \omega_{01} = \sqrt{\frac{k_1}{m_{1\Sigma}}},$$

$$\omega_{\Sigma 1(3)} = \sqrt{u_{02(01)} \cdot \omega_{\Gamma L}^2 + \omega_{01}^2}, \omega_{\Sigma 3(\Pi)} = \sqrt{u_{03} \cdot \gamma \omega_{\Gamma L}^2 + \delta \omega_{01}^2},$$

$$\omega_{\Sigma 3(3)} = \sqrt{u_{03} \cdot \gamma \omega_{\Gamma L}^2 + \delta \omega_{01}^2}, \omega_{02} = \sqrt{\frac{k_2}{m_3}} - \text{відповідно, власні кругові}$$

частоти коливань системи ГЛ ВГВ – ГЦ під час прямого ($\omega_{\Sigma 1(\Pi)}, \omega_{\Sigma 3(\Pi)}$) та зворотного ($\omega_{\Sigma 1(3)}, \omega_{\Sigma 3(3)}$) ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 визначені відносно $m_{1\Sigma}$ через жорсткості ПП 6.1 і ПП 7 ($\omega_{02} = \sqrt{\frac{k_2}{m_3}} = \sqrt{\gamma \delta \omega_{01}^2} = \omega_{01}(\gamma \delta)^{0,5}$) та ГЛ відносно маси $m_{1\Sigma}$; $\gamma = m_{1\Sigma}/m_3$; $\delta = k_2/k_1$ (в залежностях для $\omega_{\Sigma 1(\Pi)}, \omega_{\Sigma 3(\Pi)}, \omega_{\Sigma 1(3)}$ і $\omega_{\Sigma 3(3)}$ є чинними, вище відмічені, зміни $u_{01(02)}, u_{02(01)}$ та $m_{1\Sigma}$ під час прямого та зворотного ходів маси $m_{1\Sigma}$).

Під час аналізу та дослідження математичної моделі ВГВ – ГЦ наявність в диференціальних рівняннях (3.36) і (3.37), що описують рух мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 під час їх переміщень на шляху прямого та зворотного ходів, постійних вільних членів, ускладнюють зовнішній вигляд цих рівнянь і створюють внаслідок цього певні математичні труднощі. Цю проблему можна розв'язати шляхом заміни змінних $y_{1\Pi(2\Pi)}, y_{3\Pi}, y_{13(23)}$ і y_{33} на нові змінні, які не змінюють динаміку вібратора, оскільки:

$$y_{1\Pi(2\Pi)} = Z_{1\Pi}; y_{1\Pi(2\Pi)} = \ddot{Z}_{1\Pi}; y_{13(23)} = Z_{13}; y_{13(23)} = \ddot{Z}_{13}; y_{3\Pi} = Z_{3\Pi}; y_{3\Pi} = \ddot{Z}_{3\Pi}; y_{33} = Z_{33}; y_{33} = \ddot{Z}_{33};$$

$$\begin{cases} Z_{1\Pi} = y_{1\Pi(2\Pi)} + \omega_{\Sigma 1(\Pi)}^{-2} \cdot \omega_{01}^2 \cdot y_{01}; \\ Z_{3\Pi} = y_{3\Pi} + \omega_{\Sigma 3(\Pi)}^{-2} \cdot \gamma \delta \omega_{01}^2 \cdot y_{02}; \\ Z_{13} = y_{13(23)} + \omega_{\Sigma 1(3)}^2 \cdot h_{Bmax} + \omega_{01}^2 \cdot y_{01}; \\ Z_{33} = y_{33} - \omega_{\Sigma 3(3)}^{-2} [\gamma (\delta \omega_{01}^2 y_{02} + m_{1\Sigma}^{-1} \cdot F_{ym} + \omega_{\Sigma 3(3)}^2) h_{5max}] \end{cases} \quad (3.38)$$

Підставляючи нові змінні з (3.38) в систему рівнянь (3.36) і (3.37), після нескладних алгебраїчних перетворень, отримаємо для ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 :

$$\begin{aligned}
& \text{Прямого } (x_{01} \geq x_{0r(\Pi)} \geq x_{02}) - \\
& \left\{ \begin{aligned}
& Z_{1\Pi}'' + 2\beta_{1\Pi} \cdot Z_{1\Pi}' + \omega_{\Sigma 1(\Pi)}^2 \cdot Z_{1\Pi} = \omega_{\Gamma\Gamma}^2 \cdot u_{01(02)}^{0,5} x_{0r(\Pi)}; \\
& Z_{3\Pi}'' + 2\beta_{3\Pi} \cdot Z_{3\Pi}' + \omega_{\Sigma 3(\Pi)}^2 \cdot Z_{3\Pi} = -\gamma \omega_{\Gamma\Gamma}^2 \cdot u_{03}^{0,5} x_{0r(\Pi)}; \\
& \text{Зворотного } (x_{02} \geq x_{0r(3)} \geq 0) - \\
& Z_{13}'' - 2\beta_{13} \cdot Z_{13}' + \omega_{\Sigma 1(3)}^2 \cdot Z_{13} = -\omega_{\Gamma\Gamma}^2 \cdot u_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{0r(3)}; \\
& Z_{33}'' - 2\beta_{3\Pi} \cdot Z_{33}' + \omega_{\Sigma 3(3)}^2 \cdot Z_{33} = -\gamma \omega_{\Gamma\Gamma}^2 \cdot u_{03}^{0,5} \cdot x_{0r(3)};
\end{aligned} \right. \quad (3.39)
\end{aligned}$$

Системи диференціальних рівнянь (3.38) і (3.39), що описують рух мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 під час їх прямого та зворотного ходів, разом із рівняннями втрат енергоносія на цих ходах (див. (3.29), (3.30), (3.31), (3.33), (3.34) і (3.35) і обмеження на переміщення мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 та на деформацію ГЛ $[x_{01}, x_{02}]$, складають математичну модель ВГВ-ГЦ. Повноцінний аналіз цієї моделі та багатократний розв'язок системи рівнянь (3.38) і (3.39) для різних значень параметрів системи ВГВ-ГЦ (наприклад, змінюючи маси $m_{1\Sigma}$ і m_3 , жорсткості ПП 6.1 та ПП 7 тощо) за допомогою числових методів, закладених в спеціальних комп'ютерних програмних пакетах, наприклад, типу MATLAB, дозволяють створити науково – обґрунтовану методику проєктного розрахунку вібраторів типу ВГВ – ГЦ.

3.4 Висновки

1. З метою створення компактного віброударного гідроімпульсного вібратора-гідроциліндра його конструктивна схема побудована з двох блоків-силового у вигляді ударного плунжера 5, навантаженого ПП 7, який також має функцію розподілення потоку енергоносія через наявність додатнього перекриття $h_{\text{дц}}$ між основною напірною порожниною А вібратора та основною зливною порожниною С та блоку ГТТ, перший ступінь герметизації якого суміщено з регульованого ПП 6.1, а другий ступінь виконано у вигляді втулки-клапана 8, встановленого на циліндричній частині запірного елемента першого ступеня 6 (див. рисунок 3.1).

2. Для узгодження та регулювання часу відкриття ГІТ та руху запірнього елемента ударного плунжера 5 на шляху його прямого ходу $h_{5max} = h_{дц} + h_{вцmax}$, між зливними порожнинами $C_{1Г}$ ГІТ та C' силового блоку встановлено регульований дросель-реле часу з регулюючим елементом обертального типу-плунжером 2 (див. рисунок 3.1)

3. Проведено детальний аналіз робочого циклу ВГВ – ГЦ за результатами якого побудовано орієнтовану циклограму робочого циклу в формі двох парних імпульсів зміни тиску p_r в напірній порожнині 4 вібратора, переміщень y_1, y_2 і y_3 запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ та ударного плунжера 5 на їх прямому і зворотному ходах (див. рисунок 3.1 та рисунок 3.2), яка встановлює часові співвідношення на окремих інтервалах руху ланок ВГВ – ГЦ.

4. З метою зменшення трудомісткості побудови та аналізу динамічної та математичної моделей ВГВ – ГЦ, сформовано систему науково-обґрунтованих припущень.

5. На основні конструктивної схеми ВГВ – ГЦ, орієнтовної циклограми його робочого циклу та обґрунтованих припущень, розроблено ідеалізовану динамічну модель вібратора в якій ГЛ представлено у вигляді безінерційного тіла Кельвіна-Фойгта, зведеного до труби з усередженою площею внутрішнього поперечного перерізу A_0 та довжиною L_0 . За законом Гука ГЛ має жорсткість k_0 , паралельно з'єднану з дисипативним елементом C_0 і взаємодіє з рухомими елементами першого (маса m_1) та другого (маса m_2) ступенів герметизації ГІТ та ударним плунжером 5 (маса m_3) через передатні відношення під час прямого ходу мас $m_{1Σ} = m_1 + m_2$, $u_{01(02)}$ і u_{03} (маса m_3) та зворотного $u_{02(01)}$ і u_{03} (див. рисунок 3.3 і рисунок 3.4).

6. Використовуючи принцип розчленування, вихідні динамічні моделі ВГВ – ГЦ прямого (див. рисунок 3.3) та зворотного (див. рисунок 3.4) ходів мас $m_{1Σ}$ і m_3 розділено на чотири прості моделі (див. рисунок 3.5 а, б, в, г) в яких ГЛ через передатні відношення приведено до мас $m_{1Σ}$ і m_3 .

7. Математичну модель ВГВ – ГЦ у вигляді диференціальних рівнянь руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 на шляху їх прямого та зворотного ходів, рівнянь витрати енергоносія та умов однозначності (обмеження переміщень мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 та деформації x_{0r} енергоносія в ГЛ) побудовано на основі простих динамічних моделей прямого (див. рис. 3.5 а, б) та зворотного (див. рисунок 3.5 в, г) ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 , рівняння руху яких складено за принципом Д’Аламбера.

8. Шляхом приведення диференціальних рівнянь руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 на шляху їх прямого та зворотного ходів, записаних у формі динамічної рівноваги рушійних сил, інерційних сил і сил опору. До форми у вигляді пришвидшень цих мас, встановлено власні кругові частоти коливань, що діють в системі ВГВ – ГЦ – ГЛ, визначені відносно маси $m_{1\Sigma}$.

9. З метою визначення вільних членів з диференціальних рівнянь руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 на їх прямому та зворотному ходах, записаних у формі пришвидшень (див. (3.36) і (3.37), шляхом заміни змінних y_i (тут $i=1\Pi$ (2\Pi), 3\Pi, 13 (23), 33) на нові змінні Z_j (тут $j=1\Pi$, 3\Pi, 13, 33), які не змінюють динаміку руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 , рівняння (3.36) і (3.37) приведені до виду (див. (3.39) класичних нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують вимушені коливання мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 за імпульсного збурення-змінення деформації ГЛ протягом робочого циклу ВГВ – ГЦ (див. (3.27) і (3.28)).

4 МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВІБРОУДАРНОГО ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА-ГІДРОЦИЛІНДРА (ВГВ-ГЦ) НА БАЗІ ПРОРІЗНИХ ПРУЖИН

4.1 Вхідні (початкові) дані

Підставою для розроблення науково-обґрунтованої методики проєктного розрахунку ВГВ-ГЦ є технічне завдання (ТЗ) на МКР (див. Додаток А).

Метою методики проєктного розрахунку ВГВ-ГЦ є розрахунок за вхідними (початковими) даними та розробленими динамічною і математичною моделями вібратора всіх енергетичних, кінематичних, силових і геометричних параметрів ВГВ-ГЦ, достатніх для розроблення конструкції та виготовлення дослідного зразка вібратора.

На першому етапі розроблення методики проєктного розрахунку доцільно визначити основні вхідні дані, які на наступних етапах створення цієї методики можуть корегуватись і доповнюватись іншими уточнювальними даними.

Ґрунтуючись на результатах розрахунку, проєктування та експлуатації ГПП і гідроімпульсних пристроїв [2, 5, 11] до основних початкових (вхідних) даних для розроблення методики проєктного розрахунку ВГВ-ГЦ можна віднести:

- орієнтовний діапазон регулювання параметрів віброударного навантаження об'єкта технологічного впливу внаслідок прямого ходу ударного силового плунжера 5 (див. розділ 3 МКР, рисунок 3.1) вібратора, яким визначається частота ударних імпульсів – 10...100 Гц, яка є рівною частоті імпульсів тиску енергоносія, що генеруються ГІТ ВГВ-ГЦ;

- зважаючи на відносну важкість регулювання попередньої деформації ПП6.1 та ПП7 (див. розділ 3, рис. 3.1), попередньо призначаємо $y_{01} = (2,0 \dots 4,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ та $y_{02} = (2,0 \dots 3,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (установлюється під час

збирання ВГВ-ГЦ за рахунок збільшеної довжини шпильок 21 на цю величину y_{02} , див. рисунок 3.1);

- максимальна попередня деформація витой пружини 10 (див. рисунок 3.1) $y_{03} = 8,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, яка забезпечується під час збирання вібратора;

- номінальний тиск “відкриття” ВГВ-ГЦ $p_1 = 10 \text{ МПа}$, реалізація якого забезпечується гідронасосною станцією, оснащеною шестеренним гідронасосом типу НШ, які найкраще себе зарекомендували [1 – 4] в ГІП, оскільки не мають всмоктувальних і нагнітальних клапанів, що швидко виходять з ладу за змінного тиску із значною амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$ [1-4];

- орієнтовне значення внутрішнього передатного відношення ГІТ ВГВ-ГЦ $u_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2} = 0,25 \dots 0,35$ [1 – 4] (див. підрозділ 3.3 МКР), яке визначає рівень амплітуди імпульсів тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ (або $\Delta x_{0r} = x_{01} - x_{02}$ – зміни деформації ГЛ у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта (див. розділ 3 МКР);

- допустимі швидкості $[v]$ [11] потоку енергоносія в напірних і зливних гідролініях ВГВ-ГЦ і через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГІТ вібратора $A_{щ1} = A_{щ2} = \pi d_2 h_v$ та ударного плунжера 5 $A_{щ3} = \pi d_3 h_{5max}$ (див. підрозділ 3.3 МКР і рисунок 3.1);

- орієнтовний сумарний об’єм напірної порожнини A (див. рисунок 3.1) $W_0 \leq (0,6 \dots 0,9) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ вібратора;

- рекомендації для вибору найбільш раціональних способів комунікації між ланками та деталями ВГВ-ГЦ і гідронасосною станцією живлення вібратора енергоносієм;

- рекомендації по вибору марок сталей для основних деталей ВГВ-ГЦ: запірний елемент 6, поєднаного з ПП6.1 – сталь 60С2А за ХТО (хіміко-термічна обробка), цементация чи нітроцементация 50...52 HRCe частини ПП6.1 і запірної частини 6 60...62 HRCe; втулки-клапана 8 – сталь ШХ-15 за ТО (термічна обробка) з 62...64 HRCe; ПП7 – сталь 60С2А за ХТО цементация чи нітроцементация 50...52 HRCe; ударний силовий плунжер 5 – сталь ШХ-15 з ТО 50...52 HRCe (див. рисунок 3.1). Матеріали інших деталей

ВГВ-ГЦ призначаються під час розроблення конструкції дослідного зразка вібратора на основі детального аналізу їх функцій в робочому циклі ВГВ-ГЦ і рекомендується їх виготовляти з конструкційних марок сталей, наприклад, типу сталь 45, 50, 40Х, 40ХН тощо з відповідною ТО (чи ХТО). Твердість сідлової частини (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР) повинна бути на 3...5 HRCe менше твердості запірних елементів 6 і втулки-клапана 8, що забезпечить надійну герметизацію цих запірних елементів ГІТ ВГВ-ГЦ;

– точність спряження втулки-клапана 8 з прямою циліндричною частиною запірного елемента 6 першого ступеня герметизації ГІТ (див. рисунок 3.1), забезпечується ходовою посадкою типу $\phi d'_1, H_6/f_6$ (не нижче), з метою мінімізації витрат енергоносія через діаметральний зазор цієї посадки;

– середній модуль пружності енергоносія $\kappa = 1,4 \cdot 10^9 \text{ Па}$.

4.2 Розроблення методики проєктного розрахунку

Основною ланкою ГІП ВГВ-ГЦ, яка визначає енергетичні параметри цього вібратора є подача Q_H гідронасоса гідравлічної станції живлення ВГВ-ГЦ. Подача Q_H у ГІТ параметричного типу, приєднаного до силової виконавчої ланки – ударного плунжера 5 (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР) за схемою “на виході” [5], основний параметр, що визначає максимальну частоту імпульсів тиску, які генеруються ГІТ. Окрім подачі Q_H максимальна частота ν_{max} імпульсів тиску також напряму залежить від об’єму напірної порожнини W_0 та максимального тиску p_{1max} “відкриття” ГІТ, який характеризує тривалість t_H переднього фронту імпульсу тиску (див. рисунок 3.2 розділу 3 МКР) та величину циклового коефіцієнта $K_{ЦТ}$ (див. (3.11)). В роботі [5] на основі такого типу міркувань виведена формула для розрахунку орієнтовної величини подачі $Q_{Hф}$ на основі орієнтовної циклограми робочого циклу ВГВ-ГЦ (див. рисунок 3.2 розділу 3 МКР):

$$Q_{HOP} = K_{ЦТ} \cdot \nu_{max} \cdot p_{1max} \cdot W_0 \cdot \kappa^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1}, \quad (4.1)$$

де η_{OH} – об’ємний ККД гідронасоса ($\eta_{OH}=0,95...0,96$ для гідронасосів типу НШ).

Оскільки орієнтовна циклограма робочого циклу досліджуваного вібратора носить оціночний характер, то у формулу (4.1), як зазначено в роботі [5] потрібно ввести певний коефіцієнт запасу $K_{3H} = 1,1 \dots 1,25$, тоді розрахункове значення

$$Q_{HP} = K_{3H} \cdot Q_{HOP} = (1,1 \dots 1,25) Q_{HOP} \leq [Q_H], \quad (4.2)$$

де $[Q]$ – паспортне значення подачі гідронасоса гідронасосної станції живлення ВГВ-ГЦ. В роботі [] середнє значення циклового коефіцієнта оцінено на рівні $K_{CT} \approx 1,88$, тоді

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

Згідно із заданими початковими даними для реалізації ВГВ-ГЦ з такими вхідними показниками необхідна подача:

$$\begin{aligned} Q_{HP} &= (2,16 \dots 2,46) \cdot 100 \cdot 10^7 (0,6 \dots 0,9) \cdot 10^{-3} \cdot (1,4 \cdot 10^9)^{-1} = \\ &= (9,26 \dots 15,81) \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Для уникнення під час роботи ГІТ та ударного плунжера 5 ВГВ-ГЦ таких негативних явищ як кавітація [5], середні швидкості v_{mr2} та v_{m5} енергоносія через відкриті щілини $A_{щ2} = \pi d_2 h_6$ ГІТ та $A_{щ3} = \pi d_3 h_{6цmax}$ ($h_{5max} = y_{3Пmax} == h_{дц} + h_{Вцmax}$) ударного плунжера 5 (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР) потрібно обмежити допустимими $[v_{Г2}]$ та $[v_{Ц3}]$ [11]:

$$v_{mr2} = \frac{Q_{mr2}}{\pi d_2 \cdot h_6} \leq [v_{r2}]; \quad (4.5)$$

$$v_{m5} = \frac{Q_{m5}}{\pi d_3 \cdot h_{Bmax}} \leq [v_{ц3}]; \quad (4.6)$$

де $Q_{m\Gamma 2} = Q_{\Gamma 3max} = 0,5\xi_r \cdot \pi d_2 h_B \cdot \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} A_0^{-1}} \cdot \sqrt{(x_{01} - x_{02}) u_{21}^{0,5} + k_1 \cdot h_B \cdot u_{02}^{-0,5} \cdot k_0^{-1}}$;

$$Q_{m5} = Q_{53max} = 0,5\xi_5 \cdot \pi d_3 h_{Bцmax} \cdot \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} A_0^{-1} (x_{01} - x_{02})} \quad -$$

відповідно середні витрати енергоносія через повністю відкриті щілини ГІТ $A_{ц2}$ та ударного плунжера 5 $A_{ц3}$ (див. рисунок 3.1 і розшифровку величин (3.34) розділу 3 МКР). З метою спрощення розрахунків, можна прийняти $[v_{\Gamma 2}] = [v_{ц3}]$, хоча для мінімізації розмірів ступенів герметизації ГІТ допустиму швидкість $[v_{\Gamma 2}]$ можна приймати більшою $[v_{ц3}]$, наприклад, як у запобіжних клапанах [5].

Формули для визначення енергоносія $Q_{m\Gamma 2}$ та Q_{m5} містять невідомі на стадії проєктного розрахунку геометричні ($d_2, d_3, h_B, h_{Bmax}, A_0$) та пружні параметри (k_1, k_0), тому на першому етапі ці витрати можна оцінити за спрощеними залежностями [11]:

$$Q_{m\Gamma 2} = Q_H \cdot \frac{t_H}{t_{3T} - t_{6B}} = Q_H \cdot \frac{t_H}{t_{B3} - t_{HT}} = Q_H \cdot \frac{t_H}{t_{83} - t_{HT}} = Q_H \cdot \frac{t_H}{t_{53} - t_{Hm}} = Q_H \cdot \tau_{зр}, \quad (4.7)$$

де $\tau_{зр} = t_H / (t_{3T} - t_{6p}) = t_H / (t_3 - t_{HT}) = t_H / (t_{B3} - t_{Hm}) = t_H / (t_{53} - t_{Hm})$ -

відносний час заднього фронту імпульсів переміщення запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ, ударного плунжера 5 та зменшення тиску енергоносія з рівня $\sim 0,4p_1$ до p_2 в напірній порожнині А ВГВ-ГЦ (див. рис. 3.1) згідно орієнтовної циклограми робочого циклу вібратора (див. рис. 3.2 розділу 3 МКР).

За припущення, що ГІТ та ударний плунжер 5 ВГВ-ГЦ (див. рисунок 3.1) відкриваються на максимальні щілини $A_{ц2}$ та $A_{ц3}$ одночасно (це

досягається за рахунок регулювання цього моменту за допомогою дроселя-реле часу через зміну прохідного перерізу $A_{др}$, див. розшифровку величин (3.34) розділу 3 МКР), можна припустити, що $Q_{m\Gamma 2} = Q_{m5}$. Ці втрати енергоносія уточнюються після розрахунку геометричних параметрів ВГВ-ГЦ і використовуються для корекції цих параметрів під час розроблення конструкції дослідного зразка вібратора.

Згідно орієнтовної циклограми робочого циклу ВГВ-ГЦ очевидно, що $\tau_{зр} > 1$, оскільки $t_H > t_{3T} - t_{6B}$ та інших часових різниць, наведених у (4.6), то $Q_{m\Gamma 2} = Q_{m5} = Q_m > Q_H$, що підтверджується теоретичними та експериментальними дослідженнями ГПІ [2, 9]. Оцінити рівень відношення $Q_m/Q_H = K_Q > 1$ на першому етапі проєктування ВГВ-ГЦ можна на основі запропонованої нами орієнтовної циклограми робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2 розділу 3 МКР), якщо на основі формули (3.10) визначити час зниження тиску енергоносія з рівня p_1 до рівня $0,4p_1$, що відповідає різниці $\Delta p_{0,6} = p_1 - 0,4p_1 = 0,6p_1$, що приблизно (див. рисунок 3.2) відповідає затратам часу на набір тиску енергоносія на такий же рівень $0,6p_1$, але за подачі Q_m :

$$(t_{3T} - t_{6B}) \approx (\Delta p_{0,6} \cdot W_0) / (Q_m \cdot \kappa) = (0,6p_1 \cdot W_0) / (Q_m \cdot \kappa), \quad (4.8)$$

Порівнюючи (3.10) та (4.7), знайдемо:

$$\tau_{зр} = (\Delta p \cdot Q_m) / (\Delta p_{0,6} \cdot Q_H) = [(p_1 - p_2) \cdot Q_m] / (0,6p_1 \cdot Q_H) = (0,63 \dots 0,83) Q_m / Q_H, \quad (4.9)$$

де $p_2 \approx p_1 u_{21}^{0,5} k_{3P} = (0,53 \dots 0,59) \cdot p_1$ (тут $u_{21}^{0,5} = 0,25 \dots 0,35$ (див. початкові дані); $k_{3P} = 1,05$ – орієнтовний коефіцієнт запасу, що враховує

вплив на формування рівня тиску “відкриття” ГІТ ПП6.1 (див. рисунок 3.1 і розшифровку до 3.26 розділу 3 МКР).

З (4.8), знайдемо:

$$Q_m = \tau_{зр} Q_H / (0,63 \dots 0,83) = (1,20 \dots 1,59) \tau_{зр} Q_H. \quad (4.10)$$

Ґрунтуючись на результатах досліджень ГІП та гідроімпульсних пристроїв на його основі можна припустити, що рівень $\tau_{зр}$ лежить в межах числового коефіцієнта залежності (4.9), тобто $\tau_{зр} = 1,2 \dots 1,59$, тоді

$$Q_m = (1,44 \dots 2,53) Q_{HP}. \quad (4.11)$$

Це співвідношення слід перевірити під час дослідження математичної моделі та експериментальних досліджень дослідного зразка ВГВ-ГЦ.

Пропускна здатність ГІТ та розподільного елемента ударного плунжера 5 ВГВ-ГЦ визначається повністю відкритими щілинами $A_{щ2} = \pi d_2 h_b$ ГІТ та $A_{щ3} = \pi d_3 h_{вцmax}$ ударного плунжера 5 (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР), залежить від діаметрів d_2 і d_3 і максимальних від’ємних перекриттів h_b і $h_{вцmax}$. Ці геометричні параметри вібратора визначаються в першу чергу через енергетичні та силові параметри ВГВ-ГЦ, а також тісно пов’язані з умовним проходом вібратора, який є за суттю діаметром d_y отвору в напірному рукаві високого тиску через який енергоносіє від гідронасосної станції посередністю штуцера 19 подається в напірні гідроканали “ a_1 ”, “ a_2 ”, “ a_3 ” та напірну порожнину A ВГВ-ГЦ.

За відомими [5] рекомендаціями швидкість потоку енергоносія в коротких напірних рукавах за тиску енергоносія $p_r=10$ МПа обмежується діапазоном $[v]=5\dots6$ м/с, а допустиму швидкість потоку енергоносія через відкриті щілини $A_{щ2}$ та $A_{щ3}$, з метою мінімізації розмірів розподільних ланок першого та другого ступенів герметизації ГІТ та ударного плунжера 5 (див.

рисунок 3.1 розділу 3 МКР), можна прийняти $[v_{Г2}] = [v_{Ц3}] = [v_{ГЦ}] = (10...15)$ м/с, як у коротких гідроканалах гідравлічних блоків керування [5].

Ґрунтуючись на наведених міркуваннях і приймаючи $[v_y] = 6$ м/с та враховуючи, що напірний рукав проходить потік енергоносія величиною Q_{HP} (див. (4.4) розрахуємо потрібний d_y за відомою формулою [2, 5, 11]:

$$\begin{aligned} d_y &= 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_H}{[v_y]}} = 1,13 \sqrt{[(9,26 \dots 15,81) \cdot 10^{-4}] / 6} = \\ &= (1,4 \dots 1,8) \cdot 10^{-7} \text{ м} = 14 \dots 18 \text{ мм} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Враховуючи високу жорсткість ПП6.1, з метою спрощення визначення діаметра d_1 першого ступеня герметизації ГТГ, можна припустити, що від'ємні перекриття $h_{B2} = h_{B6}$ та $h_{B1} = h_B + 0,2h_{B2} = 1,2h_B$ ступенів герметизації, відповідно, другого та першого мають порядок попередньої деформації ПП6.1 $y_{01} = (2,0 \dots 4,0)10^{-3}$, яка задана у попередніх даних. Через відкриті щілини першого $A_{щ1} = \pi d_1 h_{B2}$ та другого $A_{щ2} = \pi d_2 h_{B2}$ під час відкриття ГТГ ВГВ-ГЦ проходить потік енергоносія Q_m (див. 4.11). Обмежуючи швидкість потоку енергоносія через ці щілини $[v_{ГЦ}] = (10...15)$ м/с, розрахуємо діаметр d_1 за умовою

$$v_{r1} = \frac{Q_m}{A_{щ1}} = \frac{Q_m}{\pi d_1 h_{B1}} \leq [v_{rЦ}] \quad (4.13)$$

звідки за $[v_{Г1}] = [v_{ГЦ}]$, знайдемо

$$d_1 = \frac{Q_m}{(\pi h_{B1} [v_{ГЦ}])} \approx 0,32 \cdot \frac{Q_m}{(h_{B1} [v_{ГЦ}])}, \quad (4.14)$$

де $Q_m = (1,44 \dots 2,53)Q_H = (13,33 \dots 39,99) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.

Приймаючи $h_B = 2 \cdot 10^{-3}$ м/с, за формулою (4.14) визначимо

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 0,32 \cdot (13,33 \dots 39,99) \cdot 10^{-4} / (2,4 \cdot 10^{-3} \cdot [10 \dots 15]) = \\
 &= (17,77 \dots 35,33) \cdot 10^{-3} \text{ м} \\
 &= (17,77 \dots 35,33) \text{ мм.} \quad (4.15)
 \end{aligned}$$

Діаметр d_2 другого ступеня герметизації ГІТ втулки-клапана 8 розрахуємо через внутрішнє передатне число $u_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2} = d_1^4 \cdot d_2^{-4}$ за простою залежністю

$$d_2 = d_1 \cdot u_{21}^{-0,5} = (17,77 \dots 35,33) \cdot (0,25 \dots 0,35) = (71,08 \dots 100,94) \text{ мм.} \quad (4.16)$$

Жорсткість k_1 ПП6.1 знайдемо за формулою (3.1):

$$\begin{aligned}
 k_1 &\geq 0,785 \cdot p_1 \cdot d_1^{-2} \cdot y_{01}^{-1} = \\
 &= 0,785 \cdot 10^7 [(17,77 \dots 35,33) \cdot 10^{-3}]^2 \cdot [(2,0 \dots 4,0) \cdot 10^{-3}]^{-1} = \\
 &= (1,24 \dots 2,45) \cdot 10^6 \text{ Н/м} \quad (4.17)
 \end{aligned}$$

Ударний плунжер 5 (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР) разом з ПП7 є за суттю гідромеханічним акумулятором, який накопичує потенціальну енергію в основному за рахунок пружної деформації ПП7, яка внаслідок відкриття ГІТ переходить в кінетичну енергію зворотного ходу ударного плунжера 5, що характеризує віброударну дію ВГВ-ГЦ в цілому. Енергобаланс під час прямого ходу ударного плунжера 5, який можна умовно назвати ходом зарядки гідромеханічного акумулятора, в першому наближенні можна описати рівнянням:

$$A_{5P} \geq \Delta E_{\text{ПП7}} + \Delta E_{\text{ГЛ5}} + A_{f5}, \quad (4.18)$$

де $A_{5P} = p_{1\max} \cdot h_5 \cdot A_3$ - середня робота сил тиску енергоносія за час прямого ходу маси m_3 (див. (3.8) розділу 3 МКР); $\Delta E_{\text{ПП7}} = 0,5k_2h_5^2$ – приріст

потенціальної енергії деформації пружної частини ГЛ, приведеної до маси m_3 (див. рисунок 3.5, розділу 3 МКР); $A_{f5} = F_{f5} \cdot h_5$ – середня сумарна робота сил тертя під час прямого ходу ударного плунжера 5, якою, порівняно з іншими складовими (4.18), можна знехтувати, оскільки в зазорах напрямних поверхонь ударного плунжера має місце тільки рідинний режим тертя.

В рівнянні (4.18) складову $\Delta E_{ГЛ5}$, з врахуванням $u_{03} = A_3 / A_0^2$,

$k_{or} = A_0^2 \cdot \kappa \cdot W_{0\Sigma}^{-1} x_{A3(\Pi)} = x_{01} \cdot u_{03}^{-0.5}$, можна привести до вигляду

$$\Delta E_{ГЛ5} = 0,5 p_{1max}^2 \cdot W_{0\Sigma} \cdot x^{-1}; \quad (4.19)$$

а рівняння (4.18) записати, із врахуванням зроблених вище зауважень, у формі

$$p_{1max} \cdot h_5 \cdot A_3 \geq 0,5 k_2 h_5^2 + 0,5 p_{1max}^2 \cdot W_{0\Sigma} \cdot \kappa^{-1}. \quad (4.20)$$

Розв'язуючи рівняння-нерівність (4.20) відносно k_2 (жорсткість ПП7, див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР), знайдемо залежність (нерівність-умову) вибору k_2 :

$$k_2 \leq 2 p_{1max} \cdot h_5^{-1} (A_3 - 0,5 p_{1max} \cdot h_5^{-1} W_{0\Sigma} \kappa^{-1}). \quad (4.21)$$

Якщо виразити жорсткість k_2 з формули (3.4) (див. розділ 3 МКР) і порівняти з (4.21) для крайнього випадку, коли нерівність перетворюється в рівність, то після не складних алгебраїчних перетворень, знайдемо формулу для розрахунку площі поперечного перерізу $A_3 \approx 0,785(d_3^2 - d_4^2)$ (див. розшифровку до (3.4) розділу 3 МКР):

$$A_3 = p_{1max} \cdot h_5^{-2} [(y_{02} + h_{дц}) \cdot h_5] \cdot W_{0\Sigma} \cdot \kappa^{-1} \cdot [2(y_{02} + h_{дц}) - h_5]^{-1}, \quad (4.22)$$

де $h_5 = h_{5max}$ – максимальний хід ударного плунжера 5 (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР).

Ударний плунжер 5 спряжено з розточками корпусу 3 силового блоку за двома поверхнями по діаметрам d_3 і d_4 , що дещо ускладнює забезпечення необхідної співвісності для напрямних поверхонь як плунжера 5, так і розточок в корпусі 3 (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР). Ця технологічна особливість виготовлення вказаних деталей збільшує технологічні та вартісні затрати під час виготовлення ВГВ-ГЦ, особливо у випадку високої точності спряжень плунжера 5 по діаметрам d_3 і d_4 з поверхнями їх напрямних поверхонь в корпусі 3, наприклад, за 6...7 квалітетами точності. У випадку ж використання 8-го квалітету точності для вказаних спряжень, з метою забезпечення надійної герметизації за золотниковим додатнім перекриттям $h_{дц}$ (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР), необхідно призначити збільшену довжину цього перекриття, наприклад, на рівні $h_{дц} = 7 \dots 9$ мм. Призначаємо середнє значення $h_{дц} = 8$ мм, а від'ємне перекриття $h_{дцmax}$, зважаючи на високу жорсткість k_2 ПП7, за аналогією з ПП6.1 вибрати співмірним з $y_{02} = (2,0 \dots 3,0) \cdot 10^{-3}$ м (попередня деформація ПП7, див. початкові дані). Вибираємо $h_{вцmax} = 2 \cdot 10^{-3} = 2$ мм, тоді $h_{5max} = h_{дц} + h_{вцmax} = 3,5 + 2 = 5,5$ мм.

Під час відкриття ГІТ ВГВ – ГЦ через повністю відкриту щілину $A_{щ3} = \pi d_3 h_{вцmax}$ проходить повний потік енергоносія $Q_{5з}$ та $Q_{др}$, що по суті спрощено можна подати як $Q_{m\Sigma} = 2Q_m$ (див. (4.11), тоді, за аналогією з (4.14):

$$\begin{aligned} d_3 &= \frac{2Q_m}{(\pi h_{вцmax} \cdot [\vartheta'_{ГЦ}])} \\ &\approx \frac{0,64 \cdot Q_m}{(h_{бцmax} \cdot [\vartheta'_{ГЦ}])} \approx \frac{0,64 \cdot (13,33 \dots 39,99) \cdot 10^{-4}}{(2 \cdot 10^{-3} [6 \dots 8])} = \\ &= (71,08 \dots 159,94) \cdot 10^{-3} \text{ м} = (71 \dots 160) \text{ мм} \end{aligned} \quad (4.23)$$

де $[v'_{\Gamma\Gamma}] = (6 \dots 8) \text{ м/с}$ – допустима швидкість потоку енергоносія через $A_{\Gamma\Gamma 3}$ взята меншою порівняно зі швидкістю через щілину $A_{\Gamma\Gamma 1}$ ГІТ (див. (4.13) і (4.15), з метою зменшення гідродинамічного опору під час швидкісного розгону ударного плунжера 5 (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР) під час його зворотного ходу.

Після визначення за формулою (4.22) площі поперечного перерізу A_3 , діаметр d_4 ступеня ударного плунжера 5 (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР) розраховується за простою формулою:

$$d_4 = \sqrt{d_3^2 - 1,27 \cdot A_3}. \quad (4.24)$$

За заданих в початкових максимальних даних – $W_{0\Sigma} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $h_{5\max} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\kappa = 1,4 \cdot 10^9 \text{ Па}$, $p_{1\max} = 10^7 \text{ Па}$, $h_{\text{дц}} = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ і $y_{02} = 10^{-3} \text{ м}$ площа поперечного перерізу, розрахована за формулою (4.22):

$$\begin{aligned} A_3 &= p_{1\max} \cdot W_{0\Sigma} \cdot \left\{ 2h_{5\max} \cdot \left[1 - [h_{5\max}/(y_{02} + h_{\text{дц}})] \right] \cdot \kappa \right\}^{-1} = \\ &= 10^7 \cdot 9 \cdot 10^{-4} \cdot \{ 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot \\ &\cdot [1 - 5,5 \cdot 10^{-3}/(2,5 + 5,5) \cdot 10^{-3}] \cdot 1,4 \cdot 10^9 \}^{-1} = 3,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \end{aligned} \quad (4.25)$$

Параметри, за якими розрахована площа A_3 , реалізуються, за максимальної подачі гідронасоса $Q_{\text{НР}} = 1,581 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (див.(4.4), а згідно (4.23), за такими ж параметрами визначено, що $d_3 = 150 \text{ мм}$ (див. (4.23). Враховуючи відмічене, за формулою (4.24), знайдемо:

$$d_4 = \sqrt{d_3^2 - 1,27 \cdot A_3} = \sqrt{(150 \cdot 10^{-3})^2 - 1,27 \cdot 3,74 \cdot 10^{-3}} = 144 \text{ мм}. \quad (4.26)$$

За максимальних початкових даних, таких як використані для розрахунку площі A_3 , жорсткість ПП7(див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР):

$$\begin{aligned}
k_2 &\leq 2p_{1max} \cdot \left[A_3 - \frac{0,5p_{1max} \cdot W_{0\Sigma}}{h_{5max} \cdot \kappa} \right] \cdot h_{5max} = \\
&= 2 \cdot 10^7 \cdot \left[3,74 \cdot 10^{-3} - \frac{0,5 \cdot 10^7 \cdot 9 \cdot 10^{-4}}{5,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,4 \cdot 10^9} \right] \cdot 5,5 \cdot 10^{-3} = \\
&= 1,15 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}
\end{aligned} \tag{4.27}$$

Зовнішній діаметр d_6 ПП7 доцільно призначити з конструктивних міркувань розміщення в розточці ударного плунжера 5 та забезпечення міцності і жорсткості плунжера 5 в області стінки цієї розточки. Очевидно з точки зору якісного термічного оброблення (ТО) плунжера 5, наприклад, за ТО поліпшення, товщина стінки $\delta_5 = 0,5(d_4 - d_6)$ (де d_5 – діаметр розточки в плунжері 5 ПП7, див. рисунок 3.1.1 розділу 3 МКР) повинна бути не менше 8...10 мм. Приймаємо $\delta_5 = 0,5(d_4 - d_6) = 8$ мм, звідки $d_6 = d_4 - 2\delta_5 = 144 - 2 \cdot 8 = 128$ мм.

Для математичної подачі гідронасоса Q_{HP} живлення ВГВ – ГЦ, розташованої за залежністю (4.4) ($Q_{HP} = 1,58 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), із знайдених за формулами (4.15) та (4.16) діапазонів діаметрів d_1 і d_2 ступенів герметизації ГІТ, приймаємо для конструювання $d_1 = 35$ мм та $d_2 = 46$ мм.

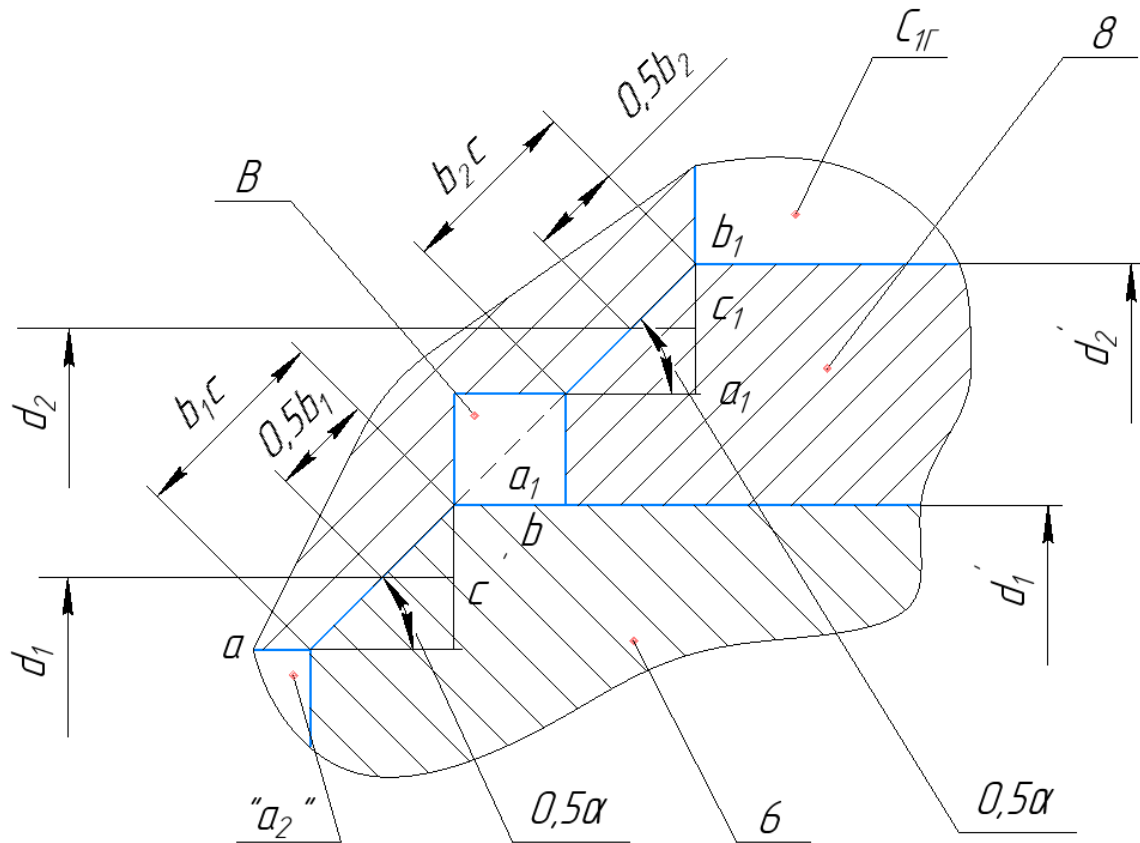
Схема до розрахунку діаметрів d'_1 та d'_2 запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ ВГВ-ГЦ показано на рисунок 4.1

За схемою, зображеною на рисунок 4.1, легко розрахувати діаметри:

$$d'_1 = d_1 + B_{1C} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 35 + 4 \cdot \sin 30^\circ = 37 \text{ мм}; \tag{4.28}$$

$$d'_2 = d_2 + B_{2C} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 46 + 4 \cdot \sin 30^\circ = 48 \text{ мм}; \tag{4.29}$$

де $B_{1C} = B_{2C} = 4$ мм та $\alpha = 60^\circ$ – прийнято за рекомендаціями робіт [5]. Фаски B_{1C} та B_{2C} , з метою мінімізації об'єму порожнини B , розміщено в одній площині a, a_1, b_1 . (див. рисунок 4.1)



6 – Запірний елемент першого ступеня герметизації ГТ, суміщений з ПП6.1;
 8 – Втулка-клапан – другий ступінь герметизації ГТ; “ a_2 ” – напірний гідроканал підведення енергоносія до ГТ; B і C_{1r} – відповідно, проміжна та зливна порожнини ГТ ВГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР)

Рисунок 4.1 – Схема до розрахунку діаметрів d'_1 та d'_2 запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГТ ВГВ – ГЦ

Діаметр d_5 напрямної частини запірного елемента 6 та суміщеної з ним ПП6.1 також за аналогією з визначенням зовнішнього діаметра ПП7 доцільно знайти за конструктивними міркуваннями, наприклад, такими як у роботі [11]

$$d_5 = d'_2 + 2\delta_{\Sigma 5} = 48 + 32 = 80 \text{ мм}, \quad (4.30)$$

де $\delta_{\Sigma 5} = \delta_9 + d_{d10} + d_{310} + \delta_{\delta 10} = 32$ мм – сумарна товщина, відповідно, ступінчастої втулки 9, $\delta_9 = ?$ мм, дроту пружини, $d_{d10} = 4$ мм (діаметр дроту), радіальний зазор між внутрішнім діаметром пружини 10 та зовнішнім діаметром втулки 9 та висота ударного бурта ступінчастої втулки 9, $\delta_{\delta 10} = 5$ мм. Вказані розміри є мінімальними і можуть уточнюватись під час розроблення конструкції ВГВ – ГЦ.

Основні параметри ПП6.1 та ПП7 – товщина робочих кілець, відповідно, для ПП6.1 – $\alpha_{6.1}$ і ПП7 – α_7 та середні радіуси $R_{6.1}$ та R_7 визначаються за умовою міцності цих пружин на згинальну витривалість. Товщина робочих кілець ПП6.1 та ПП7 за вказаною умовою розраховується за залежністю [2]

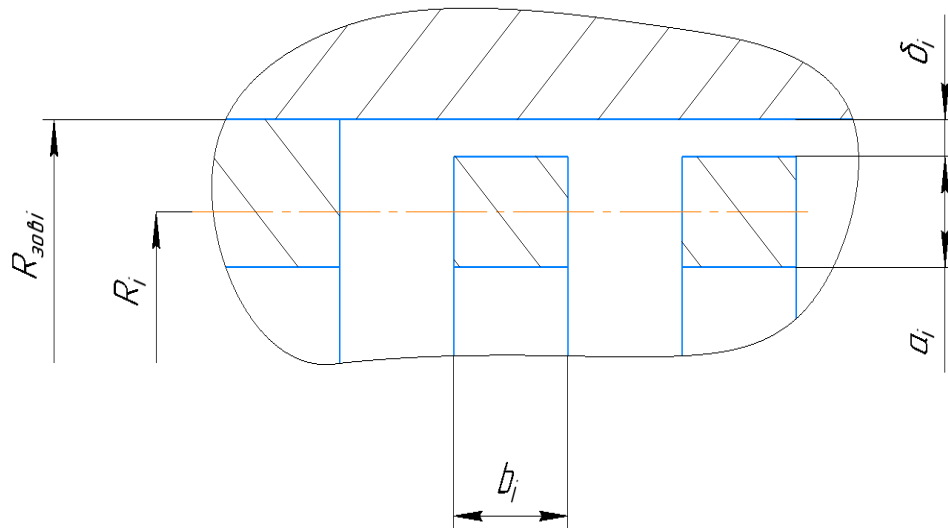
$$\alpha_i = 1,07 \cdot \sqrt[3]{h_{maxi} \cdot R_i \cdot k_i \cdot [\sigma]^{-1}}, \quad (4.31)$$

де для ПП6.1 та ПП7 – відповідно, $h_{maxi} = h_{max6.1} = h_{Bmax1} + y_{01} = 2,4 + 2 = 4,4$ мм; $h_{maxi} = h_7 = h_{5max} + y_{02} = 5,5 + 2,5 = 8$ мм; $R_{im} = R_{6.1m} = 0,5 \cdot (d_5 - \alpha_{6.1} - \delta_{6.1})$; $R_{im} = R_{7m} = 0,5 \cdot (d_6 - \alpha_7 - \delta_7)$; $k_{i6.1} = k_1$; $k_{i7} = k_2$; $\delta_{6.1}$ і δ_7 – зазори, відповідно, між робочими поверхнями ПП 6.1 та ПП7, які виключають їх заклинювання в напрямних поверхнях гільзи 12 та корпуса 3 [2] (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР); $[\sigma] = 500$ МПа [12] – допустиме напруження матеріалу ПП6.1 та ПП7; $\alpha_{i6.1} = \alpha_{6.1}$ і $\alpha_{i7} = \alpha_7$ – відповідно, товщина робочих кілець ПП6.1 і ПП7 за припущення, що ширина кілець $b_i (i = 6,1; 7) = a_i$ (див. (3.6) і (3.8) розділу 3 МКР).

Середні радіуси ПП6.1 $R_{6.1}$ та ПП7 R_7 визначають за схемою, показаною на рисунку 4.2.

Середні радіуси $R_{6.1m}$ та R_{7m} ПП6.1 і ПП7 орієнтовно можна призначити за відношенням $R_{im}/R_{зові} = \xi$. За даними роботи [11] можна встановити, що $\xi = 0,80 \dots 0,85$, тоді:

$$R_{6.1m} = \xi \cdot 0,5 \cdot d_5 = (0,80 \dots 0,85) \cdot 0,5 \cdot 80 = (32 \dots 34) \text{ мм}; \quad (4.32)$$



$R_{im} = R_{6.1m}, R_{im} = R_{7m}$ – відповідно, середні радіуси ПП6.1 та ПП7;

$R_{30bi} = 0,5 \cdot d_5, R_{30bi} = 0,5 \cdot d_6$ – відповідно, зовнішні діаметри ПП6.1 та ПП7;

$\alpha_{i6.1} = \alpha_{6.1}, \alpha_{i7} = \alpha_7$ – відповідно, товщина робочих кілець ПП6.1 і ПП7;

$b_i = b_{6.1}, b_i = b_7$ – відповідно, ширина кілець ПП6.1 і ПП7;

$\delta_i = \delta_{6.1} = \delta_7 = 0,5 \text{ мм};$

Рисунок 4.2 – Схема визначення середніх радіусів $R_{6.1m}$ і R_{7m} ПП6.1 і ПП7

$$R_{7m} = \xi \cdot 0,5 \cdot d_6 = (0,80 \dots 0,85) \cdot 0,5 \cdot 128 = (51,2 \dots 54,4) \text{ мм.}$$

Із знайдених значень середніх радіусів приймаємо середні величини $R_{6.1m} = 33 \text{ мм}$ та $R_{7m} = 52,8 \text{ мм}$ і, попередньо взявши нижнє значення жорсткості k_1 ПП6.1 із інтервалу, знайденого за формулою (4.17), $k_1 = 1,24 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, з метою забезпечення потрібної податливості ПП 6.1, розраховуємо залежністю (4.32) товщину робочих кілець ПП6.1 і ПП7:

$$\alpha_{6.1} = 1,07 \cdot \sqrt[3]{h_{max6.1} \cdot R_{6.1m} \cdot k_1 \cdot [\sigma]^{-1}} = \quad (4.33)$$

$$= 1,07 \cdot \sqrt[3]{4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 33 \cdot 10^{-3} \cdot 1,24 \cdot 10^6 / 5 \cdot 10^8} \approx 7,6 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx 8 \text{ мм};$$

$$\alpha_7 = 1,07 \cdot \sqrt[3]{h_7 \cdot R_{7m} \cdot k_2 \cdot [\sigma]^{-1}} = \quad (4.34)$$

$$= 1,07 \cdot \sqrt[3]{8 \cdot 10^{-3} \cdot 52,8 \cdot 10^{-3} \cdot 1,15 \cdot 10^6 / 5 \cdot 10^8} \approx 11 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx 11 \text{ мм};$$

Число робочих кілець ПП6.1 і ПП7 знайдемо за залежністю [2]:

$$\begin{aligned} n_{6.1} &= 1,035 \cdot E \cdot \alpha_{6.1}^4 \cdot R_{6.1m}^{-3} \cdot k_1^{-1} = 1,035 \times \\ &\times 2 \cdot 10^{11} \cdot (8 \cdot 10^{-3})^4 / [(3,3 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 1,24 \cdot 10^6] \approx 19; \end{aligned} \quad (4.35)$$

$$\begin{aligned} n_7 &= 1,035 \cdot E \cdot \alpha_7^4 \cdot R_{7m}^{-3} \cdot k_2^{-1} = 1,035 \cdot 2 \times \\ &\times 10^{11} \cdot (11 \cdot 10^{-3})^4 / [(52,8 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 1,15 \cdot 10^6] \approx 18 \end{aligned} \quad (4.36)$$

Максимальний прохідний переріз $A_{др}$ дроселя-реле часу (див. рисунок 3.1 розділу 3 МКР) можна визначити з умови, що через цей переріз під час повного відкриття ГІТ проходить потік енергоносія $Q_{др23}$ (див. розшифровку до (3.34) розділу 3 МКР) зі зливної порожнини $C'_{1Г}$ ГІТ в зливну порожнину C ВГВ – ГЦ (див. рисунок 3.1.1 розділу 3 МКР). Перепад тиску енергоносія за повного відкриття прохідної щілини $A_{щ2}$ буде на $A_{др}$ орієнтовно $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$.

Припустимо, що $\Delta p_{др} \approx 0,8(p_1 - p_2)$. Залежність $Q_{др23} = \xi_{др} \cdot A_{др} \cdot \sqrt{2k_{0r} \cdot \rho_e^{-1} A_0^{-1} (x_{01} - x_{02})}$ доцільно подати у традиційному для гідроприводів вигляді [13]

$$Q_{др23} = \xi_{др} \cdot A_{др} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{др} / \rho_e}, \quad (4.37)$$

звідки

$$A_{др} = \frac{Q_{др23}}{\xi_{др}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_e}{2 \cdot \Delta p_{др}}}. \quad (4.38)$$

Згідно (3.34) (див. розділ 3 МКР) і за (4.23) $Q_{др23} = Q_{ГЗ} = Q_m =$
 $(13,33 \dots 39,99) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$. Прийmemo середню витрату
 $\overline{Q_m} = 27 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$. Коефіцієнт витрати через $A_{др}$ прийmemo на основі
 рекомендацій [5] $\xi_{др} = 0,67$, густину мастила (енергоносія) $\rho_e = 850 \text{ кг/м}^3$
 та

$$\Delta p_{др} = 0,8(p_1 - p_2) = 0,8(1 \cdot 10^7 - 7,6 \cdot 10^6) = 1,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,9 \text{ МПа},$$

$$\begin{aligned} \text{(де } P_2 &= \frac{P_1 A_1}{A_2} + k_1 \frac{h_{61max}}{A_2} = \\ &= 1 \cdot 10^7 \cdot \frac{9,61 \cdot 10^{-4}}{16,61 \cdot 10^{-4}} + 1,24 \cdot 10^6 \cdot \frac{2,4 \cdot 10^{-3}}{16,61 \cdot 10^{-4}} = 7,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 7,6 \text{ МПа} \end{aligned} \quad -$$

тиск “закриття” ГІТ [5]; $A_1 = 0,785 d_1^2 = 0,785(35 \cdot 10^{-3})^2 = 9,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
 $A_2 = 0,785 d_{12}^2 = 0,785(46 \cdot 10^{-3})^2 = 16,61 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$).

За цими даними, розрахуємо

$$A_{др23} = \frac{27 \cdot 10^{-4}}{0,67} \cdot \sqrt{\frac{850}{(2 \cdot 1,9 \cdot 10^6)}} = 5,98 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \quad (4.39)$$

Дросель-реле часу, якоюсь мірою може регулювати за $Q_H = const$
 частоту імпульсів тиску ν_m , які генерує ГІТ за рахунок змінення швидкості
 зворотного ходу запірних елементів герметизації ГІТ ВГВ – ГЦ.

Для синхронізації роботи витої пружини 10 (див. рисунок 3.1 розділу 3
 МКР) в зарезонансному режимі дії ВГВ-ГЦ повинна виконуватись умова:

$$\omega_{03} = \sqrt{k_3 \cdot m_{1\Sigma}^{-1}} \geq \sqrt{2} \cdot 2\pi\nu_{max} \approx 8,88\nu_{max}, \quad (4.40)$$

де ω_{03} – власна кругова частота коливань пружини 10 відносно маси
 $m_{1\Sigma}$; ν_{max} – максимальна частота вібрацій в системі ВГВ-ГЦ. З (4.40)
 визначимо:

$$k_3 \geq 8\pi^2 m_{1\Sigma}^{-1} \approx 78,85 m_{1\Sigma} \nu_{max}. \quad (4.41)$$

Початкове зусилля $F_{010} = k_3 \cdot y_{03}$ пружини 10, а робоче $F_{p10} = k_3 \cdot (y_{03} + h_6)$. Вита пружина 10 розраховується за стандартною методикою [14].

В розробленій методиці проєктного розрахунку ВГВ – ГЦ визначені основні геометричні, силові та енергетичні параметри для потужної версії варіанта вібратора. Інші конструктивні розміри та параметри ВГВ – ГЦ повинні визначатись під час розроблення конструкції дослідного зразка вібратора за загальноприйнятими методами та правилами конструювання механізмів і машин з гідравлічним і гідроімпульсним приводом [5]. Після розробки конструкції ВГВ – ГЦ (дослідного зразка) також необхідно виконати необхідні перевірні розрахунки на міцність і жорсткість, наприклад ПП6.1 і ПП7. Обсяг перевірних розрахунків визначає конструктор-розробник вібратора.

4.3 Висновки

1. Методика проєктного розрахунку ВГВ – ГЦ побудована на основні детального аналізу за допомогою розроблених динамічної та математичної моделей вібратора та конструктивної схеми динамічних процесів його робочого циклу.

2. Наведені обґрунтовані формули та залежності дозволяють у відносно широких межах визначити основні енергетичні, силові та геометричні параметри ВГВ – ГЦ.

3. Застосовані в методиці проєктного розрахунку способи та принципи визначення основних параметрів і розмірів структурних ланок ВГВ – ГЦ можуть бути використані для розроблення гами вібраторів типу ВГВ – ГЦ різних типових розмірів і функціонального призначення.

5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення комерційного та технологічного аудиту є розроблення віброударного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ВГВ – ГЦ) на баз прорізних пружин (ПП).

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету кафедри галузевого машинобудування: к.т.н., проф. Обертюх Р.Р., к.т.н., доц. Слабкий А.В. та к.т.н., доц. Поліщук О.В.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 5.1 [15] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 5.1 – 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. 5.1

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	Конкурентів 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	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 5.2 – 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 5.3 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 5.4 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Слабкий А.В.	Обертюх Р.Р	Поліщук О.В.
	Бали, виставлені експертами:		
1	4	4	5
2	4	4	4
3	3	3	3
4	3	4	4
5	3	3	3
6	4	3	3
7	3	4	3
8	4	3	4
9	3	4	3
10	4	3	3
11	3	3	5
12	5	4	5
Сума балів	43	42	45
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	43		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 43 бали, і згідно з таблицею 5.3, це вказує на високий рівень комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатом магістерської роботи є конструкція у вигляді електрогідравлічного вібраційного приводу дослідного стенда.

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В якості аналога для розробки було обрано Hydraulic vibrator MVO850. Основними недоліками аналога є вузький діапазон вібронавантаження. У розробці дана проблема вирішується використанням гідроімпульсного приводу та пружин високої жорсткості.

В таблиці 4.5 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

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

Таблиця 5.5 – 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	10%
Частота вібронавантаження	100	150	1,5	25%
Амплітуда коливань	1	2	2	40%
Напрацювання на відмову, год	3000	3000	1	15%
Масо-габарити, кг	150	120	1,25	10%

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (5.1) та (5.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 5.6.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (5.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (5.2)$$

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

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

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

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

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

$$q_5 = \frac{150}{120} = 1,25.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (5.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 5 \cdot 0,1 + 1,5 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,4 + 1 \cdot 0,15 + 1,25 \cdot 0,1 = 1,95$$

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

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

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (5.4)$$

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

Таблиця 5.6 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар- конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
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	150	120
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	86000	52000

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (5.5)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (5.5)$$

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

$$I_{e.n.} = \frac{86000}{52000} = 1,65;$$

$$K = \frac{1,95}{1,65} = 1,18.$$

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

5.2 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 $З_0$, якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$З_0 = \frac{M}{T_p} \cdot t \text{ (грн)} \quad (5.6)$$

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.

Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 5.7.

Таблиця 5.7 – 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	952,4	8	7619
Інженер	14000	666,7	20	13333
Всього				20952

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

$$З_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (5.7)$$

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:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (5.8)$$

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 5.8 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1.Підготовчі	2	1	47,6	95,2
2.Монтажні	3	3	64,3	192,9
3.Складальні	2	5	81,0	161,9
4.Налагоджувальні	6	2	52,4	314,3
5.Випробувальні	3	4	71,4	214,3
Всього				978,6

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата $З_д$ 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.

$$З_д = (З_о + З_р) \cdot \frac{Н_{\text{дод}}}{100\%} \quad (5.9)$$

$$З_д = 0,11 \cdot (20952 + 978,6) = 2412,4 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $Н_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (4.10):

$$Н_{зп} = (З_о + З_р + З_д) \cdot \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (5.10)$$

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

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

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

β – 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:

$$Н_{зп} = (20952 + 978,6 + 2412,4) \cdot \frac{22}{100} = 5355,54 \text{ (грн)}$$

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

нормами 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:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n B_j \cdot C_{vj}, \quad (5.11)$$

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, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

B_j – маса відходів j -го найменування, кг;

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

Проведені розрахунки зведені в таблицю 5.9.

Таблиця 5.9 – 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	600	1	600
Сталь 60С2А	70	0,5	35
Олива	63	55	3465
Бронза БраЖ9-4	5	740	3700
Всього			8141
З врахуванням коефіцієнта транспортування			8955,1

6. Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі вироби (K_6), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_6 = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j \quad (5.12)$$

де H_j – кількість комплектуючих j -го виду, шт.;

C_j – покупна ціна комплектуючих j -го виду, грн;

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

Проведені розрахунки бажано звести до таблиці 4.10.

Таблиця 5.10 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Ущільнення	5	42,5	212,5
Адаптер	4	67	268
гідростанція ПГМ-3522-1500М 4,8 л/хв, 250 бар, 2,2 кВт 3Ф Детальніше:	1	24800	24800
Рукав високого тиску	4	1890	7560
3-х ходовий перемикач	1	2520	2520
Всього			38896,55

7. Спецустаткування для наукових (експериментальних) робіт

Балансову вартість спецустаткування розраховують за формулою:

$$B_{\text{спец}} = \sum_{i=1}^k C_i \cdot C_{\text{пр.і}} \cdot K_i, \quad (5.13)$$

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.

Отримані результати необхідно звести до таблиці 5.11.

Таблиця 5.11 – Витрати на придбання спецустаткування по кожному виду

Найменування устаткування	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн	Вартість, грн
Віброметр Venetech GM63B	1	9312	10243,2
Всього			10243,2

8. Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт

Балансову вартість програмного забезпечення розраховують за формулою:

$$B_{npz} = \sum_{i=1}^k \Pi_{npz} \cdot C_{npz.i} \cdot K_i, \quad (5.14)$$

де Π_{npz} – ціна придбання одиниці програмного засобу даного виду, грн;

$C_{npz.i}$ – 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.

Отримані результати необхідно звести до таблиці 5.12.

Таблиця 5.12 – Витрати на придбання програмних засобів по кожному виду

Найменування програмного засобу	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн	Вартість, грн
Solidworks	1	2000	2000
Всього з врахування транспортних витрат			2200

9. Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{Ц_{\bar{o}}}{T_{\epsilon}} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (5.15)$$

де $Ц_{\bar{o}}$ – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

T_{ϵ} – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до таблиці 5.13.

Таблиця 4.13 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
1. Комп'ютер	20000	2	1	833,33
Всього				833,33

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.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot Ц_e \cdot K_{впi}}{\eta_i} \quad (5.16)$$

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

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

$Ц_e$ – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

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

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

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

$$B_e = \frac{0,5 \cdot 240 \cdot 10,5 \cdot 0,5}{0,8} = 787,5$$

11. Службові відрядження.

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

$$B_{\text{св}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{св}}}{100\%}, \quad (5.17)$$

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

$$B_{\text{св}} = 0,2 \cdot (20952 + 978,6) = 4386,19$$

11. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{\text{нзв}}$ 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 $B_{\text{нзв}}$ можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$B_{\text{нзв}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{нзв}}}{100\%}, \quad (5.18)$$

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

$$B_{\text{нзв}} = (20952 + 978,6) \cdot \frac{100}{100\%} = 21930,95 \text{ грн}$$

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

$$B=20952+978,6+2412,34+5355,54+8955,1+38896,55+10243,2+2200+833,33+787,5+4386,19+21930,95=117931,72\text{грн}$$

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

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (5.19)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,3$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{117931,72}{0,3} = 393105,74 \text{ грн.}$$

5.3 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

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta\Pi_o \cdot N + \Pi_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (5.20)$$

де $\Delta\Pi_o$ – 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;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

Π_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 2024 році – 18%.

Припустимо, що при впровадженні результатів наукової розробки підвищиться ефективність процесів холодної листового штампування шляхом збільшення точності оцінки граничного деформування матеріалу ізотропної заготовки. Припустимо, що ціна зросте на 100 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 1500 шт., протягом другого року – на 3000 шт., протягом третього року на 5000 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 2500 шт., а її ціна до 200 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_1 &= [1000 \cdot 1 + (52000 + 1000) \cdot 150] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 1358241,5 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_2 &= [1000 \cdot 1 + (52000 + 1000) \cdot (150 + 200)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 3169831,6 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_3 &= [1000 \cdot 1 + (52000 + 1000) \cdot (150 + 200 + 220)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \\ &\cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) = 5161668,6 \text{ грн.}\end{aligned}$$

5.4 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.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (5.21)$$

$k_{\text{інв}}$ – 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 ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 393105,74 = 786211,48$$

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

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (5.22)$$

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

$$ПП = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^i}, \quad (5.23)$$

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

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

τ – 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).

$$\text{ПП} = \frac{1358241,5}{(1 + 0,2)^1} + \frac{3169831,6}{(1 + 0,2)^2} + \frac{5161668,6}{(1 + 0,2)^3} = 6334109,94 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (6334109,94 - 786211,48) = 5547898,46 \text{ грн.}$$

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_{ϵ} . Для цього користуються формулою:

$$E_{\epsilon} = \sqrt[T_{жс}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (5.24)$$

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

$$E_{\epsilon} = \sqrt[3]{1 + \frac{5547898,46}{786211,48}} - 1 = 1,47 = 147\%$$

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

$$\tau = d + f, \quad (5.25)$$

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:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_g} \quad (5.26)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{1,47} = 0,7 \text{ роки}$$

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

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на високому рівні комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 7 місяців, загальні витрати складуть 393105,74 грн.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз принципів і конструктивних схем вібраторів з різними типами приводів – механічним, електричним, пневматичним і гідравлічним, показав, що вібратори з ГІП на базі ПП, зокрема віброударного типу, мають відносно малі габарити та широкий діапазон регулювання параметрів вібронавантаження об'єкта технологічного впливу – амплітуди, частоти вібрацій та енергії циклічних ударів по об'єкту.

2. За результатами аналізу відомих схем і конструкцій вібраторів розроблено конструктивну схему та конструкцію віброударного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ВГВ – ГЦ), який складається силового блока у вигляді ударного плунжера, навантаженого ПП – гідромеханічного акумулятора потенціальної енергії, об'єднаного в одній конструкції з однокаскадним параметричним ГІТ підвищеної пропускної здатності, перший і другий рівні герметизації якого суміщені з ПП.

3. ВГВ – ГЦ поєднує в одній конструкції дві основні ланки ГІП – ГІТ та гідродвигуна – гідроциліндра, що обумовлює широкий діапазон технічного та технологічного використання цього вібратора – як індивідуального пристрою для реалізації різноманітних видів вібраційних технологій, так і привода виконавчих ланок технологічних ВУМ.

4. Амплітуда та енергія циклічних ударів по об'єкту технологічного впливу у ВГВ – ГЦ регулюються зміненням тиску «відкриття» p_1 ГІТ через рівень попередньої деформації y_{01} ПП 6.1, а частота вібрацій – відведенням частини потоку Q_H в гідробак гідронасосної станції живлення енергоносієм вібратора через регулятор потоку, а також, певною мірою, за $Q_H = const$ шляхом змінення швидкості зворотного ходу запірних елементів ГІТ внаслідок корегування величини потоку енергоносія між зливними порожнинами C_{II} ГІТ та C силового блоку ВГВ – ГЦ дроселем – реле часу, встановленим між цими порожнинами.

5. На основі якісного аналізу конструктивної схеми будови та принципу дії ВГВ – ГЦ, орієнтовної циклограми його робочого циклу та

прийнятої системи науково обґрунтованих припущень розроблено динамічні моделі ВГВ – ГЦ з гідравлічною ланкою (ГЛ) у вигляді тіла Кельвіна – Фойхта, яка через передатні відношення $u_{01(02)}$, $u_{02(01)}$ та u_{03} взаємодіє з рухомими масами m_1 , m_2 та m_3 вібратора під час прямого та зворотного ходів цих мас.

6. Вихідні динамічні моделі рухомих мас m_1 , m_2 і m_3 ВГВ – ГЦ під час їх прямого та зворотного ходів методом розчленування розділено на чотири прості одномасові моделі, в яких ГЛ через передатні відношення $u_{01(02)}$, $u_{02(01)}$ та u_{03} приведено до мас m_1 , m_2 і m_3 .

7. За принципом Д'Аламбера на основі спрощених динамічних моделей прямого та зворотного ходів рухомих мас вібратора побудовано математичну модель ВГВ – ГЦ у вигляді диференціальних рівнянь руху мас m_1 , m_2 і m_3 під час їх прямого та зворотного ходів, умов однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих мас, і рівнянь витрати енергоносія.

8. За результатами аналізу створених динамічної та математичної моделей ВГВ – ГЦ та обґрунтованих припущень, розроблено методику проєктного розрахунку вібратора, яка дозволяє за відносно простими залежностями знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні його параметри.

9. Проведено економічний аналіз, з метою оцінки комерційного потенціалу предмета досліджень, в якому оцінено витрати на виготовлення та впровадження дослідного зразка ВГВ –ГЦ, 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.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця. - 2006. – 291 с.
2. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
3. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення) : монографія / О.С. Ланець. — Львів : Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2008. — 324 с
4. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз і синтез нелінійних резонансних вібраційних машин : монографія / В. М. Гурський. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. — 308 с.
5. 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.
6. Пат. 17231U, Україна, B28B 1/08, Гідравлічний вібратор для глибинного ущільнення бетонної суміші /Коц І. В., Сліпенька О.П., Сторожук С.Б., Ніколайчук І. І. (Україна) – № u 2006 03245 Заявл. 27.03.2006; – Опубл. 15.09.2006, Бюл. 9 / 2006, 15.09.2006р.
7. Пат. 152239U, Україна, F15B 21/12, Гідроімпульсний вібратор з вбудованим генератором імпульсів тиску / Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Приймаченко О.С., Іщенко В.В. (Україна) – № u 2021 06535 Заявл. 19.11.2021; – Опубл. 11.01.2023, Бюл. 2 / 2023, 12.01.2023р.
8. Пат. 155843U, Україна, F15B 21/12, Гідроімпульсний вібратор-гідроциліндр / Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Поліщук О.В. (Україна) – № u 2023 01404 Заявл. 03.04.2023; – Опубл. 18.04.2024, Бюл.16 / 2024, 18.04.2024р.

9. Іскович-Лотоцький Р. Д. Використання гідроімпульсного привода в обладнанні переробних виробництв : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Поліщук О. В. – Вінниця : ВНТУ, 2008 – 116 с.
10. Roman Obertyukh DYNAMIC AND MATHEMATICAL MODELS OF THE HYDROIMPULSIVE VIBRO-CUTTING DEVICE WITH A PRESSURE PULSE GENERATOR BUILT INTO THE RING SPRING / Roman Obertykh, Andrii Slabkiy, Leonid Polishchuk, Oleksandr Povstianoi // p-ISSN 2083-0517, e-ISSN 2391-6761 IAPGOŚ 3/2022.
11. Obertyuh R. R. Method of design calculation oof 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. Опір матеріалів: Підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманська; за ред.. Г.С. Писаренка. – 2-ге вид., допов. і переробл. – К.: Вища шк., 2004. – 655 с.
13. Дідур В. А. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі: підручник/ В. А. Дідур, О. Д. Савченко, Д. П. Журавель, С.І.Мовчан. – К.: Аграрнаосвіта, 2008. – 577 с.
14. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.
15. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз принципів і конструктивних схем вібраторів з різними типами приводів – механічним, електричним, пневматичним і гідравлічним, показав, що вібратори з ГІП на базі ПП, зокрема віброударного типу, мають відносно малі габарити та широкий діапазон регулювання параметрів вібронавантаження об'єкта технологічного впливу – амплітуди, частоти вібрацій та енергії циклічних ударів по об'єкту.

2. За результатами аналізу відомих схем і конструкцій вібраторів розроблено конструктивну схему та конструкцію віброударного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ВГВ – ГЦ), який складається силового блока у вигляді ударного плунжера, навантаженого ПП – гідромеханічного акумулятора потенціальної енергії, об'єднаного в одній конструкції з однокаскадним параметричним ГІТ підвищеної пропускної здатності, перший і другий рівні герметизації якого суміщені з ПП.

3. ВГВ – ГЦ поєднує в одній конструкції дві основні ланки ГІП – ГІТ та гідродвигуна – гідроциліндра, що обумовлює широкий діапазон технічного та технологічного використання цього вібратора – як індивідуального пристрою для реалізації різноманітних видів вібраційних технологій, так і привода виконавчих ланок технологічних ВУМ.

4. Амплітуда та енергія циклічних ударів по об'єкту технологічного впливу у ВГВ – ГЦ регулюються зміненням тиску «відкриття» p_I ГІТ через рівень попередньої деформації y_{0I} ПП 6.1, а частота вібрацій – відведенням частини потоку Q_H в гідробак гідронасосної станції живлення енергоносієм вібратора через регулятор потоку, а також, певною мірою, за $Q_H = const$ шляхом змінення швидкості зворотного ходу запірних елементів ГІТ внаслідок корегування величини потоку енергоносія між зливними порожнинами C_{II} ГІТ та C силового блоку ВГВ – ГЦ дроселем – реле часу, встановленим між цими порожнинами.

5. На основі якісного аналізу конструктивної схеми будови та принципу дії ВГВ – ГЦ, орієнтовної циклограми його робочого циклу та прийнятої системи науково обґрунтованих припущень розроблено динамічні моделі ВГВ – ГЦ з гідравлічною ланкою (ГЛ) у вигляді тіла Кельвіна – Фойхта, яка через передатні відношення $u_{01(02)}$, $u_{02(01)}$ та u_{03} взаємодіє з рухомими масами m_1 , m_2 та m_3 вібратора під час прямого та зворотного ходів цих мас.

6. Вихідні динамічні моделі рухомих мас m_1 , m_2 і m_3 ВГВ – ГЦ під час їх прямого та зворотного ходів методом розчленування розділено на чотири прості одномасові моделі, в яких ГЛ через передатні відношення $u_{01(02)}$, $u_{02(01)}$ та u_{03} приведено до мас m_1 , m_2 і m_3 .

7. За принципом Д'Аламбера на основі спрощених динамічних моделей прямого та зворотного ходів рухомих мас вібратора побудовано математичну модель ВГВ – ГЦ у вигляді диференціальних рівнянь руху мас m_1 , m_2 і m_3 під час їх прямого та зворотного ходів, умов однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих мас, і рівнянь витрати енергоносія.

8. За результатами аналізу створених динамічної та математичної моделей ВГВ – ГЦ та обґрунтованих припущень, розроблено методику проектного розрахунку вібратора, яка дозволяє за відносно простими залежностями знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні його параметри.

9. Проведено економічний аналіз, з метою оцінки комерційного потенціалу предмета досліджень, в якому оцінено витрати на виготовлення та впровадження дослідного зразка ВГВ – ГЦ, 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.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Іскович-Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця. - 2006. – 291 с.
2. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
3. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення) : монографія / О.С. Ланець. — Львів : Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2008. — 324 с
4. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз і синтез нелінійних резонансних вібраційних машин : монографія / В. М. Гурський. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. — 308 с.
5. 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.
6. Пат. 17231U, Україна, B28B 1/08, Гідравлічний вібратор для глибинного ущільнення бетонної суміші /Коц І. В., Сліпенька О.П., Сторожук С.Б., Ніколайчук І. І. (Україна) – № u 2006 03245 Заявл. 27.03.2006; – Опубл. 15.09.2006, Бюл. 9 / 2006, 15.09.2006р.
7. Пат. 152239U, Україна, F15B 21/12, Гідроімпульсний вібратор з вбудованим генератором імпульсів тиску / Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Приймаченко О.С., Іщенко В.В. (Україна) – № u 2021 06535 Заявл. 19.11.2021; – Опубл. 11.01.2023, Бюл. 2 / 2023, 12.01.2023р.
8. Пат. 155843U, Україна, F15B 21/12, Гідроімпульсний вібратор-гідроциліндр / Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Поліщук О.В. (Україна) – № u

2023 01404 Заявл. 03.04.2023; – Опубл. 18.04.2024, Бюл.16 / 2024, 18.04.2024р.

9. Іскович-Лотоцький Р. Д. Використання гідроімпульсного привода в обладнанні переробних виробництв : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Поліщук О. В. – Вінниця : ВНТУ, 2008 – 116 с.

10. Roman Obertyukh DYNAMIC AND MATHEMATICAL MODELS OF THE HYDROIMPULSIVE VIBRO-CUTTING DEVICE WITH A PRESSURE PULSE GENERATOR BULT INTO THE RING SPRING / Roman Obertykh, Andrii Slabkiy, Leonid Polishchuk, Oleksandr Povstianoi // p-ISSN 2083-0517, e-ISSN 2391-6761 IAPGOŚ 3/2022.

11. Obertyuh R. R. Method of design calculation oof 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. Опір матеріалів: Підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманська; за ред.. Г.С. Писаренка. – 2-ге вид., допов. і переробл. – К.: Вища шк., 2004. – 655 с.

13. Дідур В. А. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі: підручник/ В. А. Дідур, О. Д. Савченко, Д. П. Журавель, С.І.Мовчан. – К.: Аграрнаосвіта, 2008. – 577 с.

14. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.

15. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ГМ
Леонід ПОЛІЩУК

(підпис)

«____» _____ 2024 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

**на розроблення віброударного гідроімпульсного вібратора –
гідроциліндра (ВГВ – ГЦ) на базі прорізних пружин**

Розробив студент

Спеціальності 133 – Галузеве машинобудування

Іван КОСТИНЮК

«____» _____ 2024 р.

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

«____» _____ 2024 р.

1 Підстава для виконання роботи

Підставою для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) є індивідуальне завдання на МКР та наказ № 310 від 17 вересня 2024 року ректора по ВНТУ про закріплення тем МКР.

2 Мета і призначення дослідження (виконання МКР)

Метою МКР є розроблення віброударного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ВГВ – ГЦ) на баз прорізних пружин (ПП). Призначення: ВГВ – ГЦ може використовуватись як робочий гідроциліндр з вбудованим ГІТ для приведення у вібраційний рух виконавчих ланок технологічних віброударних машин (ВУМ), а також як індивідуальний пристрій для реалізації різноманітних видів вібраційних технологій, наприклад, деформаційного зміцнення деталей поверхневим деформуванням тощо.

Призначення дослідницької (наукової) частини МКР – розроблення науково обґрунтованої методики проектного розрахунку ВГВ – ГЦ шляхом аналізу відомих конструкцій пристроїв з різними типами приводів і розроблення динамічної та математичної моделей нової конструкції 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 Искович – Лотоцкий Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Искович – Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А.– К. : Техніка, 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 Обертюх Р. Р. Гідроімпульсний вібратор – гідроциліндр на базі кільцевих пружин з вбудованим параметричним генератором імпульсів тиску / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, Д. В. Бакалець // Вібрації в техніці та технологіях. Випуск №4: (III) DOI: 10.37128/2306-8744-2023-4-11.

3.5 Obertyuh R. Mathematical Modeling of the Device for Radial Vibroturning (2021). In: Tonkonogyi V. et al. (eds) Advanced / Obertyuh R. Slabkyi A., Petrov O., Kudrash V. // Manufacturing Processes II. InterPartner 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.

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

3.7 OBERTYUH Roman. Hydropulse small-sized vibrators based on slotted springs / Roman OBERTYUH, Andrii SLABKYI, Olexandr POLISHCHUK // Вісник машинобудування та транспорту том 15 №1, 2022. – С. 40 – 48.

3.8 OBERTYUH Roman. Substantiation of Design Calculation Method for the Vibroturning Device / Andrii SLABKYI, Olexandr PETROV, Dmytro BAKALETS and Sergey SUKHORUKOV // Advances in Design, Simulation and Manufacturing V / Proceedings of 5th International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE – 2022, June 7 – 10, 2022, Poznan, Poland – Volume 1: Manufacturing and Materials Engineering – P. 185 – 195.

4 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 – Галузеве машинобудування Іван Костинюк.

5 Вихідні дані для розроблення пристрою та проведення НДР:

5.1 Основні технічні характеристики ВГВ – ГЦ, що повинні бути досягнуті в результаті розроблення його конструкції:

1) номінальний тиск «відкриття» робочої рідини (енергоносія) живлення параметричного генератора імпульсів тиску (ГІТ) ВГВ – ГЦ – 10 МПа;

2) тип енергоносія – мінеральна олива (мастило) типу И – Г – А 32 – И – Г – А 68;

3) орієнтовний діапазон регулювання параметрів вібронавантаження об'єкта технологічного впливу: амплітуди вібрацій ударного плунжера вібратора – $(3,6...4,0) \cdot 10^{-3}$ м; частоти ударних імпульсів (частоти імпульсів тиску енергоносія) – 10...100 Гц;

4) орієнтовне внутрішнє передатне відношення ГІТ вібратора – $u_{21} = 0,25...0,35$.

5) усталена температура робочого циклу ВГВ – ГЦ (термодинамічний режим – ізотермічний) – 313 К;

6) орієнтовний сумарний об'єм напірної порожнини ВГВ – ГЦ – $W_{0\Sigma} = (0,6...0,9) \cdot 10^{-3}$ м³.

5.2 Інші технічні характеристики і вимоги до конструкції розроблюваного вібратора:

– регулювання ланок настроювання параметрів ГІТ ВГВ – ГЦ – безступінчасте;

– вимоги монтажної придатності до ВГВ – ГЦ – поставка в зібраному вигляді;

– маса продукції для ВГВ – ГЦ з межевими робочими параметрами – до (40 ... 45) кг;

– захист розподільних і силових ланок ВГВ – ГЦ від вологи, шкідливих випаровувань і корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;

– складові частини ВГВ – ГЦ – взаємозамінні;

- деталі та вузли ВГВ – ГЦ, 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 пристрою в режимі очікування, роботи та консервації;
- ремонтпридатність – компоновочне рішення пристрою повинно бути таким, що забезпечує легко доступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби (прорізні пружини (ПП) ГІТ та силового блоку) та відносно простий їх ремонт.

5.4 Вимоги до технологічності розробки, виробництва та експлуатації – конструкція деталей ВГВ – ГЦ 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 ВГВ – ГЦ використовувати уніфіковані деталі та стандартні вироби.

5.6 Конструкція ВГВ – ГЦ повинна відповідати естетичним та ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та керуванні.

5.7 Матеріали для деталей ГІТ та інших ланок ВГВ – ГЦ, слід призначати відповідно до рекомендацій, що наведені у довідниковій літературі та нормативних документах для контрольно – розподільної гідроапаратури.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню та ремонту ВГВ – ГЦ:

- вібратор призначено для використання у середньо широтних кліматичних умовах;
- час підготовки вібратора до використання після транспортування та зберігання – 1 місяць;

– вид технічного обслуговування вібратора – 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 Під час динамічного та математичного моделювання ВГВ – ГЦ та динамічних процесів під час його робочого циклу використовувати загальновідомі напрацювання математичного моделювання гідравлічних і пневматичних приводів та інших динамічних механічних систем.

5.12 На перспективу розробити методику експериментального дослідження дослідного зразка нової конструкції ВГВ – ГЦ.

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 схем та конструкції відомих вібраторів з різними типами приводів, що використовуються для реалізації різноманітних технологічних процесів;

- розроблення конструктивної схеми та конструкції ВГВ – ГЦ;
- розроблення динамічної та математичної ВГВ – ГЦ;
- створення методика проектного розрахунку ВГВ – ГЦ;
- розроблення методики експериментального дослідження дослідного зразка ВГВ – ГЦ;
- економічне оцінювання доцільності розробки;
- розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності;
- загальні висновки;
- розробка складального кресленика ВГВ – ГЦ;
- 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 та економічної частин МКР.

8 Порядок контролю та приймання МКР

8.1 Поточний і рубіжний контроль керівника та консультанта з економічної частини МКР за ходом виконання роботи.

8.2 Попередній захист МКР на випусковій кафедрі ГМ.

8.3 Захист МКР перед ЕК.

Огляд найбільш поширених вібраційних приводів

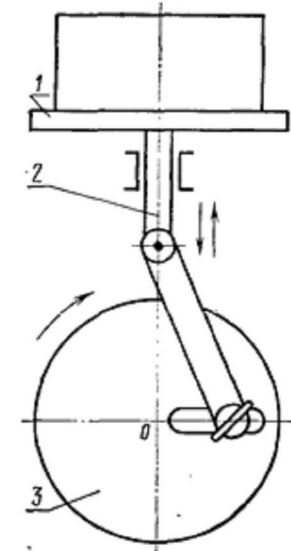


Рисунок 1 – Кінематична схема установки з ексцентровим приводом

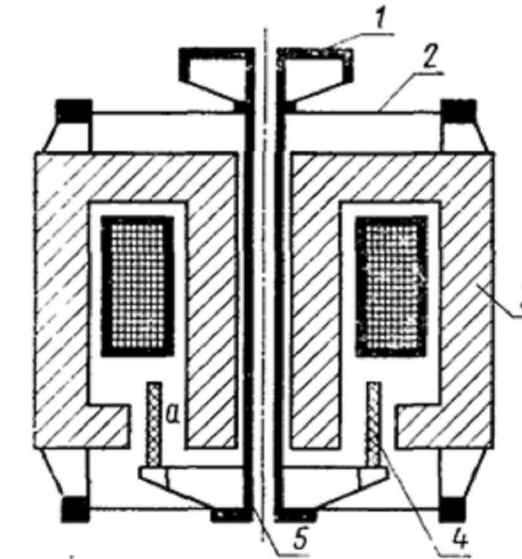


Рисунок 4 – Конструктивна схема електромагніту фірми Askania

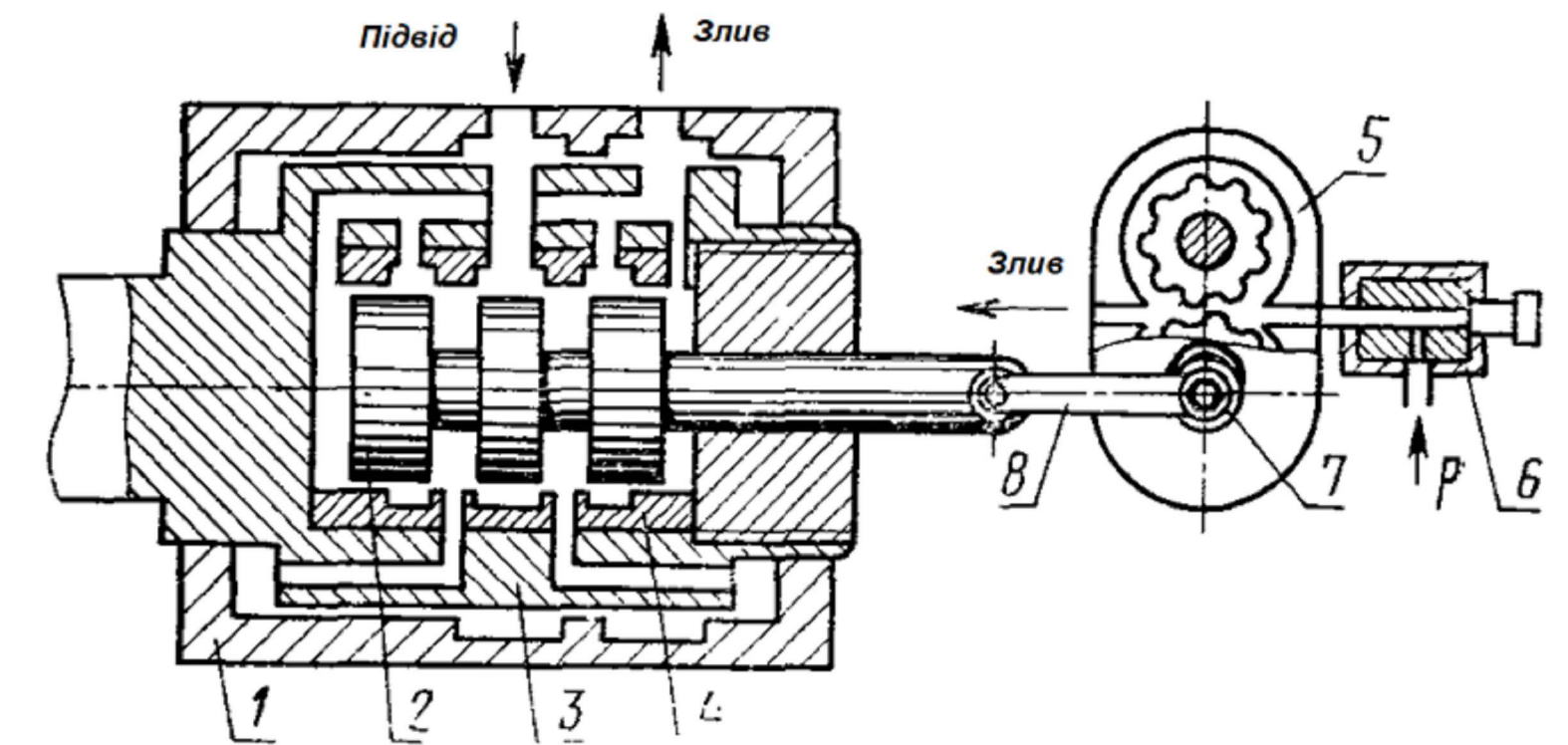
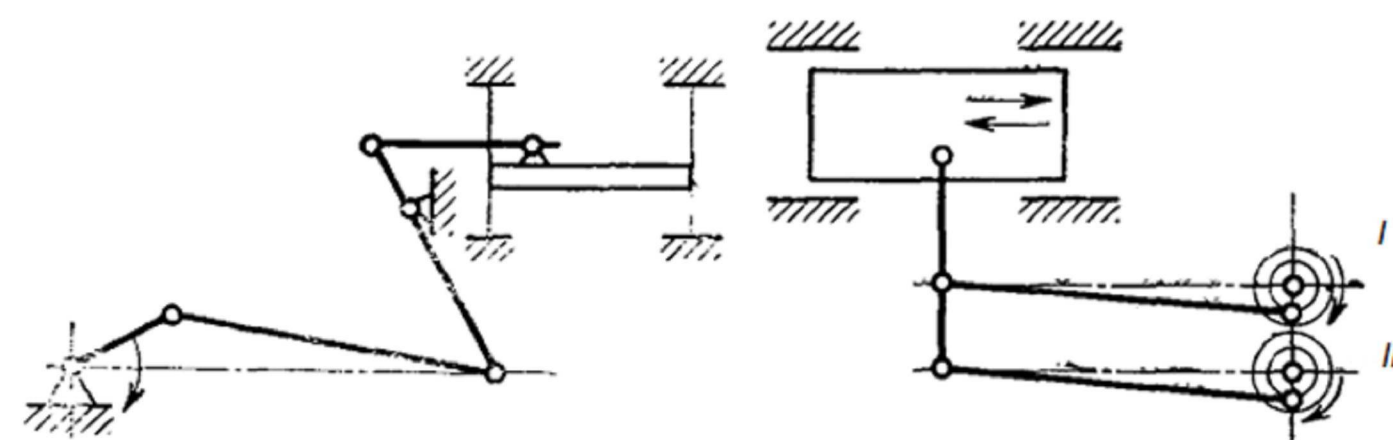
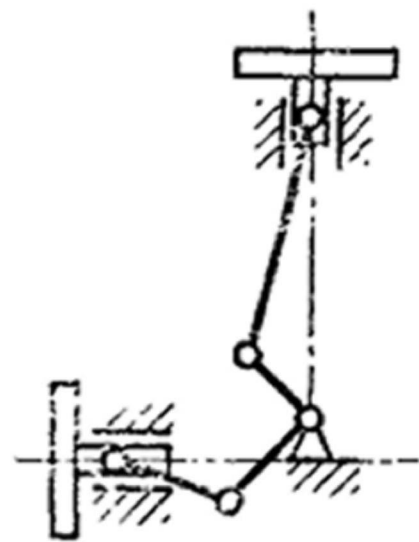


Рисунок 7 – Принципова схема гідромеханічного вібратора

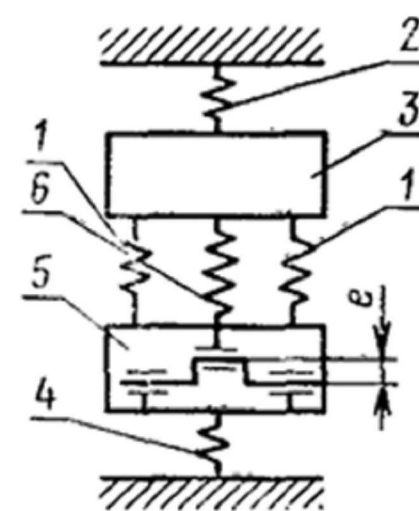


а)

б)



в)



г)

Рисунок 2 – Кінематичні схеми типових установок ексцентрикового типу

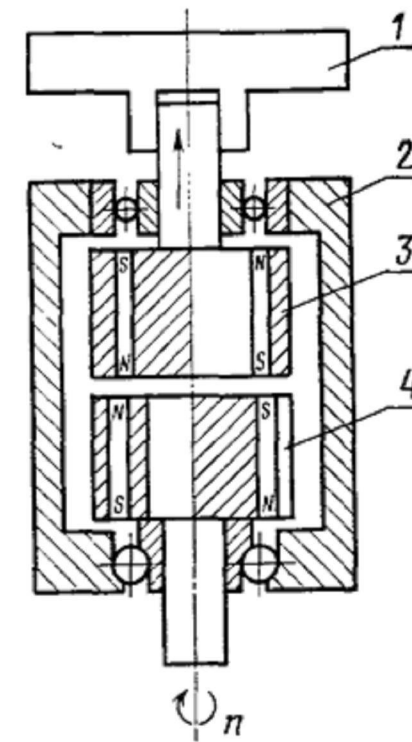


Рисунок 5 – Схема конструкції установки магнітного типу

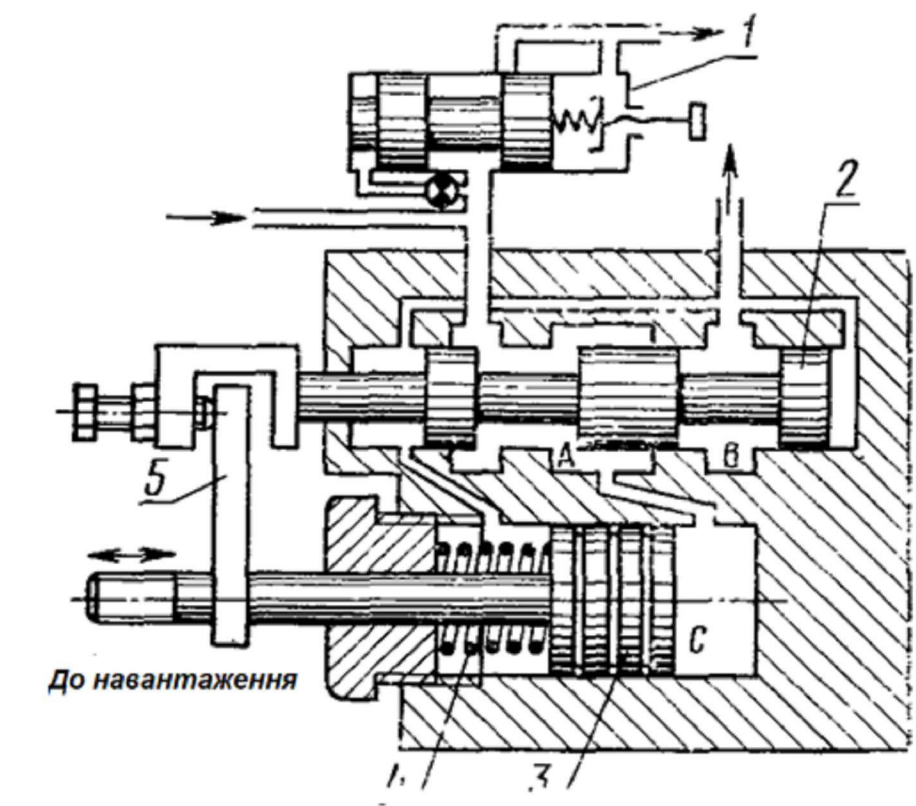


Рисунок 8 – Принципова схема однокаскадного автоколебального вібратора

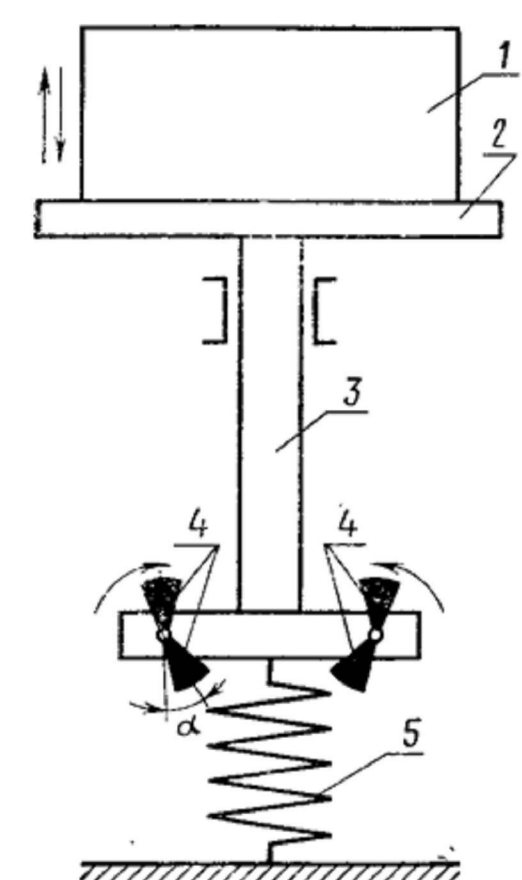


Рисунок 3 – Принципова схема віброустановки з відцентровим приводом

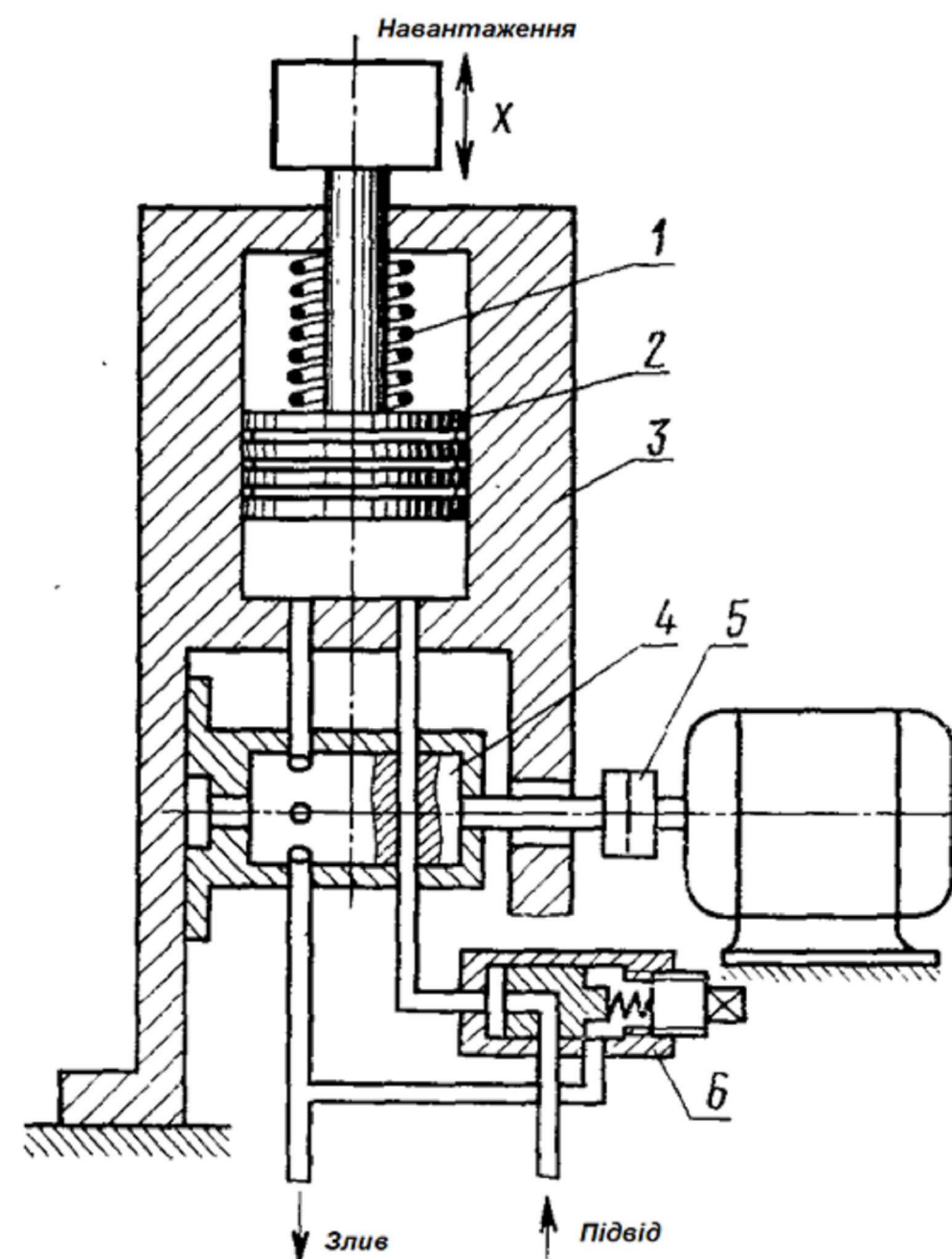


Рисунок 6 – Принципова схема гідралічного пульсаторного вібратора

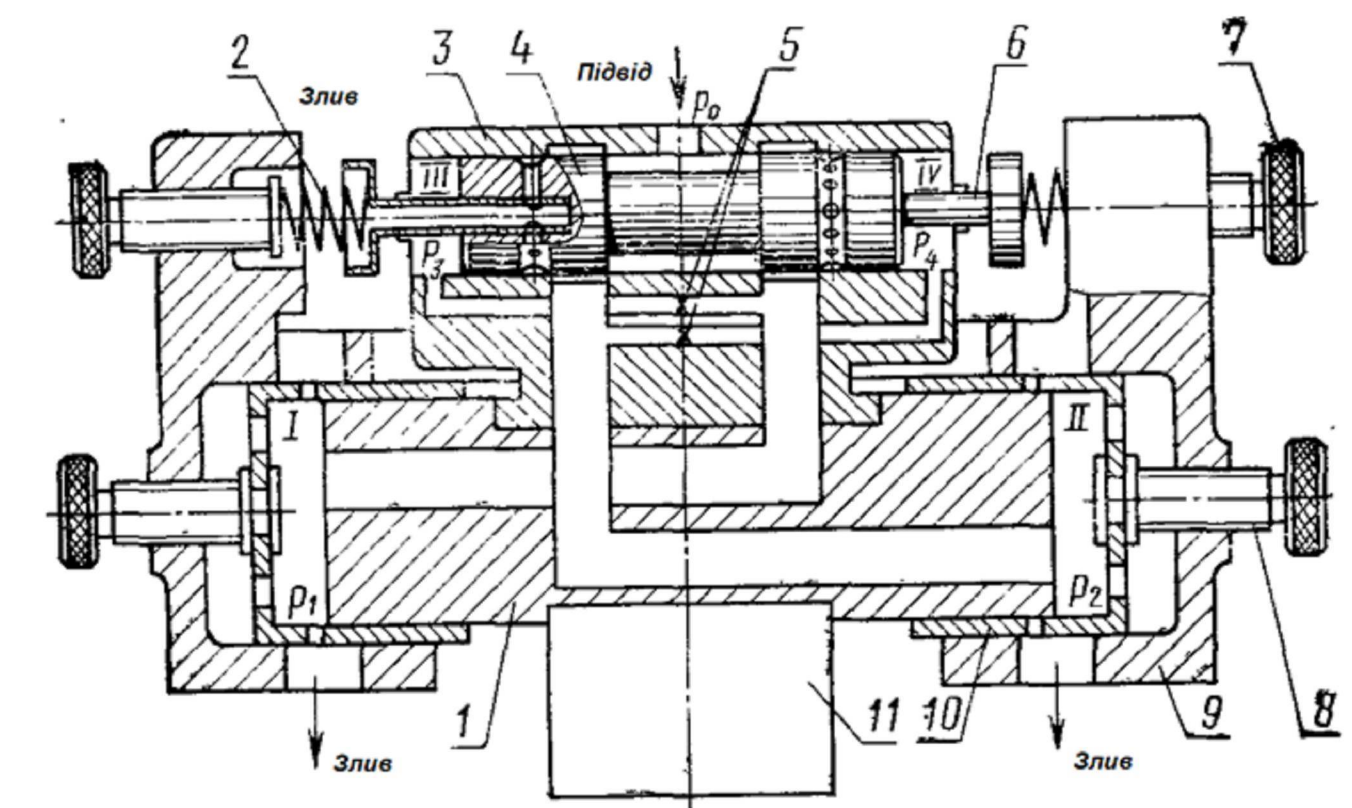


Рисунок 9 – Конструктивна схема вібратора з слідкуючий гідросерводвигуном

Ид № подл	Подл и дата	Взам илб №	Илб № элбл	Подл и дата	Стрелб №	Перв примен

08-27MKP.0100.0017/1

					08-27.МКР.01.00.001П/1				
					Аналіз відомих технічних рішень конструкції гідро- та вібраціонірів	Лист	Маса	Масштаб	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
Разраб.	Бруслік Д.О.								
Проб.	Одєртіох Р.Р.								
Т.контр.									
						Лист	Листов	1	
Н.контр.	Сладкий А.В.					ВНТУ, см. зр. 1ГМ-21м			
Чтв.	Поліщук Л.К.								
Копіював						Формат А1			

Принципові та конструктивні схеми відомих генераторів імпульсів тиску

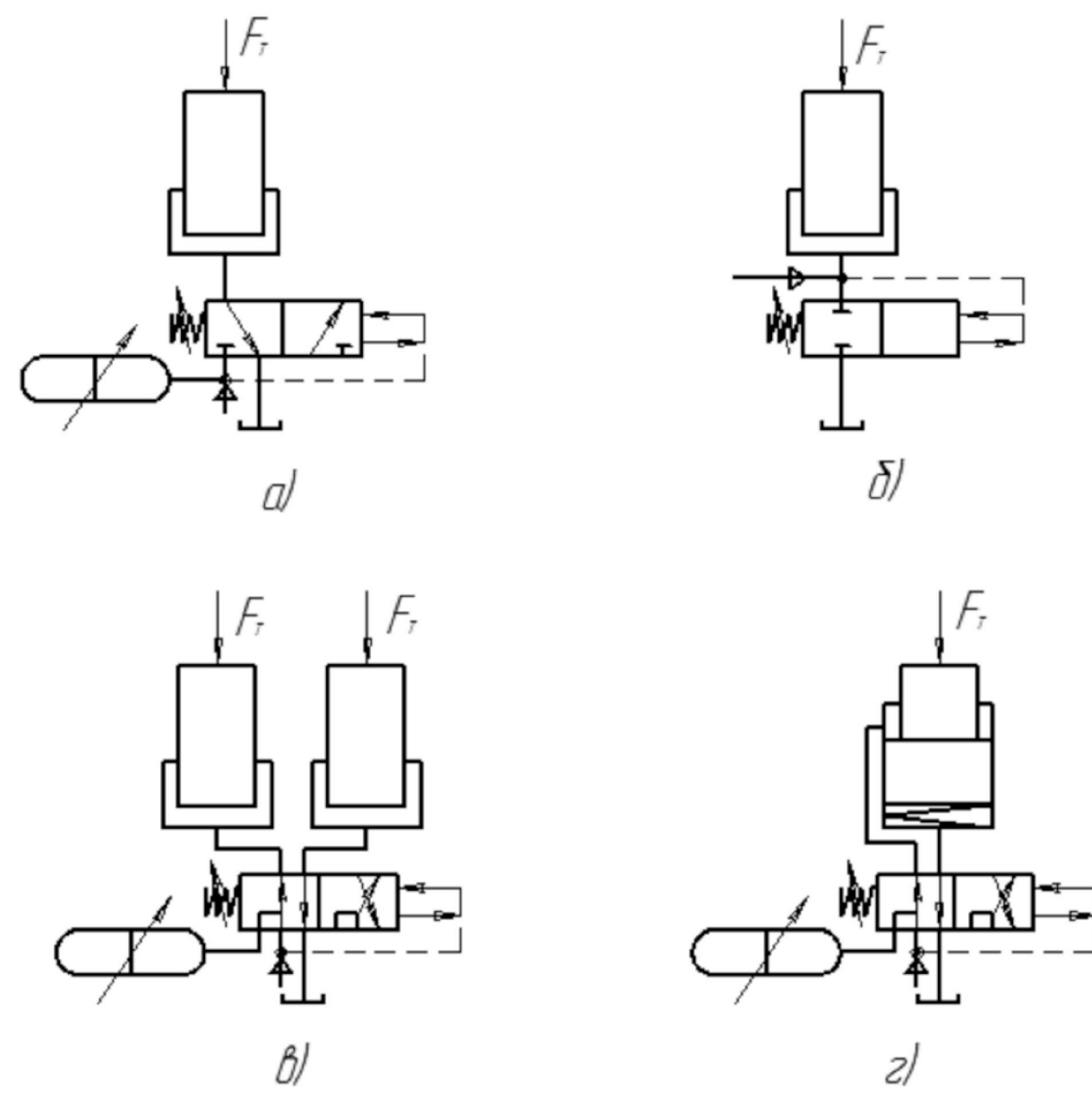


Рисунок 1 – Схеми приєднання ГІТ до гідродвигуна (F_T – технологічне навантаження)

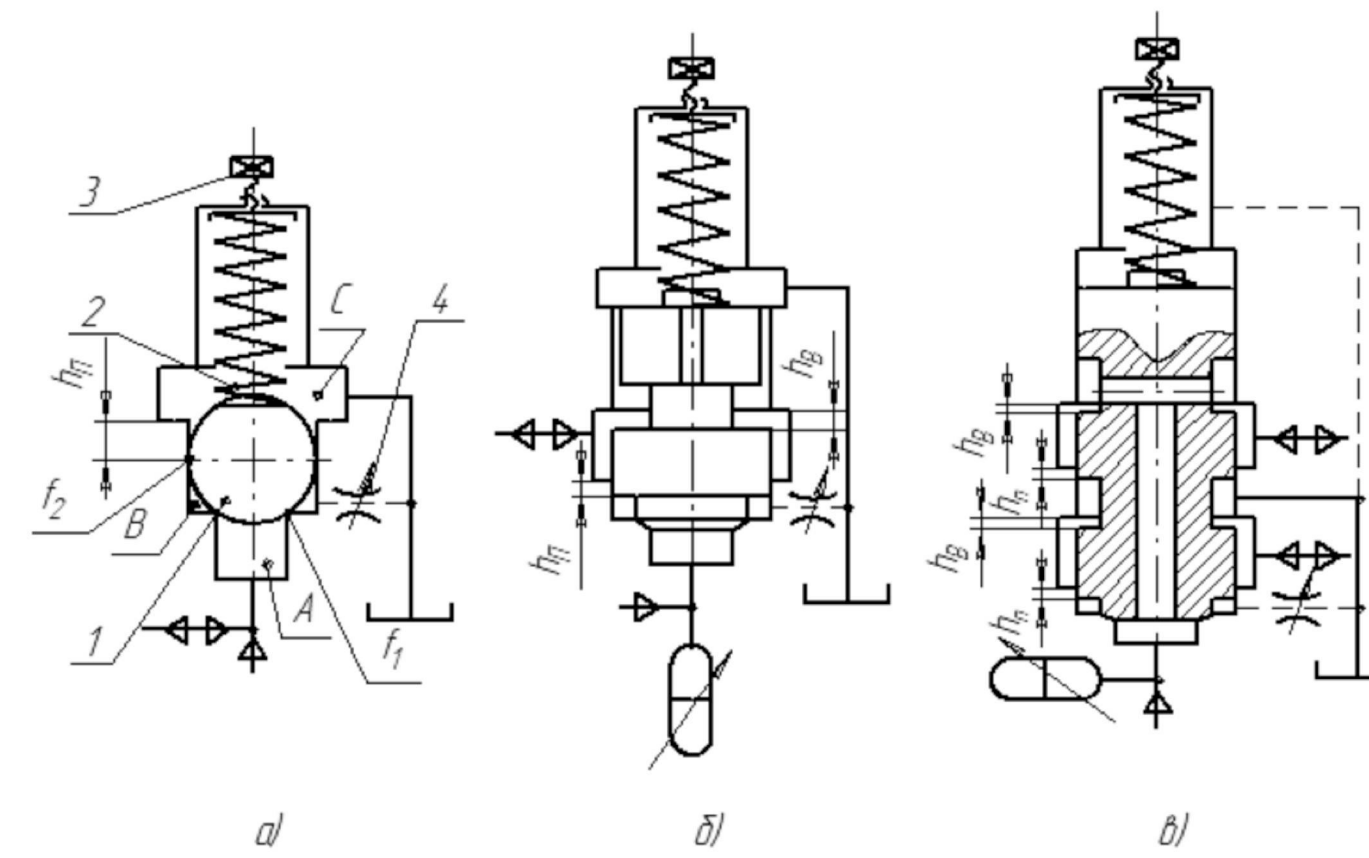


Рисунок 2 – Принципові схеми однокаскадних ГІТ прямої дії

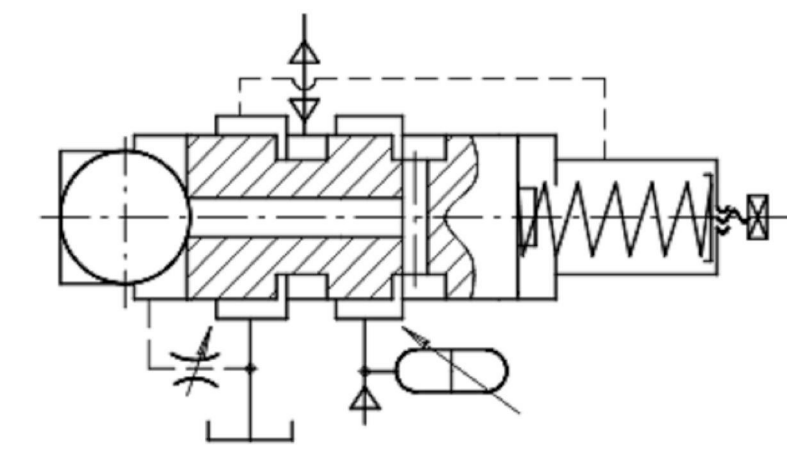


Рисунок 3 – Принципова схема двокаскадного ГІТ з вмонтованим першим каскадом

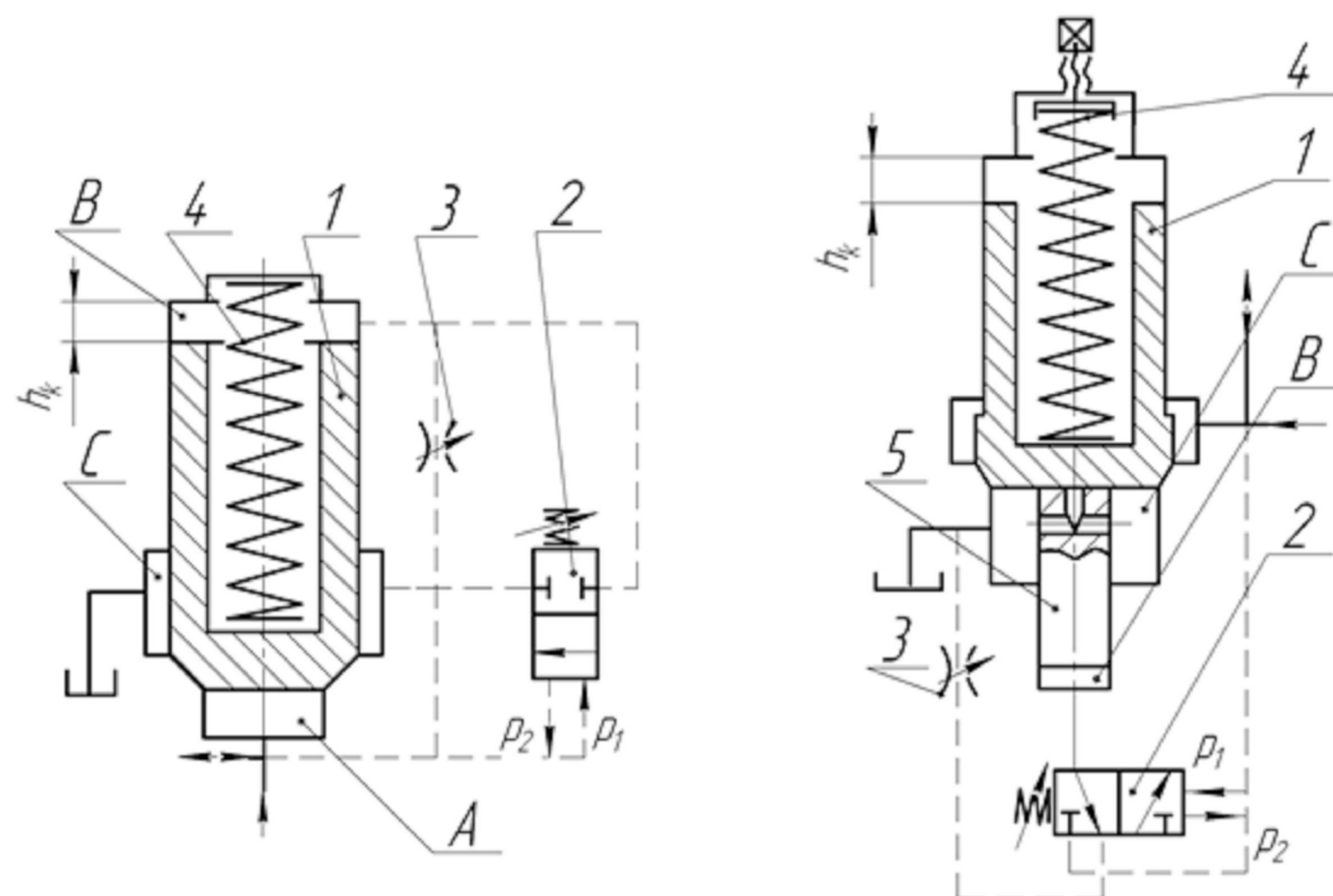


Рисунок 4 – Конструктивні схеми двокаскадних ГІТ

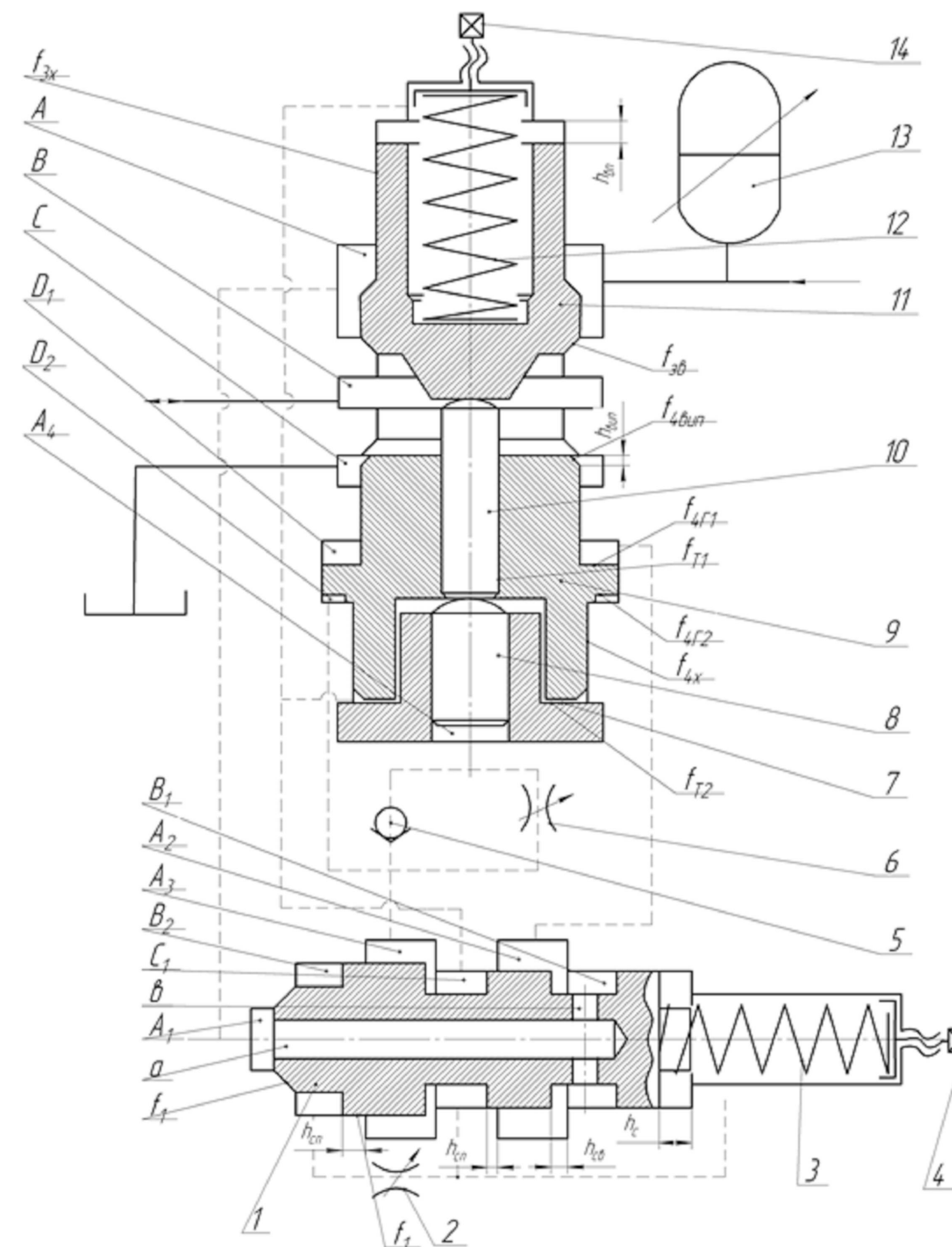


Рисунок 5 – Принципова схема трілінійного двокаскадного ГІТ
клапанного типу

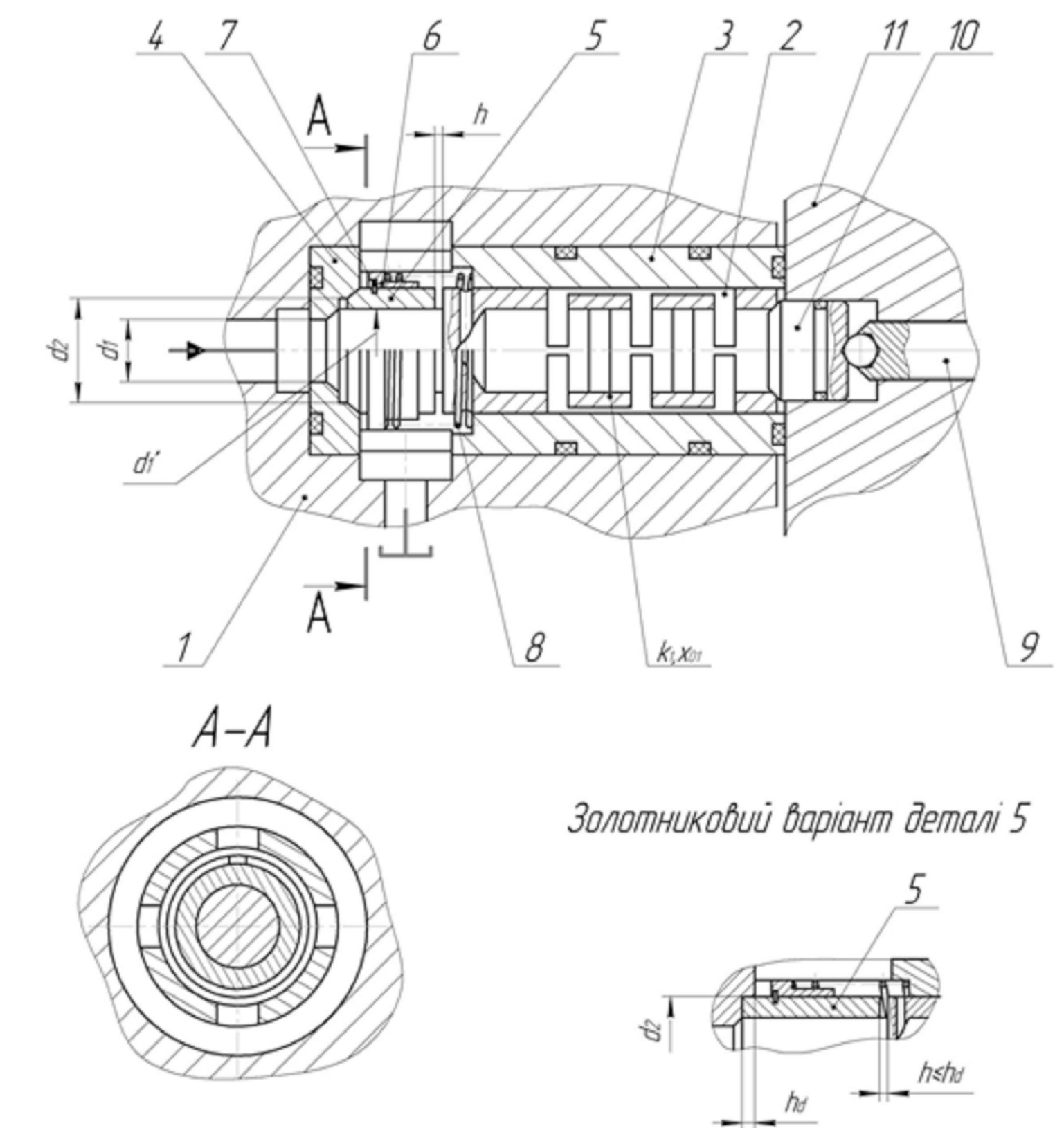


Рисунок 6 – Конструктивна схема однокаскадного ГІТ підвищеної
пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на виході»

И-б. № подл.	Подл. и дата	Взам. инб. №	И-б. № дѣл.	Подл. и дата	Спраб. №	Перв. примен.

08-27.МКР.0100.00217/1

					08-27.МКР.01.00.002ПЛ			
					Принципові та конструктивні схеми відомих генераторів імпульсів тиску на базі гідроімпульсного приводу	Лист	Маса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.	Бруслік Д.О.							
Проб.	Одєртях Р.Р.							
Т.контр.						Лист	Листов	1
Н.контр.	Сладкий А.В.					ВНТУ, см. зр. 1ГМ-21м		
Утв.	Поліщук ЛК							

Огляд патентних джерел інформації

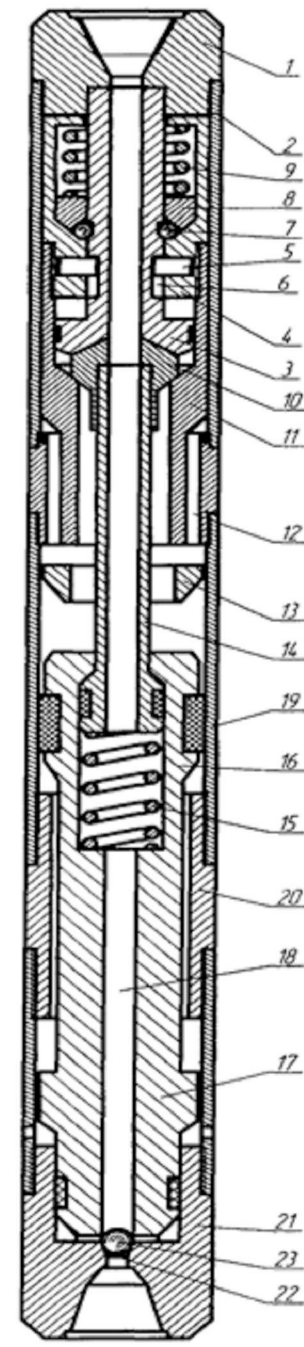
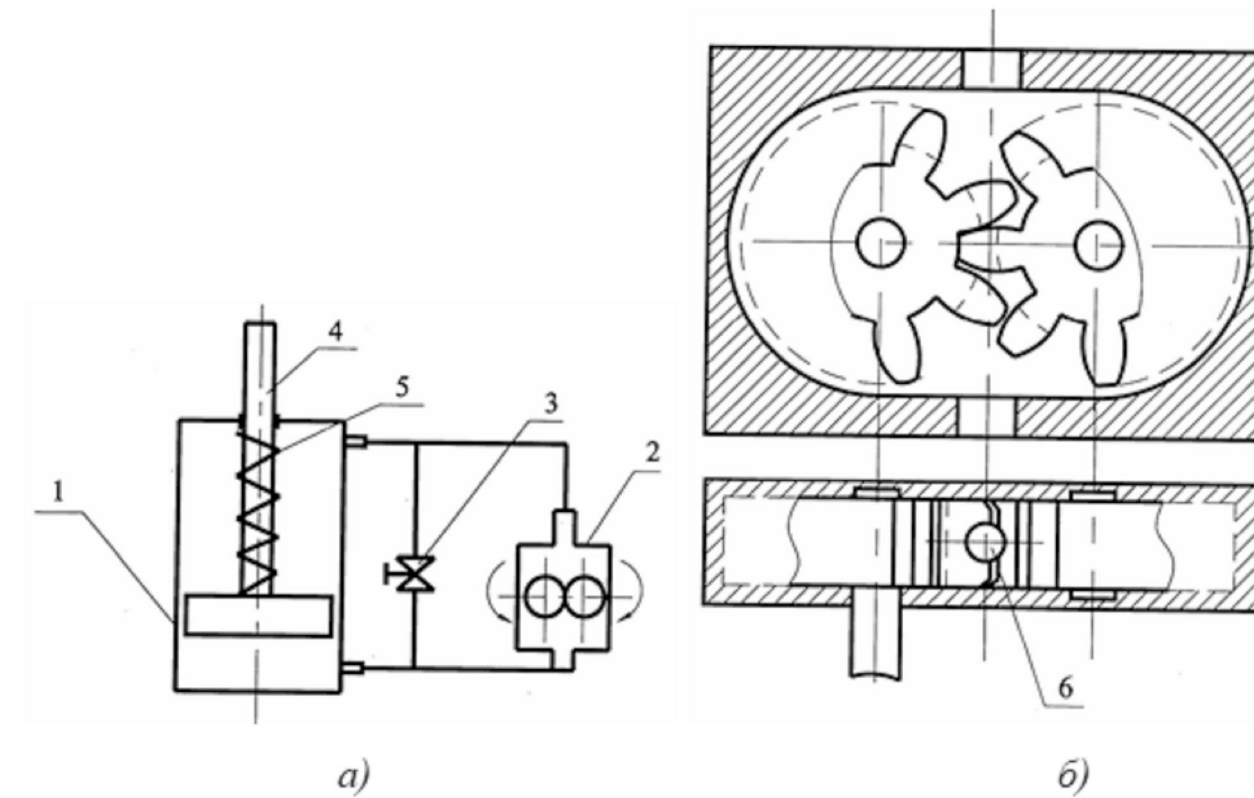


Рисунок 1 – Конструктивна схема гідралічного вібратора (патент України на корисну модель №15105)



а) – принципова схема пульсуючого гідралічного вібратора;
б) – шестерні насоса в момент утворення зливного каналу.

Рисунок 2 – Конструктивну схему пульсуючого гідралічного вібратора (патент України №40756)

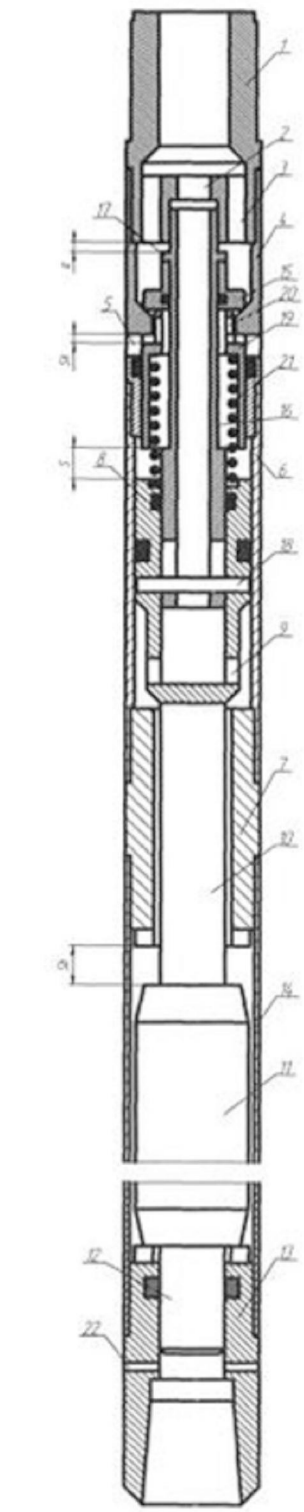


Рисунок 3 – Гідралічний вібратор (патент України №79599)

Гідроциліндри-вібратори, що сконструйовані на базі гідроімпульсного приводу

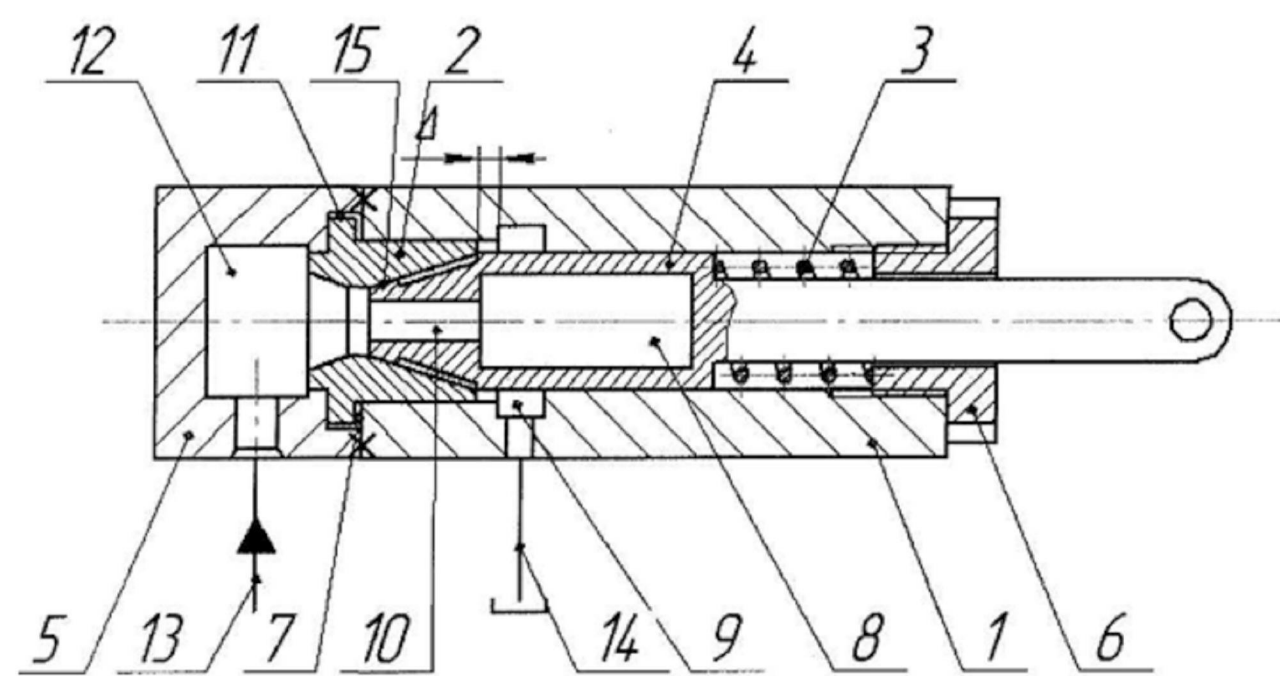


Рисунок 4 - Конструктивна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра (патент на корисну модель України №76629)

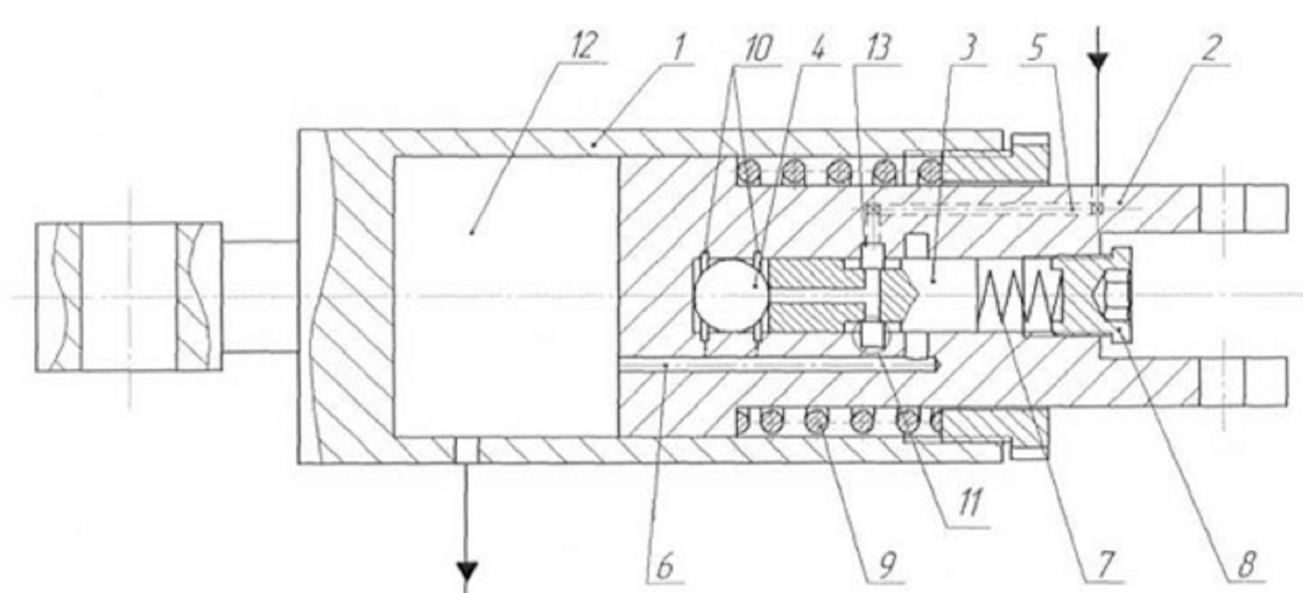
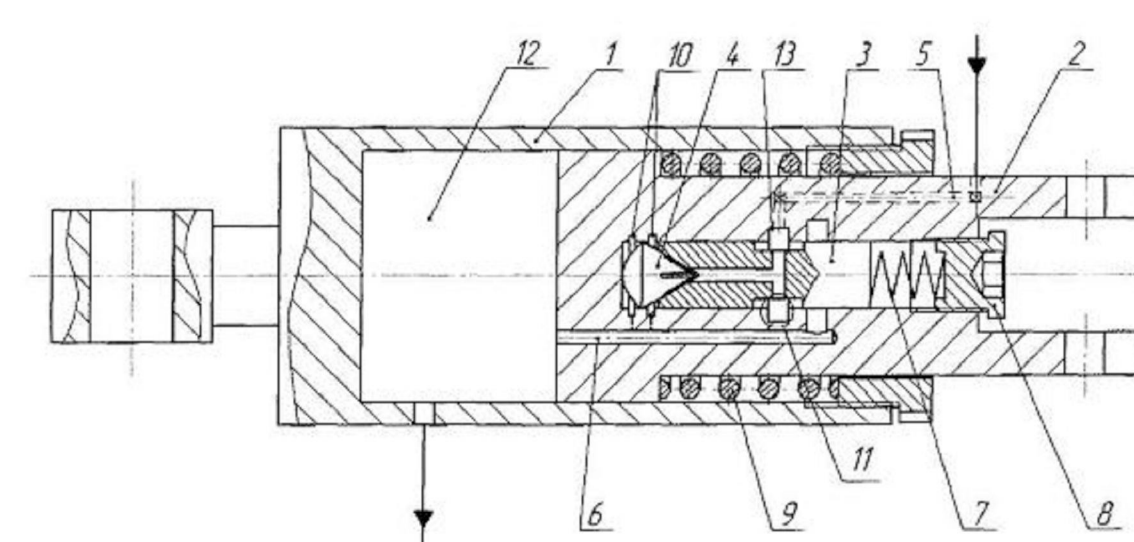


Рисунок 5 - Конструктивна схема вібраційного гідроциліндра (патент на винахід України №105379)

Рисунок 6 - Конструктивна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра (патент на корисну модель України №71599)

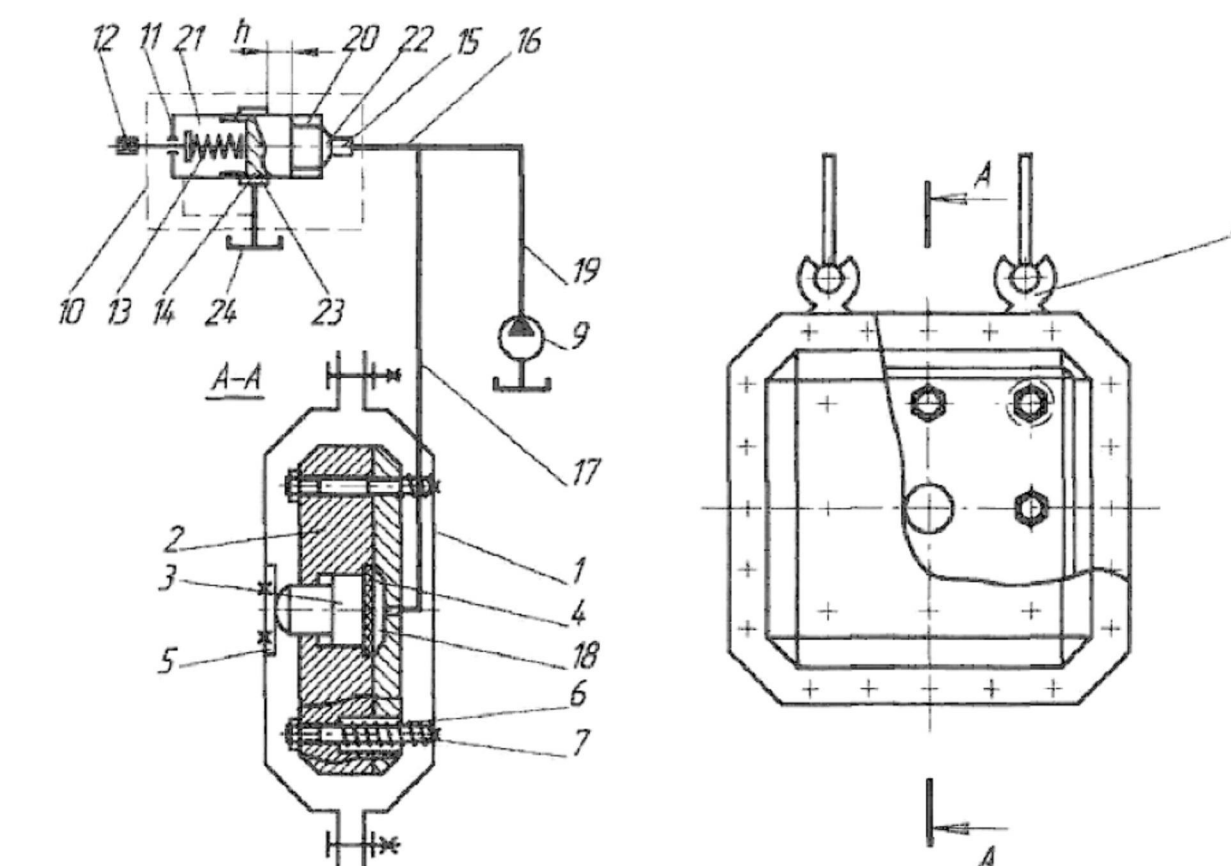


Рисунок 7 - Конструктивна схема гідралічного вібратора для глибинного ущільнення бетонної суміші (патент на корисну модель України №17231)

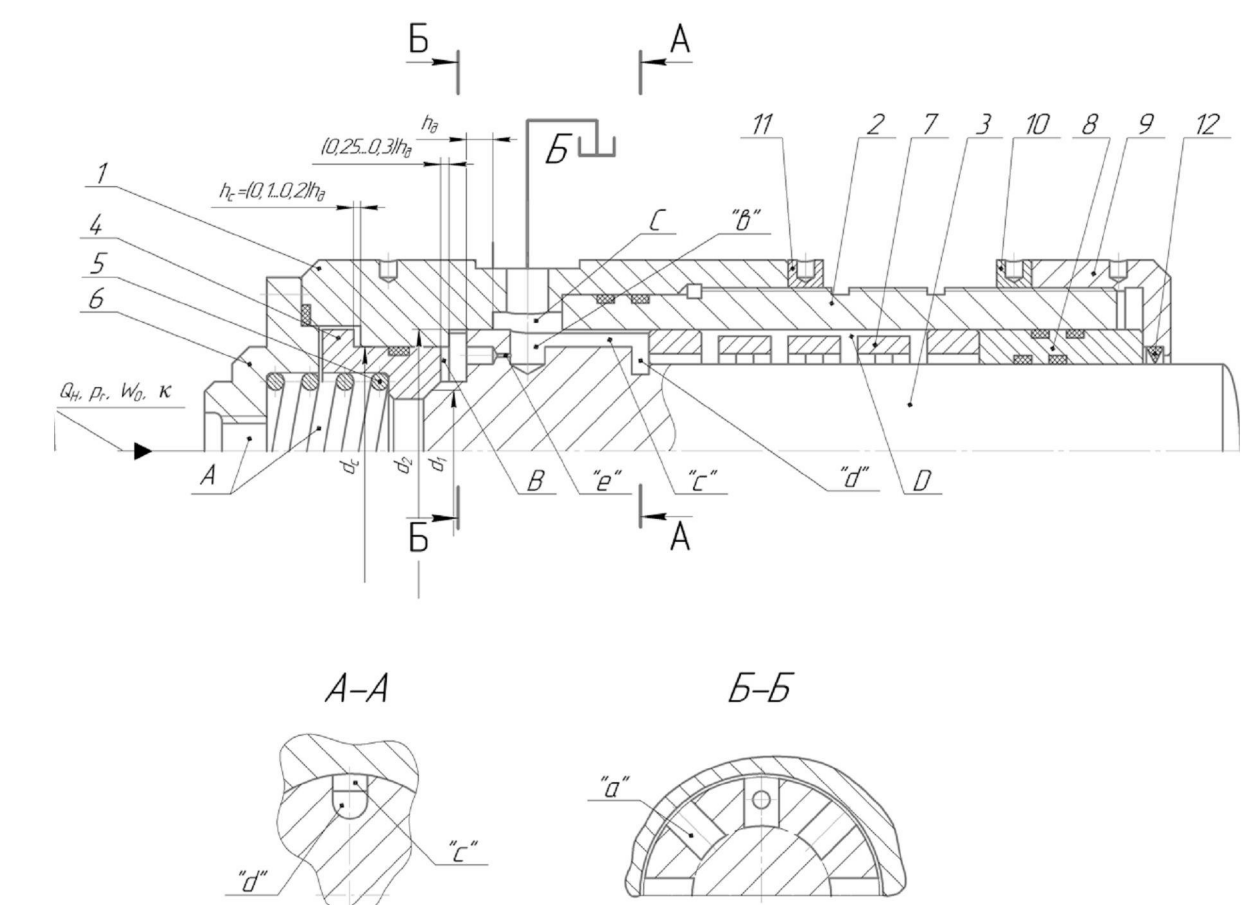


Рисунок 8 - Конструктивна схема гідроімпульсного вібратора з плавучим сідлом генератора імпульсів тиску (патент на корисну модель України №150889)

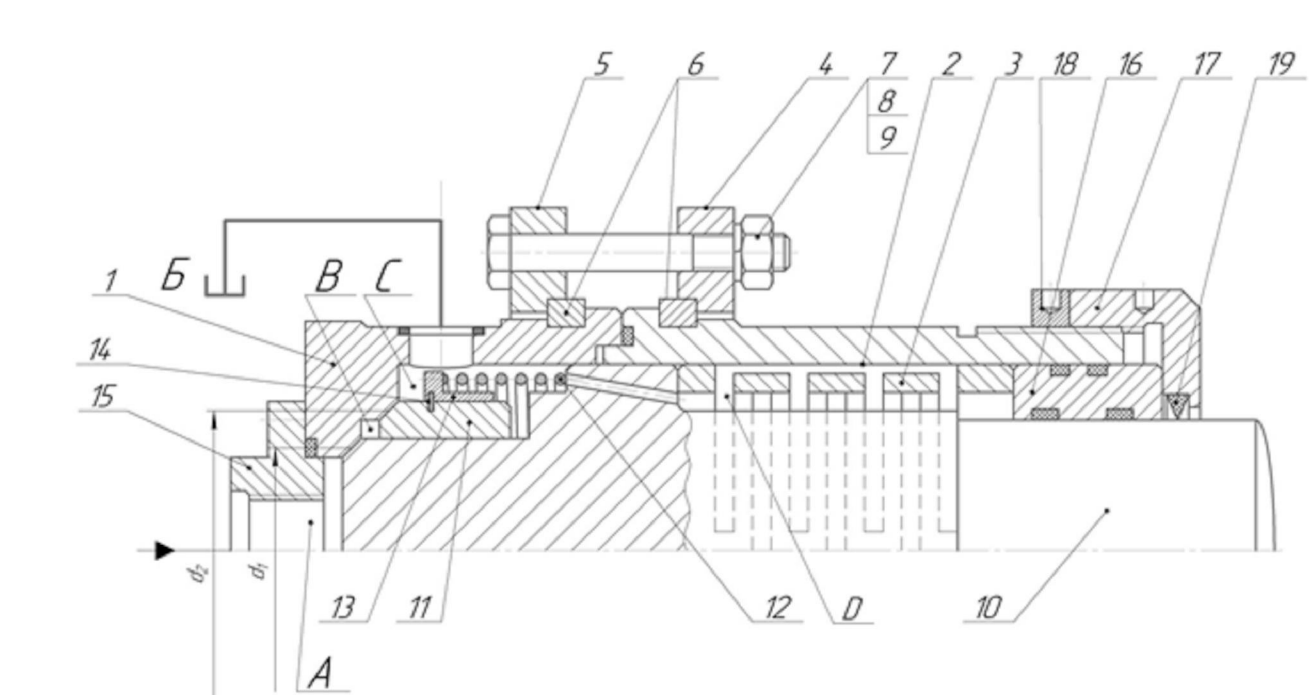


Рисунок 9 - Конструктивна схема гідроімпульсного вібратора з клапанними ступенями герметизації генератора імпульсів тиску (патент на корисну модель України №149943)

И-б. № подл.	Подл. и дата	Взам. инб. №	И-б. № инб.	Подл. и дата	Справка №	Перл. примен.

08-27.МКР.01.00.0037/1

					08-27.МКР.01.00.003П/1			
					Огляд патентних джерел інформації	Лист	Маса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.		Брусник Д.О.						
Пров.		Одєртях Р.Р.						
Т.контр.								
						Лист	Листов	1
Н.контр.		Сладкий А.В.				ВНТУ, ст. гр. 1ГМ-21м		
Утв.		Поліщук ЛК						

08-27.MKP.0100.004П/1

Перед. примеч.

Справа №

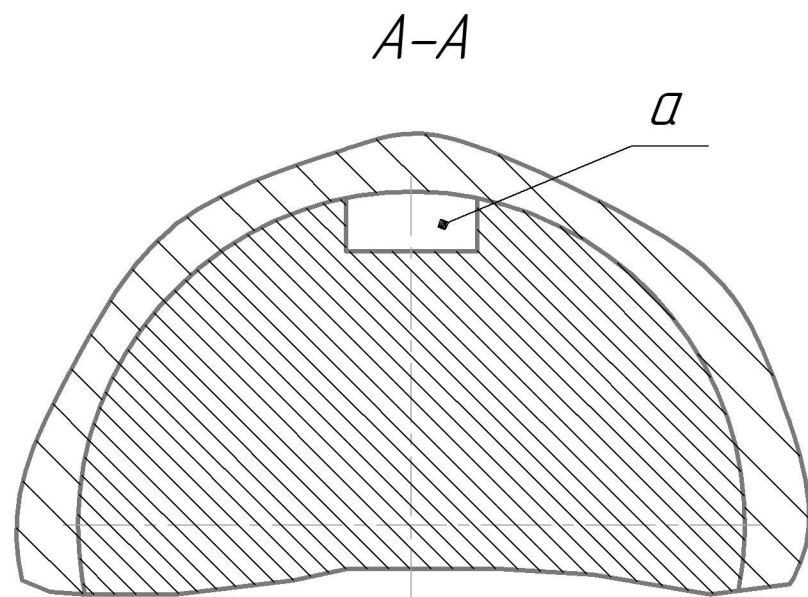
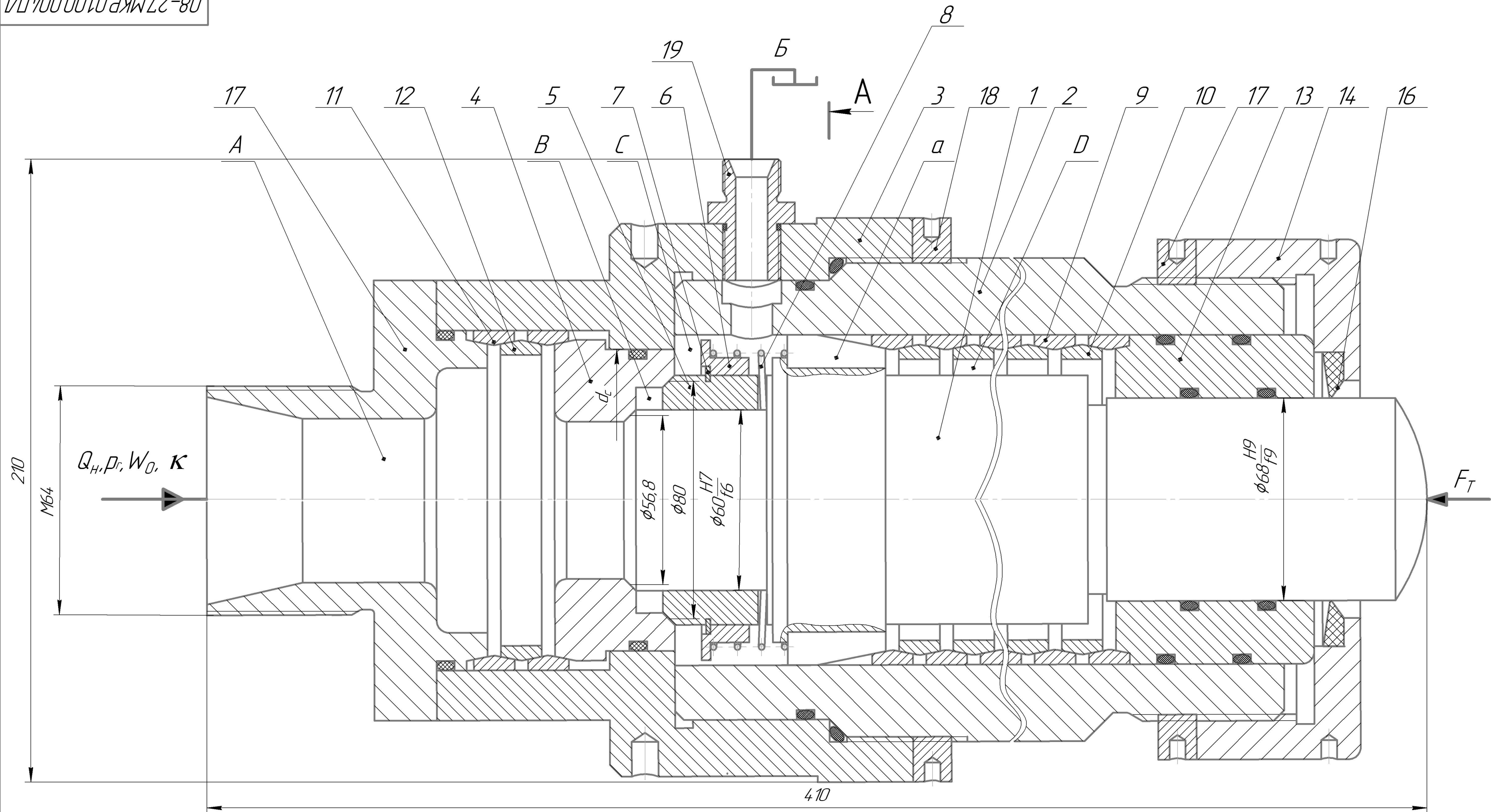
Подп. и дата

Инд. №

Взам. инд. №

Подп. и дата

Инд. №



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.

				08-27.MKP.0100.004П/1		
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Конструктивна схема малогабаритного вібратора з клапанним генератором імпульсів тиску		
Разраб.	Брусилк Д.О.			Лист		
Проб.	Одерблюх Р.Р.					
Т.контр.				Листов		
Н.контр.	Слабкий А.В.			1		
Утв.	Поліщук Л.К.			ВНТУ, 1ГМ-21м		
				Копіюваль		
				Формат А2		

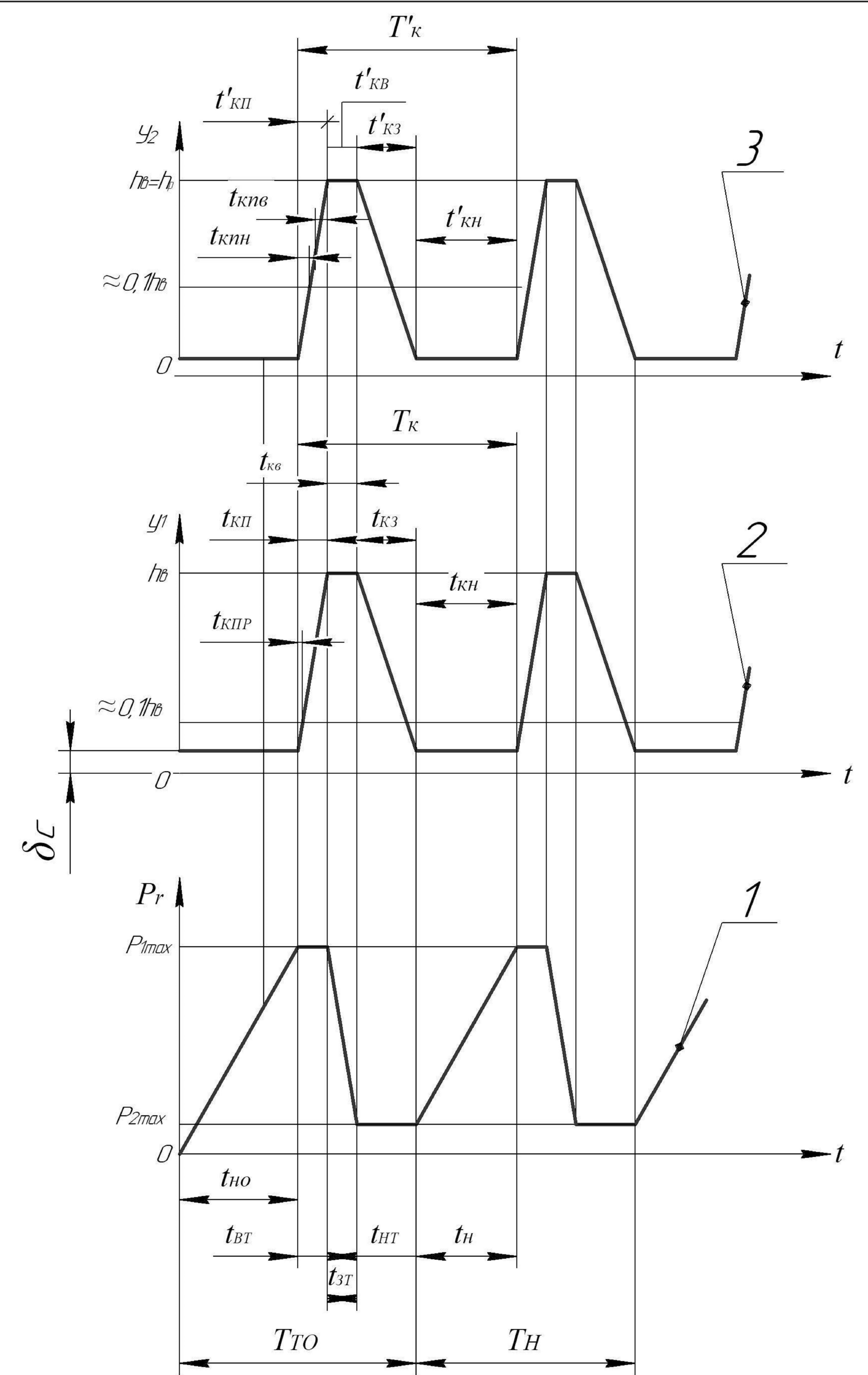
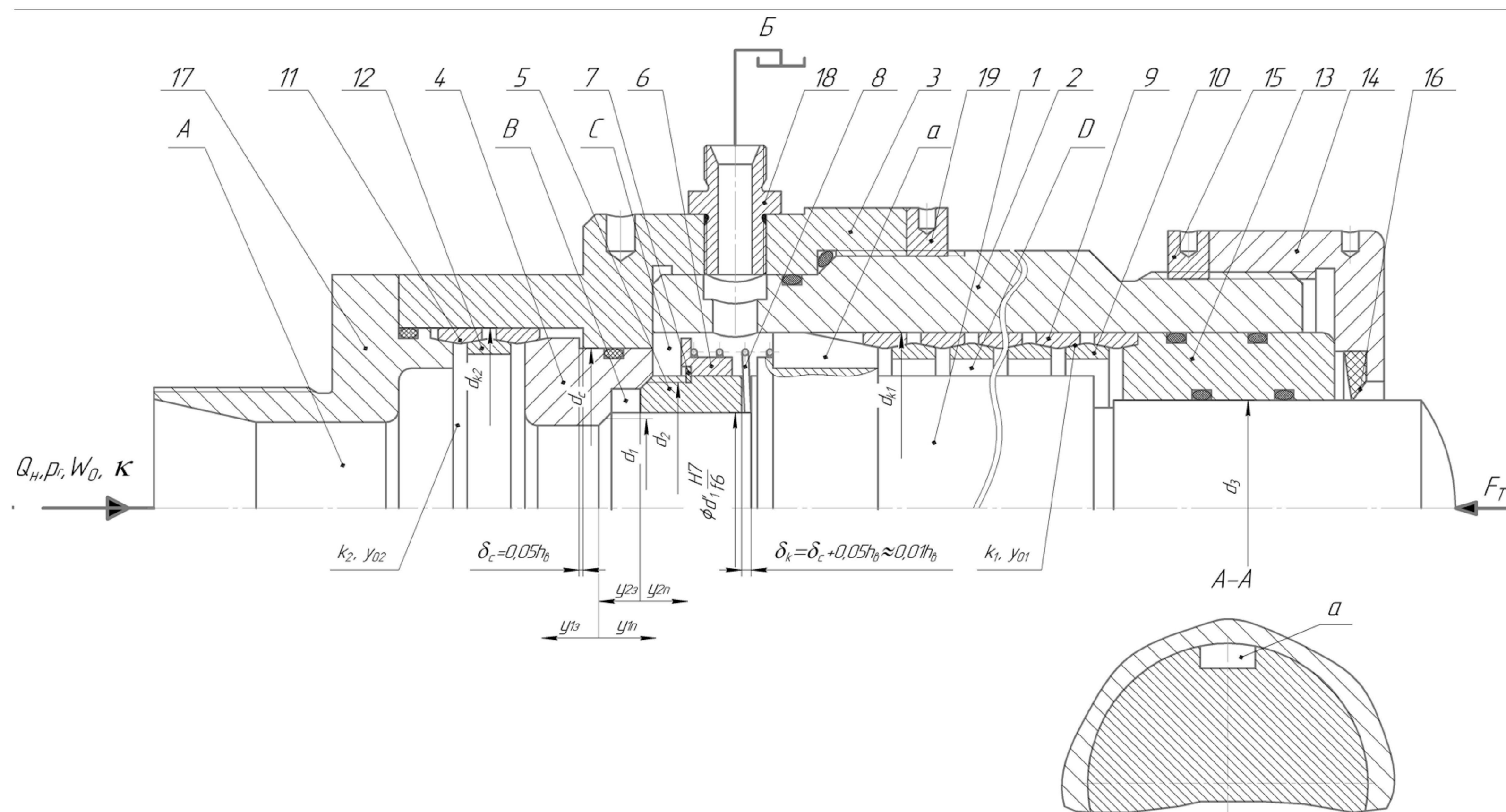


Рисунок 1 - Конструктивна схема ГІВ-ГЦ з пружними ланками у вигляді КП 1 і КП 2 та вбудованим однокаскадним параметричним ГІТ

1 - крива зміни тиску енергоносія в напірній порожнині А вібратора;

2 - крива переміщення плунжера 1 вібратора;

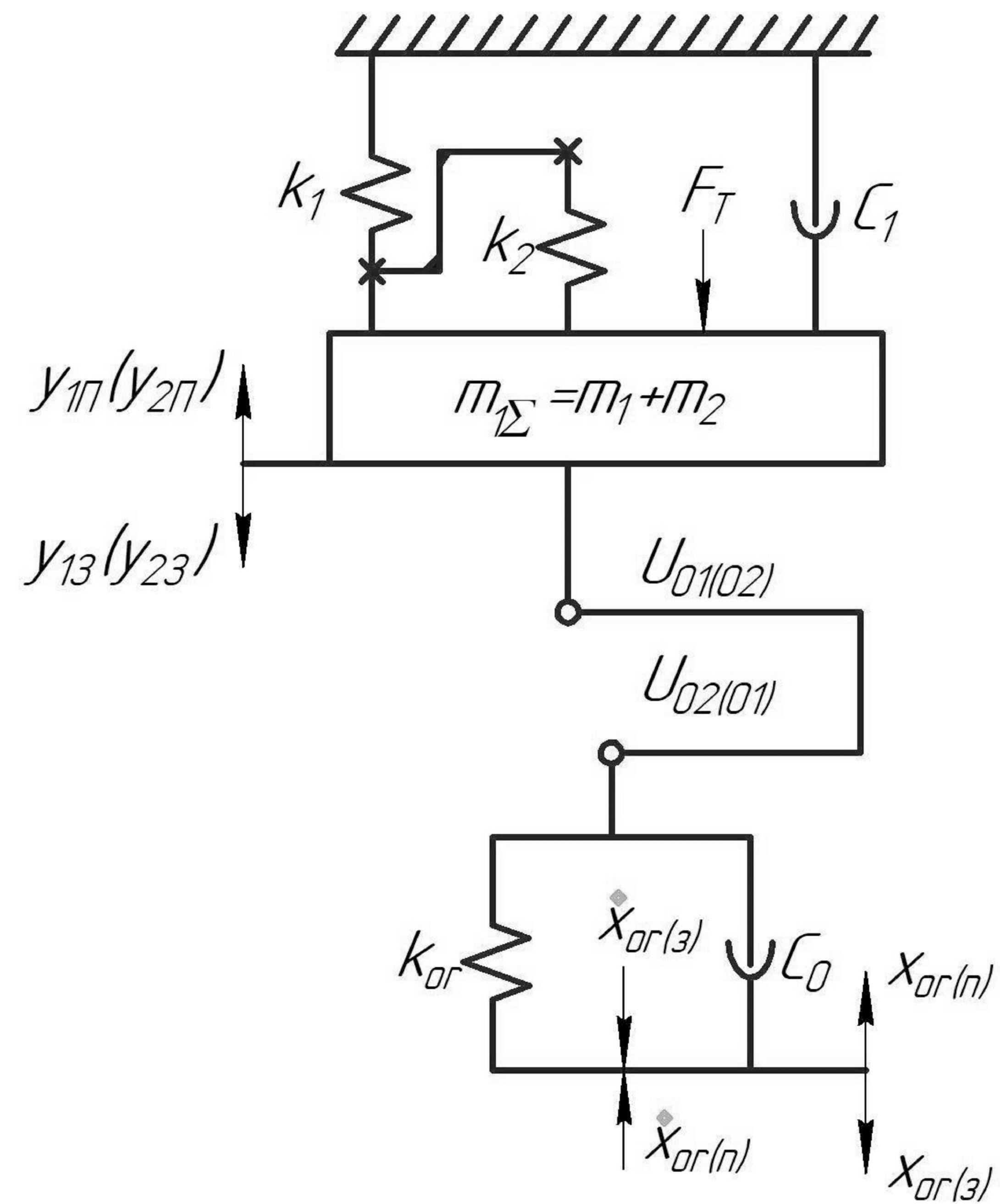
3 - крива переміщення втулки-клапана 5 ГІТ вібратора

Рисунок 2 - Орієнтовна циклограма робочого циклу малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГІТ з пружними елементами у вигляді КП1 та КП2

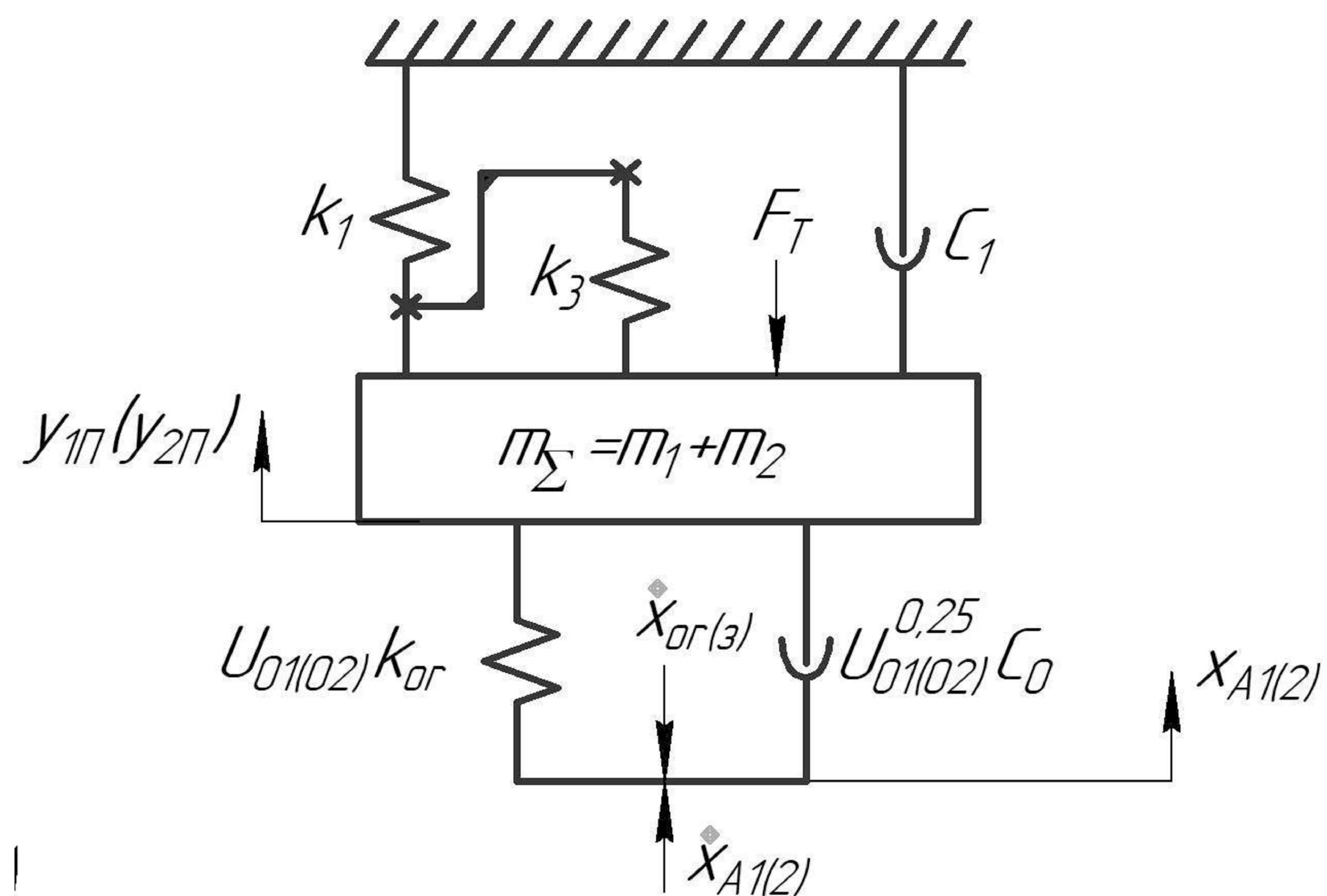
И-Б № подл.	Подл. и дата	Взам. инв. №	И-Б № дѣл.	Подл. и дата	Справа №	Перв. примен.

08-27.МКР.01.00.0057/1

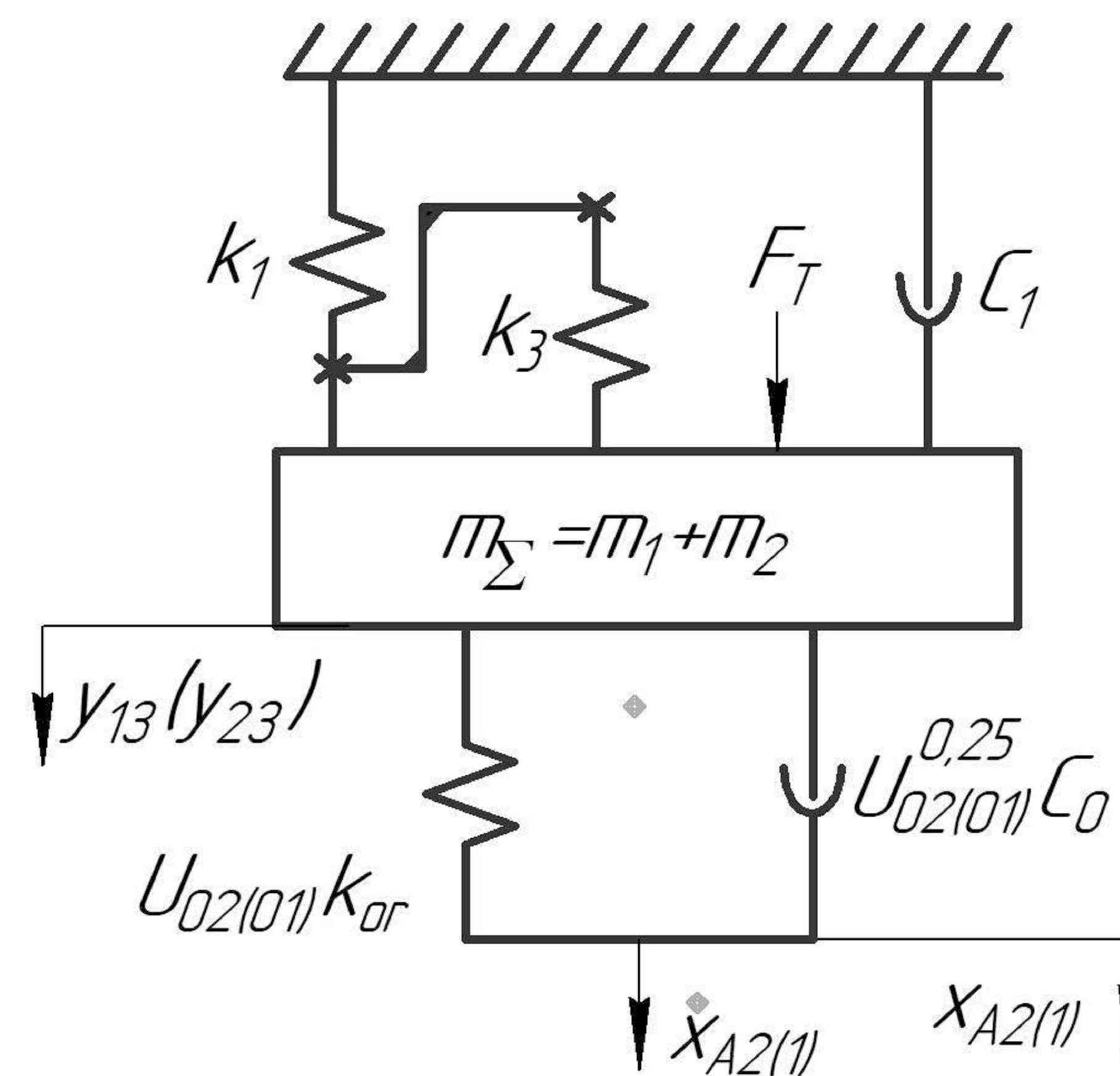
					08-27.МКР.01.00.005П/1				
					Розрахункова схема вібратора та орієнтовна циклограма його робочого циклу	Лист		Маса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
Разраб.		Бруслік Д.О.							
Проб.		Обертях Р.Р.							
Т.контр.						Лист	Листов 1		
Н.контр.		Сладкий А.В.				ВНТУ, см. зр. 1ГМ-21м			
Утв.		Поліщук Л.К.							
					Копіював				
					Формат А1				



Динамічна модель малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГІТ



a/



б/

Спрощені динамічні моделі прямого (a) та зворотного(б) ходів маси m_{Σ} .

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_{or} ГЛ, передатного відношення з $U_{01(02)}$ на $U_{02(01)}$ і навпаки та переміщення плунжера 1.

Диференціальні рівняння руху маси m_{1z} складено на основі принципу Д'Аламбера для ходів:

прямого –

$$x_{or(t)} = x_{01} - Q_{z_{1z}} \cdot t_i \cdot A_0^{-1}, \quad (1)$$

зворотного –

$$x_{or(t)} = x_{02} \mp Q_{z_{1z}} \cdot t'_i \cdot A_0^{-1}, \quad (2)$$

де $Q_{z_{1z}}$, $Q_{z_{1z}}$ – відповідно, витрата енергоносія через гідролінії та відкриту щілину ГІТ (першого та другого ступенів герметизації ГІТ), що відповідає певним переміщенням рухомих ланок вібратора на шляху прямого (i_z) та зворотного (i'_z) ходів маси m_{1z} ; t_i , t'_i – поточний час зміни певного стану « i_z » чи « i'_z » витрат енергоносія $Q_{z_{1z}}$ чи $Q_{z_{1z}}$.

Для визначення витрат енергоносія $Q_{z_{1z}}$ та $Q_{z_{1z}}$ 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 ($x_{02} \geq x_{or(t)} \geq 0$) –

$$\ddot{x}_{1z} + 2\beta_{1z} \dot{x}_{1z} + \omega_{z(1z)}^2 x_{1z} = -\omega_p^2 \cdot U_{01(02)} \cdot x_{or(t)}. \quad (15)$$

Оскільки впродовж робочого циклу ГІВ – ГЦ змінюється передатне відношення з $U_{01(02)}$ на $U_{02(01)}$ 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 $\omega_{z(1z)}$ під час прямого ходу маси m_z до $\omega_{z(1z)}$ за зворотного ходу цієї маси.

З формули для $\omega_{z(1z)}$ (див. роз шифровку до рівнянь (11) і (12) можна отримати формулу для розрахунку сумарної жорсткості $k_{z(1z)}$ системи ГІВ – ГЦ ГЛ:

$$k_{z(1z)} = m_{z1} \cdot \omega_{z(1z)}^2 = U_{01(02)} \cdot k_{or} + k_1(1 + \delta), \quad (16)$$

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

$$k_{z(1z)} \approx U_{01(02)} \cdot k_{or} + k_1. \quad (17)$$

Сумарна жорсткість $k_{z(1z)}$ впродовж робочого циклу ГІВ – ГЦ змінюється від $k_{z(1z)}$ до $k_{z(1z)}$:

$$k_{z(1z)} = U_{01} \cdot k_{or} + k_1 = (d_1^4 \cdot d_0^{-4}) k_{or} + k_1; \quad (18)$$

$$k_{z(1z)} = U_{02} \cdot k_{or} + k_2 = (d_1^4 \cdot d_0^{-4}) k_{or} + k_1; \quad (19)$$

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:

$$k_{z(1z)} = k_{z(1z)} - k_{or} d_0^4 (d_2^4 - d_1^4) = k_{z(1z)} - k_{or} A_0^2 (A_2^2 - A_1^2) = k_{z(1z)} - \kappa W_0^{-1} (A_2^2 - A_1^2), \quad (20)$$

де враховано значення k_{or} .

$$1) y_{1z} = 0; y_{2z} = 0; x_{or(t)} = A_0^{-1} \int_0^{t_i} Q_H dt = x_{01} = x_{0max}; \quad (3)$$

$$2) 0 < y_{1z} \leq 0,1h_s; y_{2z} = 0; x_{or(t)} = x_{01} - Q_{z_{1z}} \cdot t_{кр}; Q_{z_{1z}} = Q_H = y_{1z} \cdot A_1; \quad (4)$$

$$3) 0,1h_s < y_{1z} \leq 0,9h_s; 0 < y_{2z} \leq 0,1h_s; x_{or(t)} = x_{01} - Q_{z_{1z}} \cdot (t_{кр} - t_{кр}) = x_{01} - Q_{z_{1z}} \cdot t_{кр}; Q_{z_{1z}} = Q_H = y_{1z} \cdot A_1 + y_{2z} \cdot (A_2 - A_1); \quad (5)$$

$$4) y_{1z} = y_{2z}; 0,9h_s \leq y_{1z} \leq h_s; 0,9h_s \leq y_{2z} \leq h_s; y_{1z} = y_{2z}; \quad (6)$$

$$x_{or(t)} = x_{01} - Q_{z_{1z}} \cdot (t_{кр} + t'_{кр}); Q_{z_{1z}} = Q_H + y_{2z} \cdot A_2 = Q_{1z}.$$

$$\text{де } Q_{1z} = 0,5 \xi_F \pi d_2^2 [(y_{2z} - 0,1h_s) + |y_{2z} - 0,1h_s|] - \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_s^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{or}} + \\ + \xi_F \pi d_2^2 h_s \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_s^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{or}(1 - U_{21}^{0,5})} + k_1 \cdot h_s \cdot U_{02}^{-0,5} \cdot k_{or}^{-1} = \\ = \pi \xi_F d_2^2 \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_s^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{or}} \cdot \{0,5 [(y_{2z} - 0,1h_s) + |y_{2z} - 0,1h_s|]\} \cdot \sqrt{x_{or}} +$$

$+ h_s \sqrt{x_{or}(1 - U_{21}^{0,5})} + k_1 \cdot k_{or}^{-1} \cdot h_s \cdot U_{02}^{-0,5}$ – сумарна витрата енергоносія через відкриті щілини запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ. Залежність (7) складається зі змінної частини, яка визначається часом $t_{кр}$ (див. рис. 3.2) і переміщенням маси m_z на шляху $y_1 = y_{2z}$ на інтервалі $0,9h_s < y_{1z} \leq h_s$; за $x_{or} = \text{const}$, та постійної, що визначається повністю відкритою щілиною прохідного перерізу $A_{щmax} = \pi d_2^2 h_s$ ГІТ, часом $t'_{кр} = t'_{кр}$ і перепадом деформації ГЛ $x_{01} - x_{02} = \Delta x_{or} = x_{01}(1 - U_{21}^{0,5} + k_1 k_{or}^{-1} h_s U_{02}^{-0,5})$ (відповідає $\Delta p = p_1 - p_2$); $\xi_F = \text{const}$ – коефіцієнт витрати через $A_{щ}$ ГІТ;

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

$$\delta_{k_{z1}} = \Delta k_{z1} / k_{or} = \frac{k_{z1max} - k_{z1min}}{k_{or}} = d_0^{-4} \cdot (d_2^4 - d_1^4) = A_0^{-2} (A_2^2 - A_1^2) = \text{const}, \quad (21)$$

яка показує, що відносна жорсткість системи ГІВ – ГЦ – ГЛ стала величина і визначається тільки геометричними параметрами усередненої гідро лінії ГЛ та першого і другого ступенів герметизації ГІТ 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_{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 сидло 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 сидло 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 .

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

$$E_{кп1}^0 + E_{кп1}^H - \bar{A}_{\Delta p} = E_{кп1}^0 + E_{кп1}^H = 0,5 k_1 \cdot y_{01}^2 + 0,5 k_1 \cdot h_s^2 - 0,5 (p_1 - p_2) \cdot A_2 h_s = \\ = 0,5 k_2 y_{02}^2 + 0,5 k_2 \delta_s^2, \quad (22)$$

де $E_{кп1}^0$, $E_{кп1}^H$, $\bar{A}_{\Delta p}$, $E_{кп2}^0$ і $E_{кп2}^H$ – 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 $t_{xz} = t'_{xz}$:

$$1) \quad 0 < y_{2z} \leq h_g; 0 < y_{1z} \leq h_g; x_{0z(s)} = x_{0z} + Q_{\Sigma h_g} \cdot t'_z; Q_{\Sigma h_g} = Q_H + y_{2z} \cdot A_2 = Q_{Iz}, \quad (8)$$

$$\text{де } Q_{Iz} = 0,5 \varepsilon_f \pi d_2 [(h_g - y_{2z}) + (h_g - y_{1z})] \cdot \sqrt{2 \bar{k}_{\Sigma} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \cdot \sqrt{x_{01} U_{21}^{0,5} + \bar{k}_1 \cdot \bar{k}_{\Sigma}^{-1} \cdot h_g \cdot U_{02}^{-0,5}} \quad (9)$$

– витрата енергоносія через A_{Σ} під час зворотного ходу маси m_{Σ} (плунжера 1 та втулки-клапана 5, див. рис. 3.1 і рис. 3.2);

$$2) \quad y_{1z} = y_{2z} = h_g; t_{KH} = t'_{KH} - t_{KIP}; x_{\sigma(s)} = A_0^{-1} \int_0^{t_y} Q_H dt = x_{01}.$$

На основі аналізу залежностей (7) і (8) після нескладних алгебраїчних перетворень можна отримати формулу для оцінки максимально можливого потоку енергоносія через $A_{\Sigma \max}$ ГПТ ГІВ – ГЦ:

$$Q_{\Sigma \max} = 2,404 \pi d_2 \varepsilon_f h_g \cdot \sqrt{\rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \cdot \sqrt{\bar{k}_{\Sigma} x_{01} + 2 \bar{k}_1 \cdot h_g \cdot U_{02}^{-0,5}} \approx 7,549 \varepsilon_f \cdot d_2 \cdot h_g \cdot \rho_e^{-0,5} \cdot A_0^{-0,5} \cdot (\bar{k}_{\Sigma} x_{01} + 2 \bar{k}_1 \cdot h_g \cdot U_{02}^{-0,5})^{0,5}. \quad (10)$$

Через залежність (10) визначається умовний прохід d_f ГПТ ГІВ – ГЦ, який повинен забезпечити пропускання максимального потоку енергоносія $Q_{\max}$ з допустимою швидкістю $[v]$ для уникнення кавітаційних явищ.

Коливальну систему ГІВ – ГЦ (ГЛ – рухомі ланки вібратора – плунжера 1 і втулки – клапана 5, див. рисунок 3.1) характеризують власні кругові частоти ω_j ($j=1,2,\dots,n$), які можна визначити, якщо вихідні диференціальні рівняння привести до вигляду, що наглядно показують коливальний характер динамічної системи ГІВ – ГЦ.

прямого ($x_{01} \geq x_{\sigma(L)} > x_{02}$) –

$$\ddot{y}_{1L} + 2\beta_{1L}\dot{y}_{1L} + \omega_{\Sigma(L)}^2 y_{1L} + \omega_{01}^2 (y_{01} - \delta y_{03}^*) + F_T \cdot m_{\Sigma}^{-1} = \omega_p^2 U_{01(02)}^{0,5} x_{\sigma(L)}; \quad (11)$$

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_{Σ} в потенціальну енергію деформації КП2 на величину δ_c в кінці зворотного ходу маси m_{Σ} (плунжера 1 та втулки-клапана 5, див. рисунок 3.1). Очевидно, що через велику жорсткість КП1 і КП2 робота $\bar{A}_{\Sigma p}$ мала і нею в (22) припустимо знехтувати для оціночного розрахунку. За цих зауважень після простих алгебраїчних перетворень з рівняння (22), отримуємо:

$$\bar{k}_1^2 - 2\bar{k}_2 \cdot \bar{k}_1 + 0,05^2 \cdot \bar{k}_2^2 = 0, \quad (23)$$

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

$$\bar{k}_1 = \bar{k}_2 (1 \pm \sqrt{1 - 0,05^2}) = \bar{k}_2 (1 \pm 0,999). \quad (24)$$

Корінь $\bar{k}_1 = \bar{k}_2 (1 \pm 0,999) \approx 2\bar{k}_2$ фізичного змісту немає, оскільки раніше встановлено, $\bar{k}_1 < \bar{k}_2$, тому для безударної роботи запірних елементів ГПТ ГІВ – ГЦ необхідне співвідношення

$$\bar{k}_1 = \bar{k}_2 (1 \pm 0,999) \approx 10^{-3} \cdot \bar{k}_2. \quad (25)$$

За такого співвідношення між $\bar{k}_1$ і $\bar{k}_2$ КП1 може мати значне число кілець n_{k1} і довжину, то можна припустити деяку ударну взаємодію маси m_{Σ} із сідлом 4 за умови, щоб контактні напруження не перевищували допустимі.

зворотного ($x_{02} \geq x_{\sigma(s)} \geq 0$) –

$$\ddot{y}_{1z} + 2\beta_{1z}\dot{y}_{1z} + \omega_{\Sigma(z)}^2 y_{1z} + \omega_{01}^2 (y_{01} + h_g - \delta y_{03}^*) + F_T \cdot m_{\Sigma}^{-1} = -\omega_p^2 U_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{\sigma(s)}, \quad (12)$$

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

$\beta_{1z} = 0,5 m_{\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 \cdot U_{02(01)}^{0,25} (\dot{x}_{A2(1)} \cdot \dot{y}_{1z}^{-1} - 1)]$ – коефіцієнти демпфірування під час руху маси m_{Σ} , на її прямому та зворотному ходах; $\omega_p = \sqrt{\bar{k}_{\Sigma} \cdot m_{\Sigma}^{-1}}$; $\omega_{\Sigma(L)} = \sqrt{U_{01(02)} \omega_p^2 + \omega_{01}^2 (1 + \delta)}$; $\omega_{01} = \sqrt{\bar{k}_1 m_{\Sigma}^{-1}}$; $\omega_{02} = \sqrt{\bar{k}_1 m_{\Sigma}^{-1}} = \sqrt{\bar{k}_1 \delta m_{\Sigma}^{-1}} = \omega_{01} \delta^{0,5}$ ($m_{\Sigma} \delta = \bar{k}_2 / \bar{k}_1$); $\omega_{\Sigma(z)} = \sqrt{U_{02(01)} \omega_p^2 + \omega_{01}^2 (1 + \delta)}$ – власні кругові частоти ГЛ відносно маси m_{Σ} , КП1, втулки-клапана 5 (див. рис. 3.1) т системи ГІВ – ГЦ – ГЛ під час зворотного ходу маси m_{Σ} .

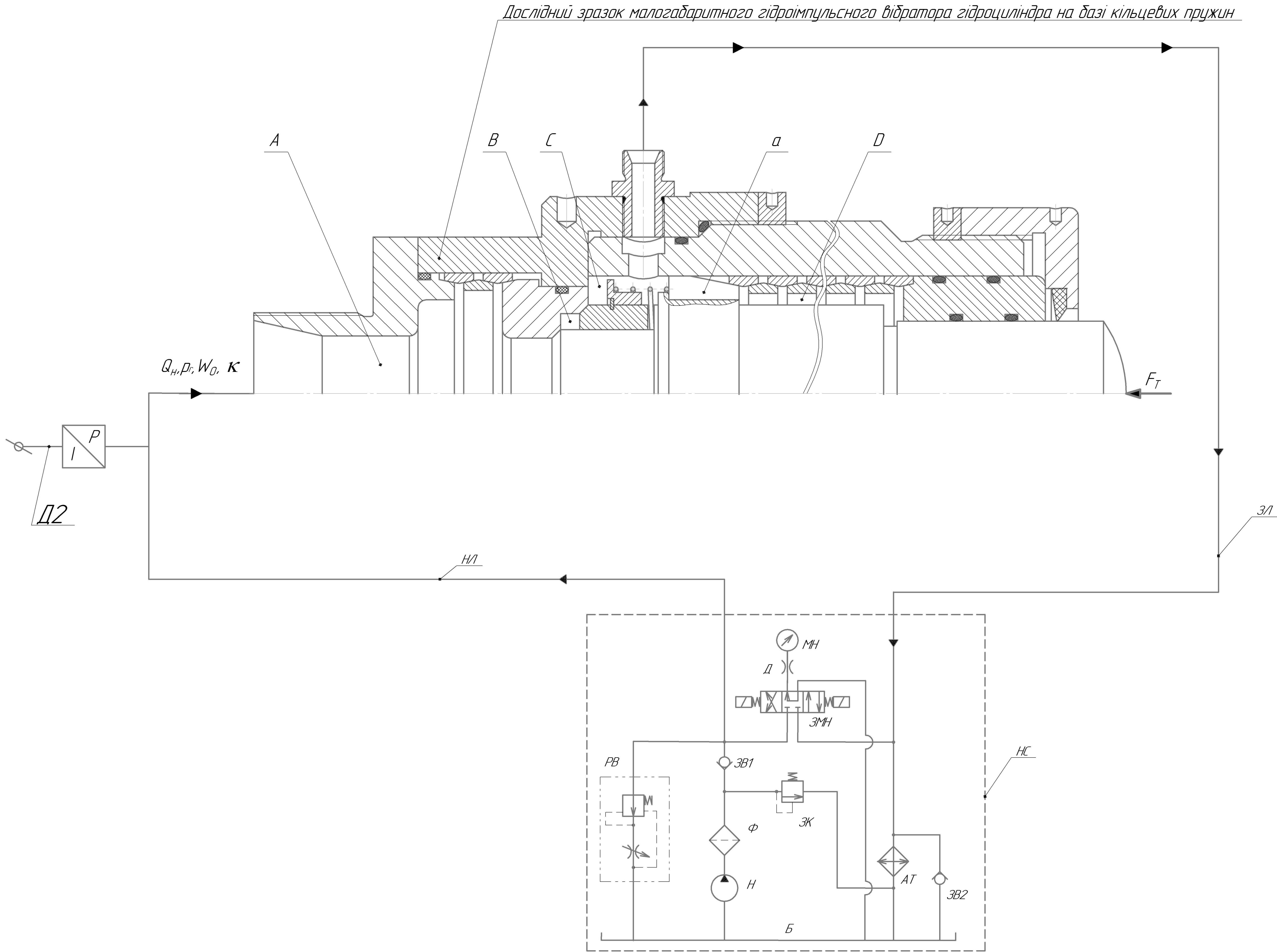
Вільні члени в диференціальних рівняннях (11) і (12) створюють певні незручності під час аналізу та дослідження математичної моделі. Цих незручностей можна уникнути шляхом заміни змінних y_{1L} і y_{1z} на нові змінні Z_{1L} та Z_{1z} , які не змінюють динаміку рухомих ланок ГІВ – ГЦ (плунжера 1 та втулки – клапана 5, див. рис. 3.1):

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

Після алгебраїчних перетворень, диференціальні рівняння (11) та (12) набудуть вигляду для ходів маси m_{Σ} :

прямого ($x_{01} \geq x_{\sigma(L)} \geq x_{02}$) –

$$\ddot{z}_{1L} + 2\beta_{1L}\dot{z}_{1L} + \omega_{\Sigma(L)}^2 z_{1L} = \omega_p^2 \cdot U_{01(02)}^{0,5} \cdot x_{\sigma(L)}; \quad (14)$$



				08-27.МКР.01.00.009П/1		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса
Разраб.	Брусилко Д.О.					11
Проб.	Обертох Р.Р.					
Т.контр.					Лист	Листов
Н.контр.	Слободий А.В.					1
Утв.	Полещук Л.К.					

ВНТУ, 1ГМ-21м

Копіювати

Формат А1

4 МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ
ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ВІБРАТОРА – ГІДРОЦИЛІНДРА
(ГВ – ГЦ) НА БАЗІ КЛІЩЕВИХ 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 доповнюватись додатковими уточнюючими даними:

- номінальний тиск «відкриття» ГТТ вібратора $p_1 = 10 \text{ МПа}$. В роботах [5 – 8] (див. розділ 3 МКР) встановлено, що найбільш надійно та стабільно в ГПП працюють об'єми гідронасоси шестеренного типу (гидророзмір НШ) для яких середній номінальний тиск енергоносія 16 МПа;
- діапазон регулювання параметрів вібронавантаження об'єкта техно. логічного 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)·10⁻³ 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);

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

$$\Delta E_{\text{гл}} = 0,5k_s\delta_x^2 = 5 \cdot 10^{-3} \cdot k_s \cdot h_x = \quad (4.13)$$

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

$$A_f = F_{f_x} \cdot h_x = \quad (4.14)$$

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

Складові $E_{\text{гл}}$ та A_f рівняння (4.9) порівняно з $\Delta E_{\text{гл1}} + \Delta E_{\text{гл}}$ малі, оскільки $k_2 < k_1$, а режим тертя в зазорах контактних поверхонь рухомих ланок вібратора, плунжера 1 та втулки-клапана 5, рідинний, що обумовлює малу величину F_{f_x} 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)

$$A_{\text{сп}} = p_{\text{max}} \cdot h_x \cdot A_2 \geq \Delta E_{\text{гл1}} + \Delta E_{f,x} = 0,5k_s h_x^2 + 0,5 p_{\text{max}}^2 \cdot A_2^2 \cdot k_w^{-1} = \\ = 0,5k_s h_x^2 + 0,5 p_{\text{max}}^2 \cdot \kappa^{-1} \cdot h_x^{-1} \cdot W_0^2, \quad (4.15)$$

де враховано, що $k_w = A_2^2 \kappa W_0^{-1}$ (див. розділ 3 МКР). Розв'язуючи нерівність (4.15) відносно A_2 (середня площа фаски запірного елемента другого ступеня герметизації ГТТ ГВБ – ГЦ, див. рисунок 3.1 і розділ 3 МКР), знайдемо

$$A_2 \geq 0,5(k_s h_x p_{\text{max}}^{-1} + p_{\text{max}} \cdot \kappa^{-1} h_x^{-1} W_0^2), \quad (4.16)$$

$$\text{або} \quad d_2 \geq 0,798(k_s h_x p_{\text{max}}^{-1} + p_{\text{max}} \cdot \kappa^{-1} h_x^{-1} W_0^2)^{0,5}, \quad (4.17)$$

- постійна максимальна попередня деформація витой пружини 8 (див. рисунок 3.1) $y_{01_{\text{max}}} = 8,0 \cdot 10^{-3}$ м;
- квалітет точності спряження спряженні втулки-клапана 5 та циліндричної частини запірного елемента першого ступеня герметизації ГТТ (плунжера 1), вказано на рис. 3.1. Особливості спряження напряжених 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 ГТТ ГВБ – ГЦ $u_{21} = A_2^2 \cdot A_2^{-2}$, яке орієнтовно можна призначити $u_{21} = 0,25...0,35$;
- марки матеріалів основних деталей вібратора (плунжера 1, втулки – клапана 5, плаваччого 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 ГВБ – ГЦ та через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГТТ;
- орієнтовний сумарний об'єм W_0 напірної порожнини гідросистеми ГВБ – 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 $F_{\text{глас}}$ опору об'єкта технологічного впливу вібратора з врахуванням зауважень, наведеним в розділі 3 МКР;
- рекомендації з організації найбільш раціональних комунікацій між ланками та деталями ГВБ – ГЦ і гідронасосною станцією живлення вібратора.

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

Згідно залежностей (4.4) і (4.8) пропускна здатність ГТТ ГВБ – ГЦ визначається середнім діаметром d_f запірного елемента першого ступеня герметизації ГТТ, від'ємним перекриттям h_f і швидкістю потоку $V_{\text{сп1}}$ через α , яка не повинна перевищувати допустиму $[V_{r1}]$, 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 $A_{\text{ш1max}}$ (див. (4.4) допускається за рівня тиску 10МПа $[V] \geq 15 \text{ м/с}$, а наприклад, в рукаві високого тиску, що з'єднує напірну порожнину А ГВБ – ГЦ з гідронасосом (див. рисунок 3.1) $[V] \geq (6...8) \text{ м/с}$ [22, 23, 27, 30, 31].

Враховуючи сказане, прийемо площу поперечного перерізу $A_{\text{сп}}$ рукава високого тиску, що з'єднує напірну порожнину А вібратора з гідронасосом, за умовний прохід ГВБ – ГЦ, швидкість потоку V_f в якому знаходиться за простою, загальновідомою формулою:

$$V_f = Q_H / A_{\text{сп}} = 4Q_H / (\pi d_f^2) \leq [V] = (6...8) \text{ м/с}, \quad (4.18)$$

де d_f – діаметр умовного проходу вібратора. Для $V_f \leq [V] = (6...8) \text{ м/с}$, отримаємо

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

4.2 Розроблення методики проєктного розрахунку.

Параметричний ГТТ, який є частиною (вбудованою) ГВБ – ГЦ (див. рисунок 3.1), належить за класом схеми під'єднання до виконавчого гідроциліндра «на виході» [7], максимальна частота ν_{max} імпульсів тиску, що генеруються цим типом ГТТ, впершу чергу визначається величинами подачі енергоносія Q_H гідронасосної станції живлення вібратора та об'ємом напірної порожнини гідросистеми ГПП ГВБ – 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 ГВБ – ГЦ можна розрахувати за формулою, наведеною в роботі [20]:

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

де K_{HT} (див. (3.8) – теоретичний цикловий коефіцієнт імпульсів тиску, η_{OH} – об'ємний ККД гідронасоса (для гідронасоса типу НШ, які найбільш доцільні для ГПП і гідроімпульсних пристроїв, $\eta_{OH} = 0,95...0,96$ [23]). Циклограма робочого циклу ГВБ – 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 $K_{\text{за}} = 1,1...1,25$ [13]:

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

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

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

$$d_f = Q_{\text{сп}} / \pi [V_{r1} \cdot h_x] = Q_{\text{сп}} / \pi [1,9...2,5][V] h_x] = (0,13...0,17) Q_{\text{сп}} [V]^{-1} \cdot h_x^{-1}. \quad (4.20)$$

Відносний час $\tau_{\text{дт}}$ в (4.7) зменшення рівня тиску енергоносія в напірній порожнині А ГВБ – ГЦ (див. рисунок 3.1) за результатами експериментальних досліджень ГПП ВМ і ВУМ та гідроімпульсних пристроїв [4 – 8] можна оцінити середнім значенням для $\tau_{\text{дт}} = 2,3...2,8$ 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 $\tau_{\text{дт}}$, отримаємо:

$$Q_{\text{сп}} \tau = (2,3...2,8) Q_H. \quad (4.21)$$

Підставляючи (4.21) в (4.20), матимемо:

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

де $K_{\text{за}} = 1,1...1,2$ – коефіцієнт запасу, що враховує оціночний характер розрахунку $\tau_{\text{дт}}$ та $Q_{\text{сп}}$.

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

$$A_f = 0,785 d_f^2 \geq [k(y_{01} + \delta_x) + F_{r0}] \cdot p_{\text{max}}^{-1}, \quad (4.23)$$

звідки

$$d_f \geq 1,13 \cdot \{ [k(y_{01} + \delta_x) + F_{r0}] p_{\text{max}}^{-1} \}^{0,5}. \quad (4.24)$$

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

Враховуючи значення K_{HT} , $K_{\text{за}}$ та середній ККД, остаточно отримаємо $\eta_{OH} = 0,955$, остаточно отримаємо:

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

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

$$A_{\text{ш1max}} = \pi d_1 h_{x1}; \quad (4.4)$$

$$A_{\text{ш2max}} = \pi d_2 h_{x2} = 1,1 \pi d_2 h_x. \quad (4.5)$$

Очевидно, оскільки $d_2 > d_1$ (див. рис. 3.1), $A_{\text{ш2max}} > A_{\text{ш1max}}$, що і визначальною для швидкості та пропускної здатності ГТТ є площа $A_{\text{ш1max}}$, через яку за час $t_{\text{дт}}$ 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 $Q_{\text{сп}} \tau$ енергоносія. Час $t_{\text{дт}}$ можна оцінити за аналогією з t_H за відомою залежністю [8]:

$$t_{\text{дт}} = (p_1 - p_2) W_0 / (Q_{\text{сп}} \cdot \kappa). \quad (4.6)$$

За припущення, що функція $p_x = f(t)$ [14, 15] лінійна для t_H і $t_{\text{дт}}$, знайдемо

$$Q_{\text{сп}} \tau = Q_H \cdot t_H / t_{\text{дт}} = Q_H \cdot \tau_{\text{дт}}, \quad (4.7)$$

Жорсткість КП1 має порядок: $\sim 10^6...10^7 \text{ Н/м}$ [21], $p_{\text{max}} \sim 10^6 \text{ Н/м}^2$, а $F_{r0} \sim 10^4...10^5 \text{ Н}$. Оцінка величини порядку складових показує $k_2(y_{01} + \delta_x) / p_{\text{max}}$ і F_{r0} / p_{max} показує, що $k_2(y_{01} + \delta_x) / p_{\text{max}}$ має порядок $\sim 1...10$, а порядок відношення $F_{r0} / p_{\text{max}} \sim 10^{-1}...10^{-2}$, що дозволяє у (4.24) відношенням F_{r0} / p_{max} знехтувати, тоді

$$d_f \geq 1,13 \cdot [k_2(y_{01} + \delta_x) p_{\text{max}}^{-1}]^{0,5}. \quad (4.25)$$

В підрозділі 3.3 МКР було зроблено припущення, що через високу жорсткість КП1 її попередня деформація $y_{01} \approx h_x$ та прирівнюючи залежності (4.22) і (4.25) (взявши з останньої нерівності крайнє значення), після нескладних алгебраїчних перетворень отримаємо:

$$h_x = (0,13...0,62) Q_H^{2/3} \cdot p_{\text{max}}^{1/3} \cdot k_2^{-1/3} [V]^{-2/3}. \quad (4.26)$$

Від'ємне перекриття є ходом плунжера 1 та амплітудою вібрацій ГВБ – 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) $h_x = h_{x_{\text{max}}} = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, знайдемо формулу для оцінки жорсткості k_1 КП1:

$$k_1 = (0,08...0,24) Q_H^3 p_{\text{max}} \cdot [V]^{-2} \cdot h_{x_{\text{max}}}^{-3} = (1...3) \cdot 10^7 \cdot Q_H^3 p_{\text{max}} \cdot [V]^{-2},$$

де розмірності: k_1 , Н/м; Q_H , м³/с; p_{max} , Па; $[V]$, м/с.

Виділяючи з (4.19) та (4.22) добуток $Q_H [V]$, отримаємо орієнтовне відношення між d_f і d_f :

$$d_f = (1,53...1,96) \cdot d_f^{0,5} \cdot h_{x_{\text{max}}}^{0,5} = (6,9...8,9) \cdot 10^{-2} d_f^{0,5}, \quad (4.28)$$

де розмірності d_f , в м та d_f в м, а $h_{x_{\text{max}}} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

де $\tau_{\text{дт}} = t_H / t_{\text{дт}}$ – відносний час зменшення тиску енергоносія в напірній порожнині А ГВБ – ГЦ з рівня p_1 до рівня p_2 (див. рисунок 3.1 і рисунок 3.2), причому $t_{\text{дт}} < t_H$, а значить $\tau_{\text{дт}} > 1$ і $Q_{\text{сп}} \tau > Q_H$.

Щоб запобігти під час роботи ГТТ ГВБ – ГЦ таким негативним явищам як кавітація потрібно обмежити швидкість $v_{\text{сп1}}$ енергоносія через $A_{\text{ш1max}}$ не вище допустимої $[v_{r1}]$ [22]:

$$v_{\text{сп1}} \cdot Q_{\text{сп}} \tau / (\pi d_1 h_x) \leq [v_{r1}], \quad (4.8)$$

Оскільки $A_{\text{ш1max}} < A_{\text{ш2max}}$ (див. (4.4) і (4.5) та $h_{x2} = 1,1 h_{x1}$, то умова $v_{\text{сп1}} < [v_{r1}]$ 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 ГТТ ГВБ – ГЦ, подати рівнянням:

$$A_{\text{сп}} \geq \Delta E_{\text{гл1}} + \Delta E_{\text{гл}} + \Delta E_{f,x} + A_f, \quad (4.9)$$

де $A_{\text{сп}} = p_{\text{max}} \cdot h_x \cdot A_2$ – середня робота сил тиску енергоносія за час прямого спільного ходу плунжера 1 та втулки – клапана 5 (маси $m_x = m_1 + m_2$, див. рис. 3.1 і текст розділу 3) $t_{\text{сп}} (t'_{\text{сп}} = t_{\text{сп}} - t_{\text{сп0}})$ (див. рисунок 3.2);

$$\Delta E_{\text{гл1}} = 0,5 k_s h_x^2 = \quad (4.11)$$

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

$$\Delta E_{f,x} = 0,5 k_{\text{сп}} x_{01}^2 = 0,5 p_{\text{max}}^2 \cdot A_2^2 k_w^{-1} = \quad (4.12)$$

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 плаваччого сідала 4 (див. рисунок 3.1), а вибір відповідної ширини герметизуючої фаски 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 ГВБ – 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 α 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) ГВБ – 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 визначаємо:

$$\alpha_1' = d_1 + 2bc' = d_1 + 2 \cdot 0,5b_2 \cdot \sin(0,5\alpha) = d_1 + b_2 \cdot \sin(0,5\alpha); \quad (4.29)$$

$$\alpha_2' = d_2 + b_2 \cdot \sin(0,5\alpha). \quad (4.30)$$

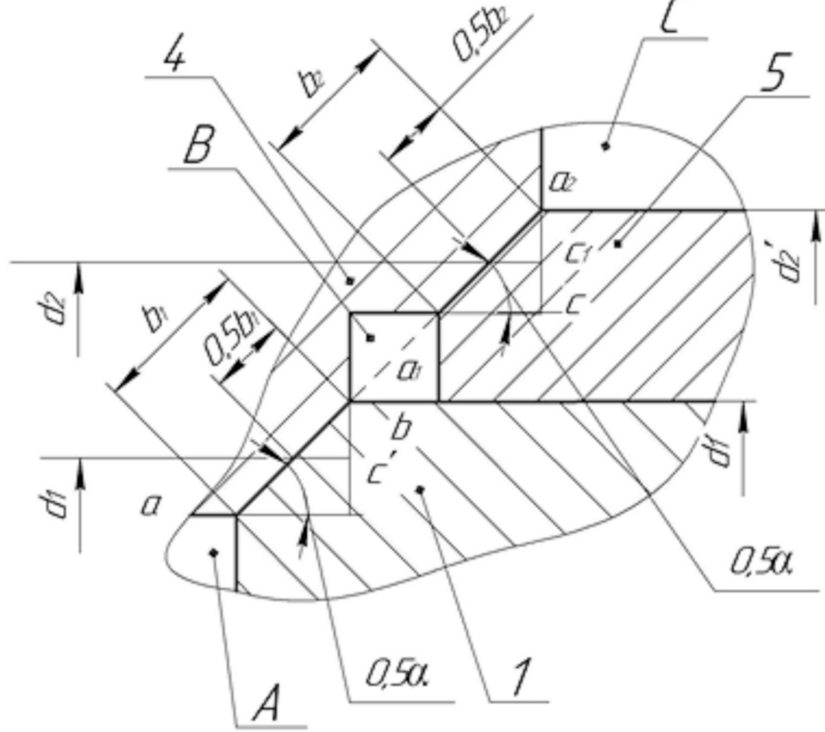
Згідно зроблених вище зауважень беремо $\alpha = 60^\circ$; $b_1 = b_2 = 4 \text{ мм}$ і з (4.29) та (4.30) остаточно знаходимо:

$$\alpha_1' = d_1 + 4 \sin 30^\circ = d_1 + 2, \text{ мм}, \quad (4.31)$$

$$\alpha_2' = d_2 + 4 \sin 30^\circ = d_1 + 2, \text{ мм}. \quad (4.32)$$

Як відмічено раніше по тексту МКР, під час прямого ходу плунжера 1 (див. рисунок 3.1) втулка-клапан 5 більшу частину його прямого ходу руха-

ється 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 ГТТ 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 $F_{\max} = P_{\max} \cdot A_2' - \bar{k}_2 \cdot y_{01} = P_{\max} \cdot A_2' - \bar{k}_2 \cdot h_{\max}$ до $F_{\min} = P_{\max} \cdot A_2' - \bar{k}_2 (y_{01} + h_{\max}) = P_{\max} \cdot A_2' - 2\bar{k}_2 h_{\max}$. Середнє зусилля $F_m = 0,5(F_{\max} + F_{\min}) = P_{\max} \cdot A_2' - 1,5\bar{k}_2 h_{\max} = P_{\max} \cdot A_2' \cdot 3 \cdot 10^{-3} \bar{k}_2$ (тут: $h_{\max} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $P_{\max}$, в Па; A_2' , в м^2 ; $\bar{k}_2$, 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

Жорсткість КП1 $\bar{k}_2$ та її податливість не повинні бути надмірними чи дуже малими, тому за рекомендаціями роботи [13] призначаємо товщину внутрішніх кілець КП1 і КП2 в середньому перерізі $e_{\text{середн}} = 4 \text{ мм}$, тоді

$$d_{\text{вн}}' = d_m' + 2e_{\text{середн}} = d_e' + 2e_{\text{середн}} = d_e' + 8 + 8 = d_e' + 16, \text{ мм.} \quad (4.38)$$

Висоту внутрішніх $H_{\text{вн}}$ та зовнішніх $H_{\text{з}}$ кілець КП1 і КП2 приймемо однаковою, $H_{\text{вн}} = H_{\text{з}} = H_{\text{ср}}$ з рекомендованого діапазону $H_{\text{ср}} = (3 \dots 5)e_{\text{ср}}'$ [27] (тут $e_{\text{ср}}'$ – середня товщина внутрішнього кільця КП1 та КП2. Беремо $H_{\text{ср}} = 4e_{\text{ср}}'$. В роботі [13] встановлено, що

$$e_{\text{ср}}' = e_{\text{ср}}'_{\text{середн}} - (H_{\text{ср}} \text{ tg} \beta / 3), \quad (4.39)$$

тоді:

$$H_{\text{ср}} = 12e_{\text{середн}}' / (3 + 4 \text{ tg} \beta) = 12 \cdot 4 / (3 + 4 \cdot \text{tg} 12^\circ) = 12,5 \text{ мм}, \quad (4.40)$$

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

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

$$A_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}}'^2 / 4 = \pi \cdot 0,5^2 \cdot 0,25(d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}}')^2 \approx 0,196(d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}}')^2. \quad (4.42)$$

Згідно з рис. 4.2, a торцевий діаметр $d_{\text{вт}}$ КП (КП1 чи КП2) розраховуємо за простою формулою

$$d_{\text{вт}} = d_{\text{вн}}' - H_{\text{ср}} \cdot \text{tg} \beta = d_e' + 16 - 12,5 \cdot \text{tg} 12^\circ \approx d_e' + 13,34, \text{ мм}, \quad (4.43)$$

де d_e' , в мм.

конусності кілець β_1 і β_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 кілець 9 КП1, плунжера 1 та втулки 13. Очевидно, багато розмірів таких деталей як ступінчаста втулка 6, зовнішній діаметр d_e' плаваючого сидла 4, штуцер – кришка 17, зовнішні розміри гільзи 2, корпусу 3 та ін. можуть визначитись в процесі конструювання вібратора без проведення кінематичних чи силових розрахунків, наприклад стійкої порожнини A розміщення КП2, яка знаходиться тривалий період робочого циклу ГІВ – ГЦ під дією високого тиску $P_{\text{вн,макс}}$ 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_e' напрямної поверхні плаваючого сидла 4 призначити мінімум на 8 мм більше d_e' , тобто

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

Такий розмір d_e' напрямної частини плаваючого сидла 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 $d_{\text{вн}}$ зовнішніх кілець КП1 і КП2 може варіюватись в межах товщини гільзи 2 та корпусу 3, а розмір отвору $d_{\text{вн}}$ внутрішніх кілець КП1 і КП2 залежить від товщини $e_{\text{середн}}$ внутрішніх кілець КП1 і КП2 в середньому (найбільшому), перерізі (рисунок 4.2, a , δ), $e_{\text{середн}} = 0,5(d_{\text{вн}} - d_{\text{вн}}')$.

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

Раніше (див. вище по тексту розділу 4 МКР було прийнято припущення, що $A_1 = A_2 = A_{\text{ср}}$ (див. (4.33), (4.34), (4.42) і, оскільки міцність КП (КП1 і КП2) визначає міцність її зовнішніх кілець на розтяг $\sigma_p = F_p / (\pi A_{\text{ср}} \cdot \text{tg} \beta) \leq [\sigma_p]$, то, з метою певного запасу міцності КП, беремо $F_{\text{вн}} = F_{\text{макс}} = P_{\text{вн,макс}} \cdot A_2' - \bar{k}_2 \cdot h_{\text{середн}} = P_{\text{вн,макс}} \cdot A_2' - 2 \cdot 10^{-3} \bar{k}_2 \approx 0,785 P_{\text{вн,макс}} (d_e')^2 - 2 \cdot 10^{-3} \bar{k}_2 (A_2' = 0,785(d_e')^2; P_{\text{вн,макс}}$ в Па; $h_{\text{середн}} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\bar{k}_2$, 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:

$$A_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}}'^2 / 4 \approx 0,785 d_{\text{вн}}'^2 = F_{\text{макс}} / (\pi [\sigma_p] \cdot \text{tg} \beta) \approx 1,498 [\sigma_p]^{-1}; \quad (4.44)$$

$$d_{\text{вн}}' = 2\pi^{-1} [\sigma_p]^{-0,5} \cdot \text{tg} \beta^{-0,5} \cdot F_{\text{макс}}^{0,5} = 1,382 F_{\text{макс}}^{0,5} [\sigma_p]^{-0,5}, \quad (4.45)$$

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

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

$$d_{\text{вт}} = d_{\text{вн}}' + 0,5 H_{\text{ср}} \cdot \text{tg} \beta = d_{\text{вн}}' + 0,5 \cdot 12,5 \cdot \text{tg} 12^\circ \approx d_{\text{вн}}' + 1,328, \text{ мм}; \quad (4.46)$$

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{вт}} - H_{\text{ср}} \cdot \text{tg} \beta = d_{\text{вн}}' - 1,329, \text{ мм.} \quad (4.47)$$

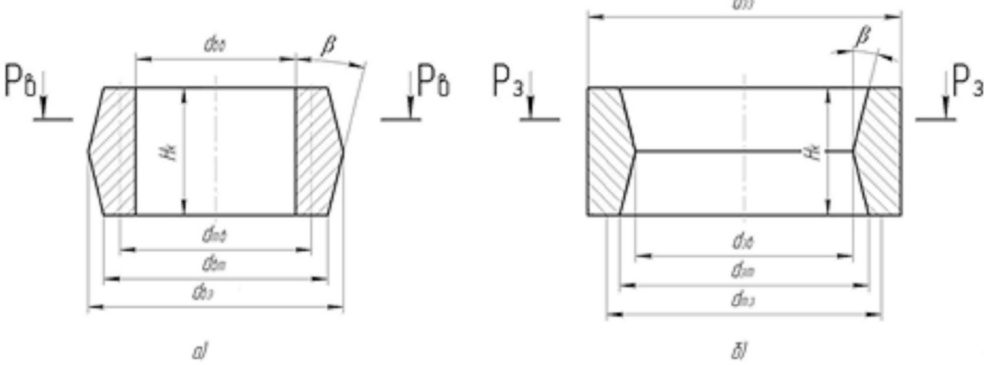
З рівності площ поперечного перерізу зовнішнього та внутрішнього кілець КП (КП1 і КП2) в точці K (див. рис. 4.3), знаходимо:

$$d_{\text{вн}}' = \sqrt{2d_{\text{вн}}^2 - d_{\text{вн}}^2}; \quad (4.48)$$

$$e_{\text{середн}}^2 = 0,5(d_{\text{вн}} - d_{\text{вн}}')^2, \quad (4.49)$$

де $e_{\text{середн}}^2$ – максимально товщина зовнішнього кільця КП.

товщиною кільця в середньому (найбільшому) перерізі $e_{\text{середн}}$, в першу чергу для внутрішніх кілець КП, в поперечних перерізах яких виникають стискаючі напруження σ_r під дією цього навантаження $F_{\text{вн}}$ КП (рисунок 4.3):



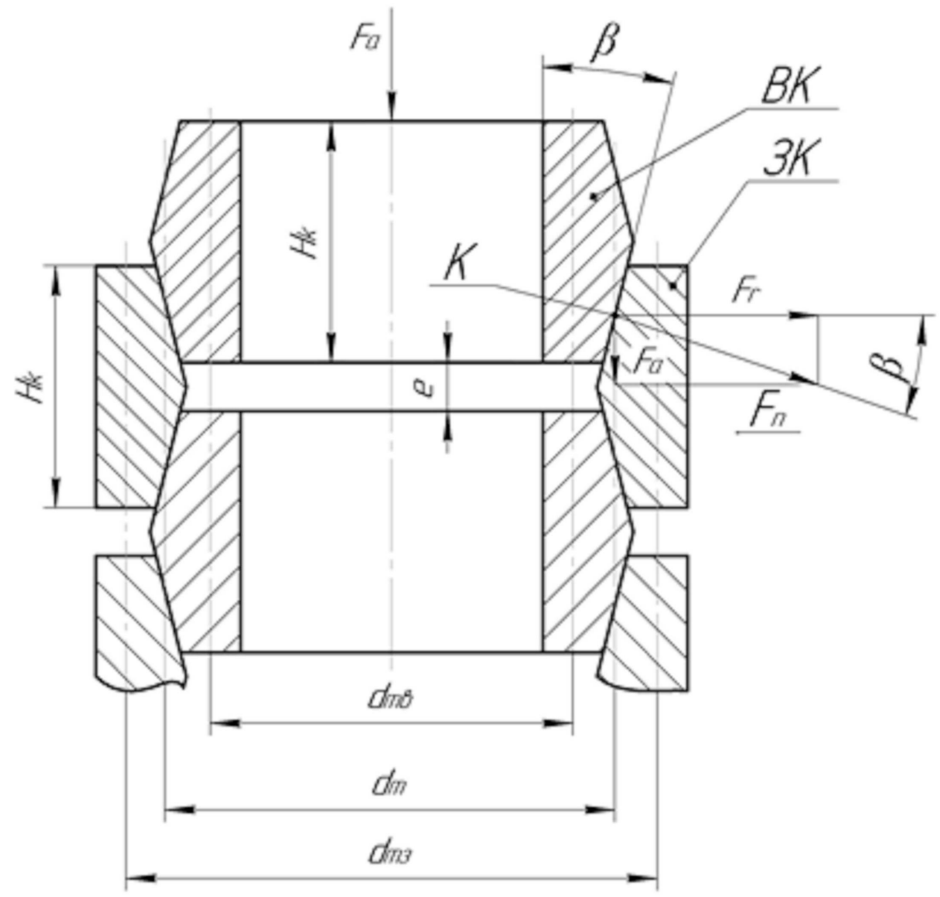
$d_{\text{вн}}', d_{\text{вн}}'', d_{\text{вт}}', d_{\text{вт}}'', d_{\text{вн}}'$ – відповідно, зовнішній, внутрішній, торцевий і середній діаметри та висота внутрішніх кілець КП1 і КП2; $d_{\text{вт}}', d_{\text{вт}}'', d_{\text{вт}}', d_{\text{вт}}'', H_{\text{вн}}$ – відповідно, зовнішній, внутрішній, торцевий і середній діаметри та висота зовнішніх кілець КП1 і КП2; $P_{\text{вн}} - P_{\text{вн}}', P_{\text{з}} - P_{\text{з}}'$ – 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

$$\sigma_r = F_{\text{вн}} / [\pi A_{\text{ср}} \text{tg}(\beta + \varphi)] \approx F_{\text{вн}} / (\pi A_{\text{ср}} \text{tg} \beta), \quad (4.33)$$

де $\varphi = 0$ для КП1 та КП2 (див. 3.2) та (3.3); $A_{\text{ср}}$ – усереднена площа поперечного перерізу внутрішнього кільця $e_{\text{ср}}$ КП в зоні точки K внутрішнього та зовнішнього кілець КП (див. рисунок 4.3).

Згідно схеми навантаження зовнішнього кільця 3К сила $F_{\text{з}} = F_{\text{вн}} / \text{tg} \beta$ розтягує це кільце, створюючи розтягуючі напруження [21]



BK , $3K$ – відповідно, внутрішнє та зовнішнє кільця КП; $d_{\text{ср}} = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}}')$ – середній діаметр КП; $d_{\text{вн}}$ – середній діаметр внутрішнього кільця; $d_{\text{вн}}'$ – середній діаметр зовнішнього кільця; $H_{\text{ср}}$ – висота кільця; e – зазор між кільцями КП.

Рисунок 4.3 – Схема навантаження зовнішнього кільця 3К КП (КП1 і КП2) за припущення, що кут тертя $\varphi = 0$ (відплинний режим тертя)

Згідно схеми навантаження зовнішнього кільця 3К сила $F_{\text{з}} = F_{\text{вн}} / \text{tg} \beta$ розтягує це кільце, створюючи розтягуючі напруження [13]

$$\sigma_p = F_{\text{з}} / (\pi A_{\text{ср}} \text{tg} \beta), \quad (4.34)$$

$EI = 0$ – нижнє межове відхилення отвору; $d_{\text{вн}}^{\text{середн}} = d_{\text{вн}}^{\text{середн}} + (-eI)$; $d_{\text{вн}}^{\text{макс}} = d_{\text{вн}}^{\text{середн}} + (-eS)$ (тут $(-eI)$ і $(-eS)$ – відповідно, нижнє та верхнє межові відхилення діаметра $d_{\text{вн}}^{\text{середн}}$, які для ходових посадок (посадок із зазором) мають від'ємне значення [28]. За аналогічними міркуваннями розраховується спряження зовнішніх кілець 11 КП2 з поверхнею отвору $d_{\text{к2}}$ (див. рис. 3.1) розточки розішчення КП2 в корпусі 3.

В роботі [27] пропонується розраховувати максимальну деформацію (осаджування) КП1 за формулою

$$\lambda_{\text{макс1}} = (n_{\text{к1}} - 3) \delta_{\text{макс1}}, \quad (4.54)$$

де $\delta_{\text{макс1}}$ визначається за залежністю (4.37), в статті [13] обґрунтована умова функціонування ГІТ з пружним елементом у вигляді КП:

$$\lambda_{\text{макс1}} \geq h_{\text{вн,макс}} + y_{\text{от,макс}} = 2h_{\text{вн,макс}}, \quad (4.55)$$

де раніше прийнято, що $y_{\text{от,макс}} = h_{\text{вн,макс}}$. Зазор « e » між кільцями КП1 (див. рис. 4.3) визначається з умови [27]

$$e \cdot (n_{\text{к1}} - 2) \geq \lambda_{\text{макс1}} \quad (4.56)$$

звідки

$$e \geq \lambda_{\text{макс1}} / (n_{\text{к1}} - 2) = 2h_{\text{вн,макс}} / (n_{\text{к1}} - 2). \quad (4.57)$$

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 $L_{\text{КП1}}$ рекомендується оцінювати за формулою [27]:

де $A_{\text{ср}}$ – усереднена площа поперечного перерізу зовнішнього 3К кільця КП в точці K контакту (див. рис. 4.3). Напруження розтягу σ_p та стиснення σ_r можна також виразити через відносні ε_r та $\varepsilon_{\text{ср}}$ або абсолютні Δ_r та $\Delta_{\text{ср}}$ деформації кілець $3K$ і BK за законом Гукса [26]:

$$\sigma_p = \varepsilon_r \cdot E = [\Delta_r / (d_{\text{вн}})] \cdot E; \quad (4.35)$$

$$\sigma_r = \varepsilon_{\text{ср}} \cdot E = [\Delta_{\text{ср}} / (d_{\text{ср}})] \cdot E, \quad (4.36)$$

де E – модуль пружності матеріалу кілець.

Радіальні деформації, які Δ_r та $\Delta_{\text{ср}}$, які за відомих значень σ_p і σ_r легко визначити з (4.35) та (4.36), спричиняють осові зміщення кілець BK і $3K$ одне відносно іншого [13], причому ці кільця КП зміщуються в одному напрямку. В роботі [13] доведено, що за припущення $A_{\text{ср}} = A_{\text{ср}} = A_{\text{ср}}$, $|\sigma_r| = |\sigma_p| = |\sigma|$ (за модулем). Оскільки розтяг є більш безпечним напруженням станом для матеріалів, то міцність $KП$ буде гарантована, якщо максимально можливе осове переміщення кілець $KП$ визначити за формулою [13]

$$\delta_{\text{макс}} = 0,5(\Delta_{\text{ср,макс}} + \Delta_{\text{ср,макс}}) / \text{tg} \beta = [\sigma_p] d_{\text{ср}}' / (E \cdot \text{tg} \beta), \quad (4.37)$$

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

Раніше було зазначено, що за конструктивною схемою ГІВ – ГЦ (див. рис. 3.1) розміри КП1 та КП2 можуть варіюватись в широкому діапазоні в залежності від розмірів корпусних (гільза 2 та корпус 3) та інших деталей вібратора. На наш погляд доцільно діаметр отвору внутрішніх кілець 10 і 12, відповідно, КП1 та КП2 призначити рівним d_e' – діаметру напрямної поверхні плаваючого сидла 4 (див. рис. 3.1 і рис. 4.2, a).

$$L_{\text{КП1}} = (n_{\text{к1}} - 1) \cdot (H_{\text{ср}} + e) + \lambda_{\text{макс}} = (n_{\text{к1}} - 1) \cdot (H_{\text{ср}} + e) + 2h_{\text{вн,макс}}. \quad (4.58)$$

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

Вита пружина 8, яка утворює початковий потрібний контактний $p_{\text{ср}}$ 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 ГІТ (втулки – клапана 5), що реалізується за умови [1 – 4, 13] (див. підрозділ 3.3 МКР)

$$\omega_{02} = \sqrt{k_2 m_2} \geq \sqrt{2} \cdot 2\pi \nu_{\text{макс}} \approx 8,88 \nu_{\text{макс}}, \quad (4.59)$$

Звідки

$$\bar{k}_2 \geq 8\pi^2 m_2 \nu_{\text{макс}}^2 \approx 78,85 m_2 \nu_{\text{макс}}^2. \quad (4.60)$$

Як відмічалось в розділі 3 МКР, попередня деформація витой пружини 8 у $y_{\text{вн,макс}}$ забезпечується під час збирання ГІВ – ГЦ, чим забезпечується початкове зусилля цієї пружини $F_{\text{вн}} = \bar{k}_2 \cdot y_{\text{вн,макс}}$. Робоче зусилля пружини 8 розвивається під час ходу втулки-клапана 5 на відстань зазору $\delta_{\text{ср}} \approx 0,1 h_{\text{вн,макс}}$: $F_{\text{вн}} = \bar{k}_2 (y_{\text{вн,макс}} + \delta_{\text{ср}}) = \bar{k}_2 (y_{\text{вн,макс}} + 0,1 h_{\text{вн,макс}})$ і далі змінюється, так як більшу частину тривалості робочого циклу ГІВ – ГЦ, втулка-клапан 5 і плунжер 1 рухаються як одне ціле (див. розділ 3 МКР). Параметри витой пружини 8 є стандартними і розраховуються за методикою, наведеною в «ГОСТ 13764-68...ГОСТ 13776-68. Пружини витягніві циліндричні зжаті та розтягнуті із сталі круглого сечення».

Геометричні розміри інших деталей ГІВ – ГЦ, таких як елементи плунжера 1, гільзи 2, корпусу 3, плаваючого сидла 4 тощо визначаються за загальними правилами конструювання гідравлічних і машинобудівних машин та механізмів під час розроблення конструкції вібратора [1 – 4, 19 – 24]. За необхідності, крім наведених, також можуть виконуватись різного виду перевірки розрахунки окремих деталей і вузлів ГІВ – ГЦ на міцність і жорсткість.

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Віброударний гідроімпульсний вібратор-гідроциліндр на базі прорізних пружин»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

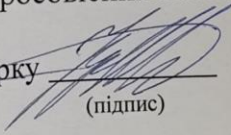
Оригінальність 90% Схожість 10%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. 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.

3. 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.

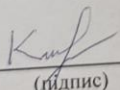
Особа, відповідальна за перевірку 
(підпис)

Шенфельд В. Й.

(прізвище, ініціали)

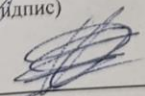
Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи


(підпис)

Костинюк І. В.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Обертюх Р. Р.
(прізвище, ініціали)