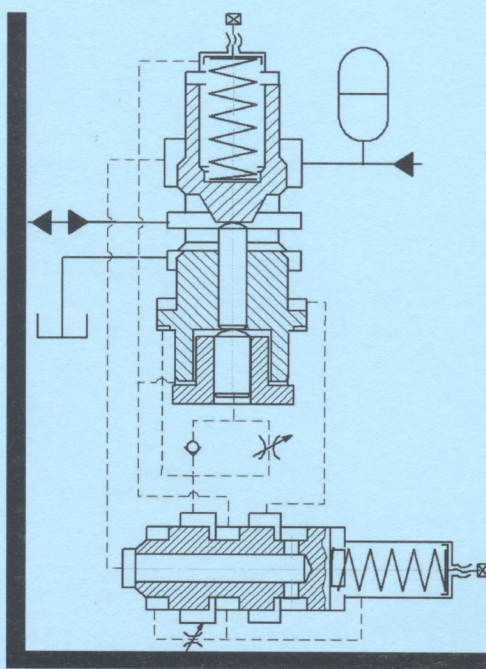


621.949

і-86

Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх
М. Р. Архипчук

**ГЕНЕРАТОРИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ
ДЛЯ КЕРУВАННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНИМИ
ПРИВОДАМИ ВІБРАЦІЙНИХ ТА
ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН**



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Р. Д. Іскович-Лотоцький
Р. Р. Обертюх
М. Р. Архипчук

**ГЕНЕРАТОРИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ДЛЯ
КЕРУВАННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНИМИ
ПРИВОДАМИ ВІБРАЦІЙНИХ ТА
ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН**

Монографія

УНІВЕРСУМ – Вінниця
2008

Рецензенти:

І. О. Сивак, доктор технічних наук, професор

В. Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 8 від 26.02.2008 р.)

Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р.

I 86 Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин: Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – 171 с.

ISBN 978-966-641-252-5

В монографії проведено аналіз відомих структурних схем гідроімпульсних приводів (ГП) вібраційних (ВМ) та віброударних (ВУМ) технологічних машин і генераторів імпульсів тиску (ГТ) для керування цими приводами. Визначено тенденції удосконалення і створення нових генераторів, розглянуто стан теорії та методів розрахунку ГП і ГТ та новий підхід до розробки динамічних і математичних моделей ГП, в яких гідравлічну ланку привода представлено як в'язко-пружний безінерційний елемент (тіло Кельвіна Фохта). Наведено методіку проектного розрахунку ГП з швидкодійним ГТ та розглянуто схемні особливості перспективних ГТ із розширеними технічними і технологічними можливостями.

Для науковців, фахівців з вібротехніки та вібротехнологій, викладачів, аспірантів і студентів.

УДК 621.979.3+62-822+62-553

ISBN 978-966-641-252-5

ЗМІСТ

Перелік умовних скорочень.....	5
ВСТУП.....	6
1 ОСНОВНІ ТИПИ ПРИВОДІВ ГІДРОІМПУЛЬСНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРНИХ МАШИН.....	9
1.1 Технічні і конструктивні особливості різних типів приводів технологічних вібраційних і віброударних машин та їх порівняльний аналіз	9
2 ГЕНЕРАТОРИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ В РІДИНІ – ОСНОВНИЙ ВИД АПАРАТУРИ КЕРУВАННЯ В СИСТЕМІ ГІДРОІМПУЛЬСНИХ ПРИВОДІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРНИХ МАШИН.....	21
2.1 Основні тенденції створення генераторів імпульсів тиску – спеціальної апаратури керування гідроімпульсним приводом технологічних машин	21
2.2 Стан теорії та методів розрахунку генераторів імпульсів тиску.....	32
3 ТЕХНІЧНІ І ТЕХНОЛОГІЧНІ ВИМОГИ ДО ШВИДКОДІЙНИХ ГЕНЕРАТОРІВ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ, СХЕМНІ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ШВИДКОДІЙНОГО ГЕНЕРАТОРА КЛАПАННОГО ТИПУ	35
3.1 Обґрунтування технічних та технологічних вимог до швидкодійних генераторів імпульсів тиску і гідроімпульсних приводів, керованих генераторами такого типу.....	35
3.2 Принципова та конструктивна схеми двокаскадного клапанного швидкодійного генератора імпульсів тиску.....	38
4 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ, КЕРОВАНОГО ШВИДКОДІЙНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ	57
4.1 Розробка динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним генератором імпульсів тиску	57

4.2 Спрощені динамічні та математичні моделі прямого і зворотного ходів завірних елементів каскадів генератора імпульсів тиску і виконавчої ланки вібраційної машини	68
4.3 Результати аналізу математичних моделей гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним генератором імпульсів тиску	89
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА, КЕРОВАНОГО ШВИДКОДІЙНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ КЛАПАННОГО ТИПУ	98
5.1 Розробка методики експериментальних досліджень	103
5.2 Вимірально-реєструюча апаратура та прилади для експериментальних досліджень привода дослідного зразка вібраційної машини	106
5.3 Експериментальні дослідження закономірностей зміни робочих режимів гідроімпульсного привода вібраційної машини регулюванням параметрів спрацювання швидкодійного генератора імпульсів тиску.....	113
6 МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ, КЕРОВАНОГО ШВИДКОДІЙНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ	128
6.1 Аналіз і порівняння результатів теоретичного та експериментального досліджень гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним генератором імпульсів тиску	128
6.2 Методика проєктного розрахунку гідроімпульсного привода з швидкодійним генератором імпульсів тиску клапанного типу.....	131
7 ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ ГЕНЕРАТОРІВ З ШИРОКИМ ДІАПАЗОНОМ РЕГУЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ	149
ЛІТЕРАТУРА.....	162

Перелік умовних скорочень

БЖ	–	блок живлення
БП	–	балансувальний пристрій
ВМ	–	вібраційна технологічна машина
ВУМ	–	віброударна технологічна машина
ВЦ	–	виконавчий гідроциліндр (гідродвигун)
ГІП	–	гідроімпульсний привод
ГІТ	–	генератор імпульсів тиску
ГНЧ	–	генератор несучої частоти
Д	–	демодулятор
ДП	–	датчик вимірюваного параметра
ЗЛ	–	зливна гідролінія
Н	–	напірна гідролінія
О	–	осцилограф
ТП	–	тензопідсилювач
ТПР	–	тарувальний пристрій
Ф	–	фільтр
ЦА	–	цикловий гідроаккумулятор

Впровадження сучасних високоефективних енергозаощаджувальних вібротехнологій в різних галузях виробництва, зокрема для реалізації процесів пресування порошків, розкочування кілець підшипників, виготовлення ливарних форм і залізобетонних конструкцій, очищення деталей від окалини та іржі, зневоднення продуктів переробки сільськогосподарського виробництва, проведення прискорених ресурсних випробовувань вузлів машин та ін., ускладнюється через відсутність вібраційного технологічного обладнання, яке відповідає вимогам підприємств–користувачів з точки зору вартості, простоти експлуатації, можливості його регулювання та переналаджування і мінімізації енерговитрат.

Найявне вібраційне технологічне обладнання, що застосовується на виробництві, достатньо різноманітне, головним чином, за рахунок використання різних типів вібраційних приводів (механічного, пневматичного, гідравлічного, електромагнітного, комбінованого тощо). Аналіз переваг та недоліків цих приводів показує, що в наш час суттєві переваги має гідроімпульсний привод, який дозволяє забезпечити високі робочі зусилля (до 320 кН та більше) і широкий діапазон регулювання параметрів вібрації (частоти – 1...100 Гц, амплітуди – $(0,1...10)10^{-3}$ м) на виконавчій ланці вібраційних (ВМ) і віброударних (ВУМ) технологічних машин, є простим та надійним в експлуатації і має невисоку металомісткість. Основною складовою частиною цього привода є генератор імпульсів тиску (ГІТ), який забезпечує керування режимом роботи вібраційної машини.

Для реалізації сучасних вібротехнологій (пресування ультрадисперсних порошків, віборозкочування кілець підшипників тощо) на вібраційних технологічних машинах з гідроімпульсним приводом необхідно забезпечувати високочастотні (60...150 Гц) режими вібронавантаження. Ці машини повинні бути оснащені спеціальними швидкодійними ГІТ, які характеризуються малою тривалістю перемикання запірних елементів каскадів генераторів за значної амплітуди імпульсів тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ (тут p_1 та p_2 , відповідно, тиски "відкриття" і "закриття" ГІТ) та високої частоти проходження цих імпульсів.

Ряд технологічних процесів, таких, наприклад, як виробництво із порошкових матеріалів деталей великих габаритів і особливо складної конфігурації можуть бути здійсненні тільки на ВМ та ВУМ з складно–просторовим режимом вібронавантаження об'єкта технологічного впливу. Такий режим роботи ВМ чи ВУМ створюється за допомогою гідроімпульсних приводів з багатолінійними ГІТ, які одночасно або з деяким фазовим зсувом керують, що найменше двома виконавчими

гідродвигунами.

Недоліком традиційних гідроімпульсних приводів є навантаження високоінтенсивним пульсуючим тиском агрегатів привода, що суттєво впливає на їх ресурс. Найбільш чутливою ланкою гідросистеми привода до дії змінного тиску є її гідронасос. Досвід проектування та експлуатації ВМ та ВУМ з гідроімпульсним приводом показав, що заданий термін в гідросистемі цього привода працюють тільки шестеренні гідронасоси в яких відсутні вузли розподілення потоку (всмоктувальні та нагнітальні клапани). В силу технологічних особливостей шестеренні гідронасоси мають певні обмеження за номінальним робочим тиском, що, відповідно, впливає на технічні характеристики привода, збільшуючи габарити виконавчих гідродвигунів та обмежуючи діапазон регулювання амплітудно-частотних параметрів вібронавтаження у ВМ і ВУМ.

Одним із шляхів розв'язання цієї актуальної для гідроімпульсного привода проблеми є розробка нових його схем в тому числі й спеціальних ГПТ із системами захисту гідронасоса привода від дії пульсуючого тиску.

В перших розділах монографії розглянуто технічні і конструктивні особливості приводів технологічних ВМ, показано переваги гідроімпульсного привода і визначені області застосування цього привода в залежності від схемного та конструктивного виконання ГПТ, що керує робочим циклом привода, проведено аналіз відомих структурних схем ГПТ та визначено тенденції удосконалення і створення нових генераторів, а також розглянуто стан теорії та методів розрахунку гідроімпульсного привода і ГПТ.

Третій розділ містить обґрунтування технічних та технологічних вимог до високочастотних гідроімпульсних приводів ВМ і швидкодійних ГПТ, опис нової принципової та конструктивної схем швидкодійного двокаскадного трилінійного ГПТ клапанного типу, його принципу роботи та конструктивного устрою в цілому і основних структурних складальних одиниць зокрема, включно з модернізованим варіантом другого каскаду.

В четвертому розділі: розроблено і теоретично досліджено динамічну та математичну моделі гідроімпульсного привода ВМ, керованого новим швидкодійним ГПТ; обґрунтовано припущення, на основі яких аналіз багатofазного процесу робочого циклу зведено до двох періодів прямого і зворотного ходів ланок привода, для яких складені і розв'язані математичні моделі; встановлено теоретичні закономірності зміни в часі динамічних параметрів привода при варіюванні вхідних даних.

В п'ятому розділі: викладено мету та методику експерименталь-

них досліджень гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, керованого швидкодійним ГТТ; детально описано дослідну установку та реєструвальну апаратуру і прилади; встановлено реальні закономірності зміни робочих режимів гідроімпульсного привода під час регулювання параметрів спрацювання ГТТ.

В шостому розділі: проведено аналіз і порівняння результатів теоретичного та експериментального досліджень швидкодійного ГТТ; викладено науково-обґрунтовану методику проектного розрахунку нової конструкції швидкодійного двокаскадного ГТТ клапанного типу і керованого ним гідроімпульсного привода.

Сьомий розділ містить інформацію про перспективні нові конструкції ГТТ з розширеними технічними і технологічними можливостями, які досягнуто за рахунок використання нових принципів керування основним каскадом генератора і регулювання тиску його "закриття."

1 ОСНОВНІ ТИПИ ПРИВОДІВ ГІДРОІМПУЛЬСНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРНИХ МАШИН

1.1 Технічні і конструктивні особливості різних типів приводів технологічних вібраційних і віброударних машин та їх порівняльний аналіз

Технологічні ВМ та ВУМ можуть будуватись з різними типами приводів: механічним, електричним, пневматичним, гідравлічним або комбінованим [1 – 5]. Вибір типу привода технологічної машини диктується, в першу чергу, особливостями технологічного процесу, який повинен здійснюватись на ВМ чи ВУМ, затратами енергії, економічною доцільністю та принциповою можливістю реалізації заданих технологічних параметрів процесу. Вібраційні технології застосовуються в різних галузях народного господарства: агропромислового комплексу, будівництві, машинобудуванні тощо [6 – 10], а вібраційні установки (стенди) широко використовуються для різного виду випробувань машинобудівної та приладобудівної продукції, наприклад, на вібростійкість, довговічність та ін. [11 – 15].

Відомі технологічні ВМ і ВУМ традиційно оснащуються дебалансним або пневматичним приводами, це, наприклад, установки для виготовлення залізобетонних виробів в будівельній індустрії, струпуючі пневматичні машини для виробництва ливарних форм.

В малопотужних випробувальних стендах широко використовується електромагнітний вібраційний привід [16, 17].

Технологічні можливості і ефективність ВМ та ВУМ тісно пов'язані з вибором привода, яким оснащуються ці машини. В технічній літературі наводиться багато систем класифікації вібраційних приводів [3, 15, 18 – 21], побудованих на різних сукупностях ознак. На наш погляд найбільш доцільною є класифікація вібраційних приводів за видом енергії, яка перетворюється в механічну енергію вібраційного руху. За цієї ознакою вібраційні приводи можна розділити на механічні, електричні, пневматичні і гідравлічні, які в свою чергу поділяються: механічні – кулачкові, ексцентрикові, кривошипно-повзунні та дебалансні; електричні – електродинамічні, електромагнітні та на основі електрогідравлічного ефекту; пневматичні – планетарні, беззолотникові (автоколивальні), пневмомеханічні та пневмоімпульсні; гідравлічні – гідромеханічні, автоколивальні, електрогідравлічні та гідроімпульсні.

Підвищення якісних вимог до традиційних технологій, що здійснюється на ВМ та ВУМ, і бурхливий розвиток нових галузей ви-

робництва, наприклад, такої як виготовлення виробів складної конфігурації та великих габаритів з порошкових матеріалів, виявили, що реалізація цих вимог і нових технологій на технологічних ВМ, оснащених традиційним дебалансним, пневматичним, електричним чи гідравлічними приводами малоефективна, а в деяких випадках неможлива. Інтенсивний пошук шляхів розв'язання цих проблем привів до створення нового типу гідравлічного привода ВМ і ВУМ, який отримав назву гідроімпульсного [20, 22 – 26], найбільш раціональні схеми якого були запропоновані І. Б. Матвеевим [20, 22, 23, 27], який заклав основи теорії цього привода, розробив разом із учнями створеної ним наукової школи десятки нових принципів схем та конструкцій гідроімпульсних ВМ та ВУМ і апаратури керування їх приводом.

В теперішній час інтенсивні теоретичні та експериментальні дослідження гідроімпульсного привода і розробку на його основі нових конструкцій ВМ проводять учні І. Б. Матвеева: д.т.н., проф. Р. Д. Іскович–Лотоцький (керівник наукової школи), к.т.н., доц. Р. Р. Обертюк, к.т.н., доц. М. М. Вірник, к.т.н., доц. В. О. Пішенін та ін., якими опубліковано десятки наукових праць з гідроімпульсного привода та одержано сотні авторських свідоцтв і патентів на винаходи.

Гідроімпульсний привід ВМ і ВУМ реалізовані за різними принциповими схемами, вид яких визначається технологічним призначенням машини, типом і схемою приєднання ГІТ до виконавчого, чи групи виконавчих гідродвигунів, та характером вібронавантаження об'єкта технологічного впливу (однокоординатне навантаження або складно–просторове). В технічній літературі розглядається значна кількість класифікацій гідроімпульсних приводів, в основу яких покладені різні критерії [20, 22, 23, 28, 29]. На нашу думку, найбільш раціональною є класифікація, що ґрунтується на перерахованих вище ознаках. Типові схеми гідроімпульсних приводів ВМ з різними схемами приєднання до виконавчого гідродвигуна ГІТ зображені на рисунку 1.1а, б, в, г [20, 21, 30].

Схема а) з двоходовим (дволінійним) ГІТ 1, приєднаним за схемою „на виході” до плунжерного гідроциліндра 2, плунжер якого кріпиться до виконавчої ланки 3, пружно встановленої через пружини 4 відносно станини 5, є найпростішою.

Принцип роботи цього типу гідроімпульсного привода полягає в періодичному сполученні порожнини А гідроциліндра 2 та напірної гідролінії через ГІТ 1 зі зливною гідролінією. ГІТ 1 відкривається внаслідок збільшення тиску в гідросистемі привода до величини $p_r \geq p_1$ (p_1 – тиск „відкриття” ГІТ) і закривається, коли тиск в порожнині А зменшується до рівня $p_r \leq p_2$ (p_2 – тиск „закриття” ГІТ).

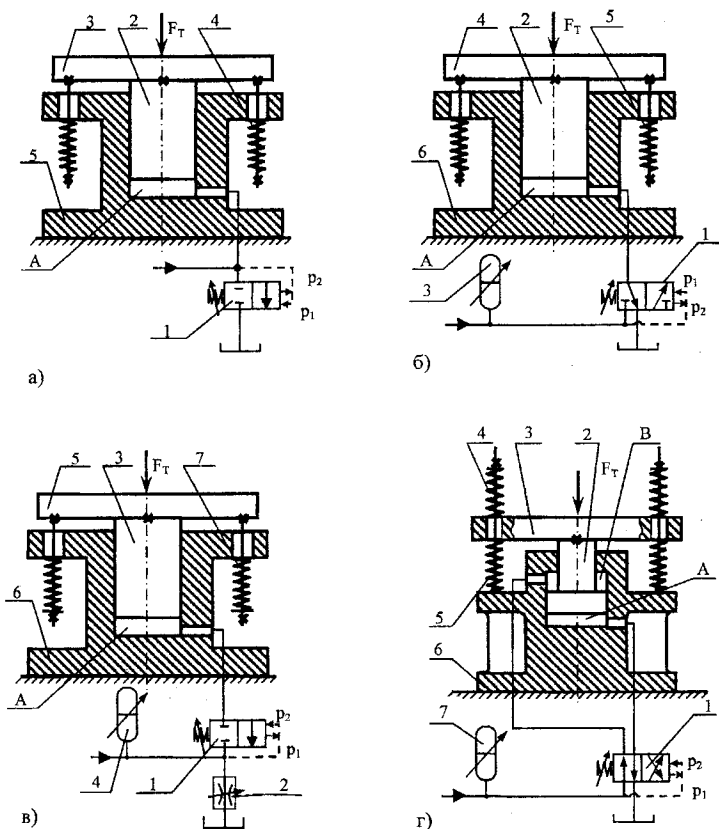


Рисунок 1.1 – Схеми гідроімпульсних приводів ВМ із вмиканням ГІТ: а) – „на виході”; б) – „на вході”; в) – „на вході” з двоходовим ГІТ; г) – „комбінована”

Таким чином в порожнині А генеруються імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$.

Частота проходження імпульсів тиску визначається гідромеханічними характеристиками ГІТ 1 та подачею гідронасоса привода. Виконавча ланка 3 вібує із частотою проходження імпульсів тиску, а амплітуда цих вібрацій залежить від рівня p_1 , який може змінюватись регулятором тиску відкриття ГІТ 1, технологічного зусилля F_T , сил тертя та сумарної сили пружин 4, які забезпечують разом із технологічним зусиллям F_T і сумарними силами ваги виконавчої ланки 3 (за умови її вертикального розташування) повернення цієї ланки у початкове по-

ложення.

Переваги цього типу гідроімпульсного привода – конструктивна простота, регулювання амплітуди вібрацій зміною тиску „відкриття” ГПТ 1, що здійснюється простими механізмами (регулювальний гвинт), та простота реалізації віброударного режиму, особливо під час зворотного ходу виконавчої ланки 3. Як недолік розглянутої схеми слід відмітити залежність амплітуди і частоти вібрацій від зміни технологічного зусилля для випадку коли

$$F_T + G_{\Sigma} + F_{\text{пр}} \leq p_1 f_{\text{пл}}, \quad (1.1)$$

де G_{Σ} , $F_{\text{пр}}$ – відповідно, сумарна сила ваги виконавчої ланки 3 і приєднаних до неї деталей привода та сумарна сила пружин 4; $f_{\text{пл}}$ – площа поперечного перерізу плунжера гідроциліндра 2. Для випадку наближення нерівності (1.1) до рівності, амплітуда вібрацій зменшується, а частота вібрацій зростає. Зазвичай, в приводах цього типу імпульс тиску в порожнині А має трикутну форму [20, 29, 31].

Крутизна переднього фронту імпульсу тиску визначається в основному подачею гідронасоса, об'ємом напірної порожнини гідросистеми привода і перепадом тиску $\Delta p = p_1 - p_2$. Задній фронт імпульсу тиску формується в залежності від сумарного гідравлічного опору ГПТ 1 і зливної гідролінії.

Гідроімпульсний привод, побудований за схемою б), оснащується трилінійним (триходовим) ГПТ 1, встановленим по відношенню до гідродвигуна 2 за схемою „на вході”. Така схема приєднання ГПТ вимагає наявності в напірній гідролінії циклового гідроакумулятора 3, який акумулює енергію тільки на один робочий (прямий) хід плунжера гідродвигуна 2. Зазвичай гідроакумулятор 3 з'єднується через ГПТ 1 з порожниною А гідродвигуна короткою гідролінією з малим гідравлічним опором. Середня витрата Q_a енергоносія під час розрядки гідроакумулятора 3 може перевищувати подачу гідронасоса Q_n гідросистеми привода в декілька разів, що ілюструється простою залежністю:

$$Q_a = \Delta W_a / t_v, \quad (1.2)$$

де ΔW_a – об'єм енергоносія, що подається гідроакумулятором 1 в порожнину А за час t_v відкриття ГПТ 1, який складає (0,25...0,33) · T, де T – період коливань запірного елемента другого каскаду ГПТ 1 [20,29,32].

Зважаючи на малий об'єм порожнини А гідродвигуна 2 і значну величину Q_a , передній фронт імпульсу тиску в порожнині А має висо-

ку крутизну, з якою, внаслідок невеликого гідравлічного опору зливної гідролінії, співмірна крутизна заднього фронту імпульсу тиску. Таким чином в порожнині А генеруються короткочасні імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, які викликають імпульсне переміщення виконавчої ланки 4 вібромашини під час її прямого ходу. Зворотний рух виконавчої ланки 4 забезпечується дією сил пружин 5, ваги рухомих мас, з'єднаних з виконавчою ланкою 4, та технологічного зусилля F_T .

Амплітуда вібрацій $H_{гд}$ виконавчої ланки 4 в приводі за схемою

б) визначається подачею ΔW_a . Нехтуючи переміщення станини 6 та рухом виконавчої ланки 4 за інерцією, амплітуду $H_{гд}$ можна оцінити за простою залежністю

$$H_{гд} = \Delta W_a / f_{пл}, \quad (1.3)$$

де $f_{пл}$ – площа поперечного перерізу плунжера гідродвигуна 2. Регулювати амплітуду і частоту вібрацій в цьому типі гідроімпульсного привода можна тими ж способами, що описані для схеми а), а також зміною подачі енергоносія гідроакумулятором 3.

Імпульсний характер переміщення виконавчої ланки 4 під час її прямого ходу є ефективним для ряду технологічних процесів, зокрема для вібропресування заготовок виробів великої маси і складної форми з тугоплавких порошкових матеріалів [33, 34].

В порівнянні із схемою а) схема б) гідроімпульсного привода конструктивно складніша, оскільки потребує наявності циклового гідроакумулятора. Через завищений об'єм гідроакумулятора 3 і великі сили опору рухові виконавчої ланки 4 можуть мати місце відмови ГТТ 1 тому, що тиск в порожнині А за час прямого ходу плунжера гідродвигуна 2 не встигає зменшитись до величини $p_r = p_2$, що робить неможливим повернення запірних елементів ГТТ 1 в початкове положення і початок нового циклу. Це явище характеризується зависанням виконавчої ланки 4 в крайньому положенні прямого ходу, а весь потік енергоносія під тиском $p_r \geq p_2$ через запобіжний клапан переливається в зливну гідролінію. Тому під час проектування гідроімпульсних приводів з установкою ГТТ за схемою „на вході” особлива увага приділяється вибору конструкції циклового гідроакумулятора і визначенню можливих меж зміни сил опору рухові виконавчої ланки ВМ [20].

Схема в) гідроімпульсного привода є різновидом схеми б), в якій використовується замість трилінійного дволінійний ГТТ 1. Для забезпечення працездатності цієї схеми в зливну гідролінію ГТТ 1 вмикається регульований дросель 2, який в момент відкриття ГТТ 1 створює перепад тиску на лінії порожнина А гідродвигуна 3 – зливна гідролі-

нія, що дозволяє гідроаккумулятору 4 частково розряджатись в гідродвигун 3, викликаючи таким чином імпульсне переміщення виконавчої ланки 5, пружно встановленої відносно станини 6 через пружини 7.

В порівнянні зі схемою б) імпульси тиску, які генеруються в порожнині А, мають меншу крутизну переднього і заднього фронтів та подача енергоносія гідроаккумулятора 4 частково викидається через дросель 2 в зливну гідролінію, що зменшує енергію імпульсу тиску. До переваг гідроімпульсного привода за схемою в) слід віднести можливість регулювання амплітуди вібрацій зміною площі прохідного перерізу дроселя 2, відносно меншу конструктивну складність ПТТ 1 і відсутність зависання виконавчої ланки 5 в кінці прямого ходу, оскільки наявність дроселя 2 в будь-якому випадку забезпечує зменшення тиску в порожнині А до рівня p_2 . Використання привода за схемою в) доцільно у ВМ, які реалізують технологічні процеси, що не потребують високоінтенсивного вібраційного навантаження об'єкта технологічного впливу.

Гідроімпульсний привід (див. рисунок 1.1г) ВМ, оснащений чотирирілнійним ПТТ 1, приєднаним до поршневого гідродвигуна 2 за схемою „комбінована,” дозволяє здійснити різні режими руху виконавчої ланки 3, пружно встановленої через пружинні елементи 4 та 5 відносно станини 6, під час її прямого і зворотного ходів. ПТТ 1 до порожнини А гідродвигуна 2 підключається за схемою „на вході”, а до порожнини В – „на виході”.

За закритого ПТТ 1, коли тиск в гідросистемі привода $p_r < p_1$, виконавча ланка 3 переміщується вниз, стискаючи пружні елементи 5, які запасують певну потенціальну енергію. За час прямого ходу виконавчої ланки 3 відбувається зарядка циклового гідроаккумулятора 7 і внаслідок досягнення в гідросистемі привода рівня тиску $p_r \geq p_1$ відкривається ПТТ 1, порожнина А сполучається з напірною гідролінією і цикловим гідроаккумулятором 7, а порожнина В з'єднується зі зливною гідролінією. Гідроаккумулятор 7 розряджається через відкритий ПТТ 1 в порожнину А і ланка 3 здійснює імпульсний зворотний хід, амплітуда якого визначається сумарною подачею гідроаккумулятора та гідронасоса, потенціальною енергією пружинних елементів 5, сумарним опором пружин 4, силами тертя та технологічним зусиллям F_T . Підбором жорсткості пружин 4 та 5 та їх попередньої деформації в цьому приводі легко реалізувати віброударні режими з регульованою інтенсивністю, що суттєво розширює технологічні можливості ВМ. Недоліки розглянутих схем гідроімпульсних приводів є характерними і для схеми г).

Розширення номенклатури виробів з порошкових матеріалів та розробка нових матеріало- і енергозберігаючих технологічних проце-

сів, наприклад, таких як виготовлення виробів особливо складної форми і великих габаритів та маси методами гранульної металургії, поставили завдання створення нового покоління ВМ із гідроімпульсним приводом, виконавча ланка якого могла б здійснювати складно-просторове вібронавантаження об'єкта технологічного впливу, яке можна реалізувати за рахунок дво- або трикоординатного вібраційного переміщення цієї ланки.

Гвинтоподібний вібраційний рух виконавчої ланки 1 (вібростола) технологічної ВМ, схема якої показана на рисунку 1.2а [35], створюється з допомогою двох плунжерних гідроциліндрів лінійного 2 та кутового 3 переміщень вібростола 1. Плунжер 4 гідроциліндра 2 взаємодіє з виконавчою ланкою 1 через упорний підшипник 5 і напрямний стержень 6, який розміщується в осьовій розточці плунжера 4 і жорстко кріпиться до вібростола 1. Із плунжером 7 гідроциліндра 3 кутового переміщення, жорстко з'єднаним з гідроциліндром 2, вібростіл 1 зв'язаний через кривошипно-повзунний механізм, що складається з короткого шатуна 8 і пальця 9, нерухомо встановленого на відстані R від осі вібростола 1, утворюючи таким чином разом із вібростолом 1 кривошип. Палець 9 спрягається за ходовою посадкою з шарніром шатуна без осьової фіксації, що дозволяє йому вільно переміщуватись в шарнірі під час вертикального руху вібростола 1.

Зворотний рух плунжерів 4 та 7 забезпечується, відповідно, пружинами 10, встановленими в гвинтових стаканах, шарнірно зв'язаних із вібростолом 1 та станиною 11, і пружиною 12, розміщеною на штокові плунжера 7 в розточці корпусу гідроциліндра 3.

Імпульси тиску в порожнинах А та В гідроциліндрів 2 і 3 генеруються ГІТ 13, який приєднано до гідроциліндрів 2 та 3 за схемою „на виході”.

Незалежне регулювання попередньої деформації пружин 10 та 12 дозволяє синхронізувати роботу гідроциліндрів 2 і 3 без використання подільників потоку.

Малий об'єм напірної порожнини в розглянутому гідроімпульсному приводі обумовлює високу жорсткість його гідравлічної системи, що, в поєднанні з установкою ГІТ 13 за схемою „на виході”, дозволяє реалізувати високочастотні режими складно-просторового вібронавантаження об'єкта технологічного впливу. Керування роботою гідроциліндрів 2 та 3 одним дволінійним ГІТ 13 унеможливує незалежне регулювання параметрів лінійних і кутових вібрацій вібростола 1, що певною мірою обмежує технологічні можливості цього типу гідроімпульсного привода ВМ.

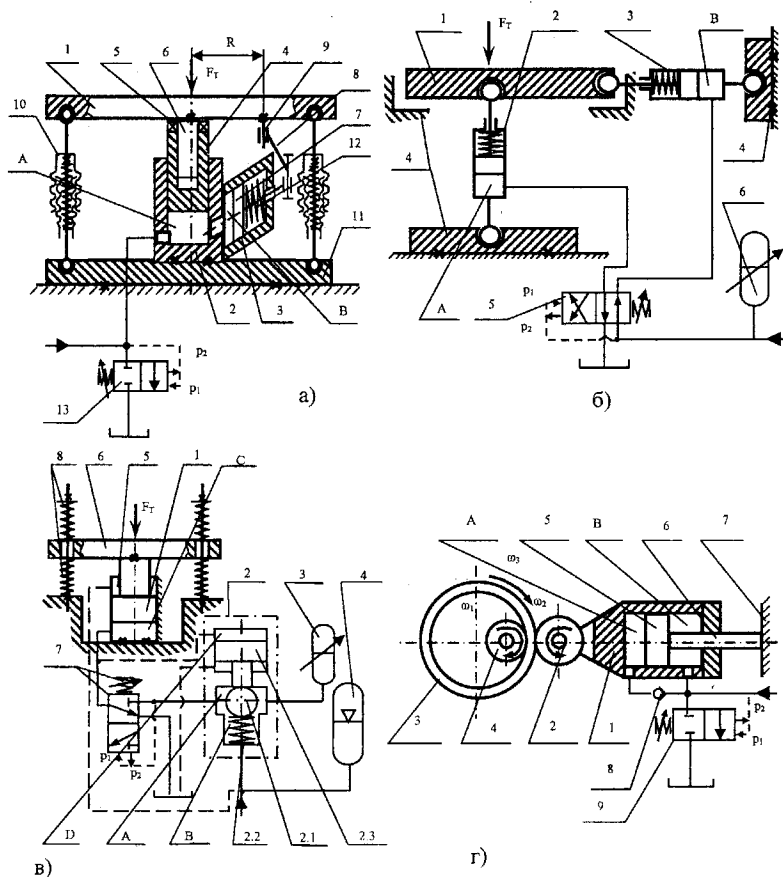


Рисунок 1.2 - Схеми гідроімпульсних ВМ: а) і б) – із складно-просторовим рухом виконавчої ланки; в) – із розвантаженням гідронасоса від дії змінного тиску; г) – пульсуючим технологічним зусиллям F_T

Використання для керування гідроімпульсними приводами ВМ та ВУМ багатолінійних ГІТ, що приєднуються до виконавчих гідродвигунів за схемою „комбінована”, суттєво розширює діапазон їх технологічних можливостей. Схема однієї з таких машин показана на рисунку 1.26 [36]. Вібростіл 1 приводиться в двокоординатний вібраційний рух від двох гідроциліндрів: вертикального 2 та горизонтального 3, підпружинені штоки яких шарнірно зв'язані з вібростолом 1, а корпуси через сферичні шарніри приєднані до станини 4. Імпульси тиску в порожнинах А вертикального 2 та В горизонтального 3 гідроцилінд-

рів створюються чотирилінійним ГТТ 5, встановленим по відношенню до гідроциліндрів за схемою „комбінована” (до порожнини А ГТТ 5 приєднується за схемою „на вході”, а до порожнини В – „на виході”).

Горизонтальні та вертикальні вібраційні переміщення вібростола 1 здійснюються із деяким фазовим зсувом; спочатку, коли ГТТ 5 закритий, заряджається цикловий гідроакумулятор 6 і під дією тиску $p_1 < p_2$ вібростіл здійснює прямий горизонтальний хід, а після спрацювання ГТТ 5 гідроакумулятор 6 розряджається в порожнину А і гідроциліндр 2 реалізує прямий вертикальний хід вібростола 1, під час якого підпружинений плунжер горизонтального гідроциліндра 3 повертається в початкове положення (зворотний хід). Сумування горизонтального і вертикального рухів вібростола 1 створюють складно-просторове вібронавантаження об'єкта технологічного впливу.

Науковою школою Р. Д. Ісковича-Лотоцького виконані дослідження і дослідно-конструкторські розробки технологічних ВМ із складно-просторовим режимом вібронавантаження технологічного об'єкта, робоча ланка яких може здійснювати трикоординатний рух з незалежним регулюванням його параметрів по кожній координаті [21,37]. За результатами цих досліджень отримані десятки авторських свідоцтв і патентів на винаходи та опубліковано багато статей в провідних наукових журналах України і СНД [38 – 43].

Спільним недоліком розглянутих гідроімпульсних приводів є навантаження імпульсами тиску гідронасоса гідросистеми привода та контрольно-розподільної апаратури, що входить до його складу. Інтенсивний схемний пошук шляхів розв'язання цієї проблеми привів до створення гідроімпульсних приводів ВМ із розвантаженням гідронасоса від дії змінного тиску зі значним перепадом тиску, що дозволяє збільшити ресурс привода, а також розширити типаж гідронасосів, придатних до тривалої роботи в умовах пульсуючого тиску високої інтенсивності. Наприклад, плунжерні гідронасоси (аксіальні, радіальні та ексцентрикові) через наявність всмоктувальних і нагнітальних клапанів тривалий час стабільно працювати в режимі пульсуючого тиску не можуть (найбільш придатні для таких умов шестеренні гідронасоси), а оснащення гідроімпульсного привода пристроями захисту цього типу насосів від дії змінного тиску створює сприятливі умови для їх нормального функціонування, що суттєво розширює технічні можливості гідроімпульсного привода.

Принципова схема гідроімпульсної ВМ із розвантаженням гідронасоса від дії змінного тиску, зображена на рисунку 1.2в [44]. На виході ГТТ 1 встановлений спеціальний керований зворотний клапан 2, який складається з кулькового клапана 2.1, навантаженого з боку сидла пружиною 2.2, що контактує зі штоком ступінчастого поршня 2.3. По-

порожнина А кулькового клапана 2.1 сполучає вхід ГТТ 1 з цикловим гідроаккумулятором 3, а сідлова порожнина зворотного керованого клапана 2 з'єднана з напірною гідролінією і багатоцикловим гідроаккумулятором 4, наприклад, газогідравлічним.

ГТТ 1 приєднується до диференціального поршневого гідроциліндра 5 за схемою „на вході”, шток якого жорстко кріпиться до виконавчої ланки 6 ВМ, пружно встановленої відносно станини 7 через пружини 8. Поршнева порожнина С гідроциліндра 5 постійно з'єднана з керівною гідролінією ГТТ 1 і поршневою порожниною D зворотного керованого клапана 2, а штокова порожнина Е гідроциліндра 5 – із напірною гідролінією і багатоцикловим гідроаккумулятором 4.

Коли тиск в гідросистемі привода $p_r < p_1$, ГТТ 1 закритий, а кульковий клапан 2.1 відкритий і виконавча ланка 6 під дією тиску в порожнині Е на поршень гідроциліндра 5 знаходиться в нижньому положенні. В цей момент відбувається зарядка циклового 3 і багатоциклового 4 гідроаккумуляторів. Збільшенні тиску до величини $p_r \geq p_1$ спричиняє відкриття ГТТ 1, внаслідок чого цикловий гідроаккумулятор 3 через порожнину А і відкритий ГТТ 1 з'єднується з поршневими порожнинами С гідроциліндра 5 та D керованого зворотного клапана 2. Ступінчастий поршень 2.3 клапана 2 під дією тиску з боку порожнини D переміщується і притискає кульковий клапан 2.1 до сідла та відсікає порожнину А від порожнини В, постійно зв'язану з напірною гідролінією і багатоцикловим гідроаккумулятором 4. Цикловий гідроаккумулятор 3 розряджається в порожнину С через відкритий ГТТ 1, що спричиняє прямий хід поршня гідроциліндра 5 під дією сили $F = p_1 f_n - p_1 (f_n - f_{ш}) = p_1 f_{ш}$ (тут f_n і $f_{ш}$ – відповідно, площі поперечного перерізу поршня і штока гідроциліндра 5). Внаслідок зменшення тиску в порожнинах А, С і D до рівня $p_r \leq p_2$ ГТТ 1 закривається, порожнини С та D сполучаються із зливною гідролінією, кульковий клапан 2.1 під дією сили пружини 2.2 і тиску енергоносія в порожнині В відкривається та з'єднує напірну гідролінію і багатоцикловий гідроаккумулятор 4 з цикловим гідроаккумулятором 3. Виконавча ланка 6 під дією технологічного зусилля F_1 , сили її ваги та тиску рідини в порожнині Е повертається у початкове положення. Далі цикл повторюється. За час прямого ходу виконавчої ланки 6 відбувається підзарядка багатоциклового гідроаккумулятора 4, а в напірній гідролінії підтримується постійний тиск енергоносія на рівні $p_r \geq p_1$.

Гідроімпульсний привід знаходить застосування в ВМ, виконавча ланка яких за фізичним змістом технологічного процесу, що реалізується на цих машинах, повинна здійснювати малі переміщення за цикл, порядку десятих або навіть сотих міліметра. Вібраційне наван-

таження в цьому випадку в більшій мірі характеризується не частотою і амплітудою вібраційного переміщення виконавчої ланки машини, а частотою пульсації технологічного зусилля F_T в межах від $F_{T\max}$ до $F_{T\min}$. Одним із таких технологічних процесів є вібраційне розкочування кілець підшипників кочення, яке відноситься до безвідходних технологій, що дозволяють виконувати розмірну обробку кілець підшипників і економити дорогі шарикопідшипникові та леговані сталі. Принципова схема гідроімпульсного привода одного із можливих варіантів ВМ для здійснення процесу вібраційного розкочування кілець підшипників, представлена на рисунку 1.2г [45 – 47].

Виконавча ланка ВМ виконана у вигляді спеціального гідроциліндра, що складається з корпусу 1, на одному з торців якого встановлений деформуючий ролик 2, що притискає заготовку 3 кільця підшипника до розкатника 4, який обертається з постійною кутовою швидкістю ω_1 . В корпусі 1 гідроциліндра розміщується поршень 5, шток 6 якого нерухомо кріпиться на станині 7 ВМ. Поршнева А і штокова В порожнини гідроциліндра сполучені, відповідно, через зворотний клапан 8 і безпосередньо із напірною гідролінією гідросистеми привода, до якої за схемою „на виході” приєднано ГІТ 9.

Технологічне зусилля F_T пластичної деформації заготовки 3 створюється диференціальною дією гідроциліндра, що притискає заготовку 3 за допомогою деформуючого ролика 2 до розкатника 4, обертання якого внаслідок фрикційного контакту приводить в обертальний рух заготовку 3 і ролик 2 з кутовими швидкостями, відповідно, ω_2 та ω_3 , які визначаються передаточними відношеннями від розкатника 4 до заготовки 3, а від неї до ролика 2, крім того кутові швидкості ω_2 та ω_3 також залежать від пружного проковзування між розкатником 4, заготовкою 3 і роликом 2. За закритого ГІТ 9

$$F_{T\min} = p_r f_n - p_r (f_n - f_w) = p_r f_w, \quad (1.4)$$

де $p_r \leq p_1$ – тиск енергоносія в порожнинах А та В гідроциліндра; f_n, f_w – відповідно, площі поперечного перерізу поршня 5 та штока 6 гідроциліндра. В момент спрацювання ГІТ 9 порожнина В сполучається зі зливною гідролінією і тиск енергоносія в порожнині зменшується до $p_r \leq p_2$, в той же час завдяки зворотному клапану 8, тиск рідини в порожнині А залишається на рівні $p_r \geq p_1$, що спричиняє зростання технологічного зусилля до рівня

$$F_{T\max} = p_1 f_n - p_2 (f_n - f_m) = f_n (p_1 - p_2) + p_2 f_m = p_1 \left[f_n - (f_n - f_m) \frac{f_1}{f_2} \right], \quad (1.5)$$

де враховано, що $p_2 \approx p_1 f_1 / f_2$ [20, 22, 28]; f_1 та f_2 ($f_1 < f_2$) – відповідно, площі поперечного перерізу запірного елемента ГІТ 9, які визначають тиски p_1 та p_2 [20, 22, 48].

Як показали експериментальні дослідження такого типу ВМ, коливання технологічного зусилля F_T з високою частотою суттєво підвищують ефективність і якість розкочування кілець підшипників [49, 50].

Технічні характеристики всіх розглянутих типів гідроімпульсних приводів ВМ та ВУМ визначаються схемним рішенням конструкції привода, конструктивною досконалістю гідроарматури та контрольно-розподільної апаратури і, в першу чергу, ГІТ, який є найбільш важливим вузлом привода, що генерує імпульси тиску в порожнинах виконавчих гідродвигунів ВМ та ВУМ.

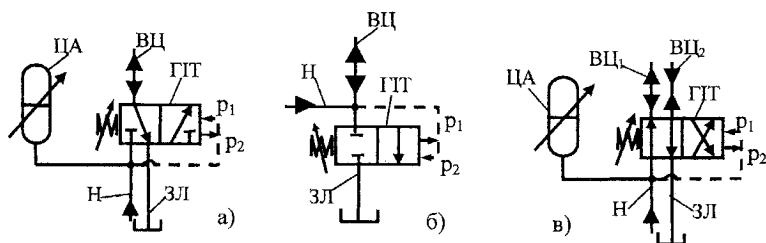
2 ГЕНЕРАТОРИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ В РІДИНІ – ОСНОВНИЙ ВИД АПАРАТУРИ КЕРУВАННЯ В СИСТЕМІ ГІДРОІМПУЛЬСНИХ ПРИВОДІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРИНИХ МАШИН

2.1 Основні тенденції створення генераторів імпульсів тиску – спеціальної апаратури керування гідроімпульсним приводом технологічних машин

З моменту розробки перших принципових схем гідроімпульсного привода запропоновано декілька класифікацій ГТТ [20, 27, 28, 48, 52], які є основним видом спеціальної гідроапаратури керування цим типом привода, оскільки саме ГТТ формується робочий цикл гідроімпульсних ВМ.

В технічній літературі ГТТ відомі ще під назвами „клапан-пульсатор” [22] та „гідроімпульсний вібробуджувач” [20, 27]. На наш погляд ця остання назва більше відображає суть гідроімпульсного привода, в якому ГТТ є лише однією із основних ланок.

Класифікація ГТТ [28, 48, 52], в якій за головну ознаку взято схему приєднання генератора до виконавчого гідродвигуна, є найбільш досконалою, яка дозволяє чітко окреслити області застосування ГТТ та їх функціональні і технічні можливості. ГТТ за цією ознакою поділяються на три класи „на вході”, „на виході” та „комбінована”. Схематично при використанні умовних стандартних зображень гідро-розподільників за ГОСТ 2.781–68 основні класи ГТТ (без вказівки на кількість каскадів), зображені на рисунку 2.1.



ЦА – цикловий гідроаккумулятор; ГТТ – генератор імпульсів тиску; Н – гідролінія, постійно з’єднана з гідронасосом привода; ЗЛ – зливна гідролінія; ВЦ (ВЦ₁ та ВЦ₂) – гідролінія / гідролінії, з’єднані з виконавчим / виконавчими гідродвигунами ВМ; p_1 та p_2 – відповідно, тиск „відкриття” та „закриття” ГТТ.

Рисунок 2.1 – Умовні схеми ГТТ: а) – „на вході”, б) – „на виході” та в) – „комбінована”

ГПТ за схемою сполучення з виконавчим гідродвигуном „комбінована” може керувати рухом одного поршневого гідродвигуна з робочими поршневою і штоковою порожнинами, або двома плунжерними гідродвигунами, в цьому випадку гідролінія ВЦ₁ ГПТ (див. рисунок 2.1в) приєднується до гідродвигуна (або до однієї з його порожнин) за схемою „на виході”, а гідролінія ВЦ₂ – „на вході”.

Іншими важливими ознаками класифікації ГПТ є каскадність та спосіб герметизації запірно-розподільних ланок (елементів) ГПТ. В залежності від величини потоку робочої рідини, ГПТ поділяються на однокаскадні, двокаскадні та багатокаскадні, крім того однокаскадні ГПТ часто використовуються як перший каскад (сервопривод) багатокаскадних ГПТ. За способом герметизації запірно-розподільних ланок ГПТ діляться на золотникові, клапанні та клапанно-золотникові, які поєднують елементи герметизації за рахунок золотникового перекриття та притертих кромок (фасок) запірних ланок, що взаємодіють із сідлом, виконаним як окрема деталь ГПТ або утвореним в його корпусі. Однокаскадні ГПТ можуть бути прямої дії та диференціальні. Конструктивні схеми однокаскадних ГПТ, які характеризують описані ознаки класифікації, представлені на рисунку 2.2а, б, в, г [21 – 23]. Конструктивно найпростішими є золотниковий (схема а)) та кульковий (схема б)) однокаскадні ГПТ прямої дії, виконані за схемою приєднання до гідродвигуна чи другого каскаду „на виході”. Ці ГПТ складаються із запірно-розподільної ланки 1 (золотник або кулька чи клапан), навантаженої пружиною 2, попередня деформація якої може регулюватись гвинтом 3. Напірна порожнина А приєднується безпосередньо до гідронасоса та гідродвигуна. Проміжна порожнина В відділяється від напірної порожнини А додатним золотниковим перекриттям h_{n_1} (схема а)) або контактом запірного елемента ланки 1 по кромці сідла (схема б)), а від зливної порожнини С додатним перекриттям h_{n_2} чи h_n для схеми б), причому для схеми а) $h_{n_2} > h_{n_1}$.

Запірні елементи розподільних ланок 1 конструктивно виконані таким чином, що у вихідному положенні утворюють дві площі герметизації f_1 та f_2 , а $f_2 > f_1$. Тиск „відкриття” ГПТ визначається площею f_1 [20, 22, 27, 48]:

$$p_1 \geq k y_{01} / f_1, \quad (2.1)$$

а тиск „закриття” – площею f_2 :

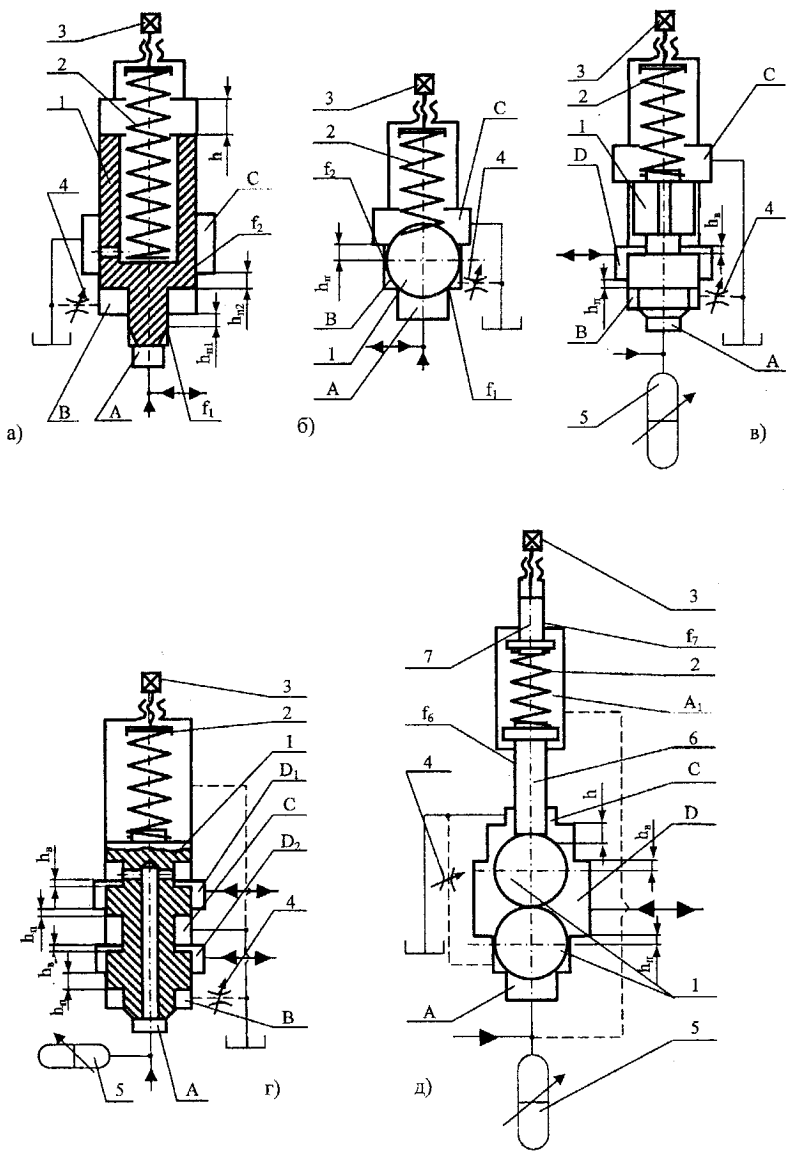


Рисунок 2.2 – Конструктивні схеми однокаскадних ГПТ

$$p_2 \leq k(y_{o1} + h)/f_2, \quad (2.2)$$

де k, y_{o1} – відповідно, жорсткість та попередня деформація пружини 2; $h = (h_{n2} - h_{n1}) + h_b$ (для схеми б) $h = h_n + h_b$ – хід запірно-розподільної ланки 1; h_b – від’ємне перекриття ланки 1 для повністю відкритого ГПТ.

Виділенням з формули (2.1) добутку $k \cdot y_{o1}$ і врахуванням знайденого виразу в залежності (1.7), установлюється зв’язок між тисками p_1 та p_2 [48]

$$p_2 \leq p_1 f_1 / f_2 + kh / f_2. \quad (2.3)$$

Оскільки $f_1 < f_2$, а член kh/f_2 через малу величину ходу h незначний, то $p_1 > p_2$ і таким чином внаслідок відкривання і закривання ГПТ в робочій порожнині гідродвигуна формуються імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$. Зміна геометричного параметра – площі поперечного перерізу запірно-розподільної ланки 1 ГПТ, на яку діє тиск енергоносія під час прямого і зворотного ходів ланки 1, дозволяє віднести розглядувані ГПТ до генераторів параметричного типу, а постійне джерело енергії – гідронасос постійної подачі, вказує на наявність ознак автоколивального збудження імпульсів тиску, необхідний додатний зворотний зв’язок для якого формується залежністю (2.3) між p_1 та p_2 .

Елементарний аналіз формули (2.3) показує, що чим більше f_2 в порівнянні з f_1 , тим більше Δp і нижча верхня межа частоти проходження імпульсів тиску і навпаки, що підтверджується експериментальними дослідженнями [20, 31, 53]. Регулювати частоту проходження імпульсів тиску можна зміною подачі гідронасоса привода, наприклад, відведенням частини потоку через регулятор витрати в зливну гідролінію, або використовуючи гідронасоси змінної подачі. Це впливає з відомої залежності для часу t_n зростання тиску в гідросистемі [54,55]:

$$t_n = \Delta p W_o / (k Q_n), \quad (2.4)$$

де W_o, k, Q_n – відповідно, об’єм напірної порожнини гідросистеми привода, зведений модуль пружності гідросистеми та подача гідронасоса.

Час t_n є тривалістю переднього фронту імпульсу тиску – складова частина періоду зміни тиску в робочій порожнині виконавчого гі-

гидродвигуна. Тривалість заднього фронту t_3 імпульсу визначається швидкістю зворотного ходу рухомої ланки гідродвигуна та гідравлічними опорами відкритого ГТГ і зливної гідролінії і, зазвичай, $t_3 < t_n$.

Внаслідок інерційності запірно-розподільної ланки 1 та потоку енергоносія, особливо за значного W_0 , тиск в момент закриття ГТГ $p_r < p_2$ може бути навіть рівним тиску $p_{зл}$ в зливній гідролінії, що обумовлює появу площадки рівного тиску $p_r \approx p_{зл}$ між імпульсами тиску [31, 53, 56]. Це явище характерне для ГТГ, що працюють в низько-частотному діапазоні генерування імпульсів тиску $\nu = 2 \dots 20$ Гц, а у високочастотних режимах роботи ГТГ ($\nu > 80$ Гц) площадка рівного тиску під час закриття ГТГ практично відсутня [56]. Дросель 4 оптимізує процес закриття ланки 1 в кінці її зворотного ходу.

Запірно-розподільні ланки 1 однокаскадних ГТГ за схемами приєднання до виконавчого гідродвигуна „на вході” (схема в)) та „комбінована” (схема г)) мають комбіновані золотниково-клапанні елементи герметизації та додаткові робочі кромки розподілення потоку і порожнини приєднання виконавчого D (виконавчих D_1 та D_2 для схеми г)) гідродвигуна, а також в їх напірну гідролінію, якщо ці ГТГ використовуються як автономні апарати, обов’язково вмикається цикловий гідроакумулятор 5. Ці ГТГ в режимі схеми „на вході” формують в робочих порожнинах гідродвигунів D та D_2 імпульси тиску з малою тривалістю переднього t_n та заднього t_3 фронтів і амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, причому $t_n \approx t_3$ [56].

Однокаскадні ГТГ прямої дії за прийнятних розмірів можуть керувати відносно невеликими потоками енергоносія, що обмежує їх безпосереднє використання для керування гідроімпульсними приводами потужних ВМ. Розширити можливості однокаскадних ГТГ можна за рахунок виконання їх за диференціальними схемами, одна з яких зображена на рисунку 2.2д [44].

Запірно-розподільний елемент 1 виконано у вигляді двох кулькових клапанів, який у початковому положенні притискається до кромки сідла з боку порожнини А через плунжер 6 пружиною 2 і тиском рідини на площу f_6 поперечного перерізу плунжера 6 з боку порожнини A_1 , що з’єднана з порожниною А. Таке виконання ГТГ дозволяє зменшити зусилля і габарити пружини 2, яка визначає рівень тиску „відкриття” $p_1 \geq k_{y_{01}} / (f_1 - f_6)$. Попередня деформація y_{01} пружини 2 регулюється гвинтом 3 через герметично ущільнений плунжер 7, площа поперечного перерізу f_7 якого вибирається такою, щоб зусилля на гвинті 3 дозволяло регулювання тиску p_1 під час роботи ГТГ. Застосування для однокаскадних ГТГ диференціальної схеми навантаження

запірно-розподільної ланки 1 розширює діапазон їх умовних проходів і пропускну здатність, але ускладнює конструкцію, погіршує регулювання тиску відкриття і збільшує внутрішні перетікання енергоносія, що обумовлює під час конструювання і виготовлення ГТ більш високі вимоги до точності його деталей та їх спражень.

Для керування великими потоками енергоносія, які характерні для гідроімпульсних приводів потужних ВМ, більш доцільно використовувати дво- і багатокаскадні ГТ, перший каскад яких може вбудовуватись в другий, або бути автономним вузлом, наприклад однокаскадним ГТ, як правило, прямої дії [27, 28, 52, 57 – 59].

В патентній та технічній літературі описано багато конструкцій двокаскадних ГТ, пріоритет в створенні яких належить Вінницькій науковій школі гідроімпульсного привода. Різноманіття конструкцій двокаскадних ГТ можна розділити на окремі групи, що мають спільні ознаки: із золотниковим або клапанним першим каскадом (сервоприводом) 2 у вигляді однокаскадного ГТ прямої дії, який сполучається з другим каскадом за схемою „на виході” (рисунок 2.3а, б) [27, 60, 61]; із сервоприводом 2 – ГТ прямої дії зі схемою приєднання до золотникового або клапанного другого каскаду 1 „на вході” і схемою підключення другого каскаду – „на виході” (рисунок 2.3б, г) [62, 63]; з вбудованим першим каскадом 2 в другий золотниковий 1, який можна приєднувати до виконавчого гідродвигуна в залежності від кількості робочих кромek золотника і відповідної організації внутрішніх комунікацій за різними схемами: „на виході” [27, 52] (рисунок 2.3д), „на вході” чи „комбінована”. В момент спрацювання сервопривода 2, в ГТ, виконаних за схемами а) та б), відкриття другого каскаду спричиняє перепад тиску між порожнинами А та В (керівна порожнина), які з’єднані між собою регульованим дроселем 3, що дозволяє регулювати при постійній подачі гідронасоса швидкість прямого ходу запірної ланки другого каскаду 1, а також впливає на час закриття другого каскаду 1 під час повернення запірно-розподільної ланки сервопривода 2 в початкове положення. Вплив дроселя 3 на відкриття і закриття другого каскаду 1 має різний характер: великий перепад тиску між порожнинами А та В (малий прохідний переріз дроселя 3) збільшує швидкість відкриття другого каскаду 1, але малий прохідний переріз дроселя 3 затягує процес закриття цього каскаду, тому ГТ такого типу мають малу верхню межу частоти проходження імпульсів тиску v_{\max} . Максимальна частота імпульсів тиску в ГТ з клапанним другим каскадом (див. рисунок 2.3б) дещо вища ніж у золотникового (схема а)), оскільки під час відкриття другого каскаду 1 відсутні втрати часу на проходження додатного золотникового перекриття $h_{\text{п}}$ і хід клапана $h_{\text{к}}$ менший від ходу золотника $h_3 = h_{\text{п}} + h_{\text{в}}$ ($h_{\text{в}}$ – необхідне від’ємне пе-

рекриття золотника). Жорсткість пружини 4 в схемах ГПТ а) та б) вибирається з умов забезпечення оптимального перепаду тиску між порожнинами А і В та швидкості зворотного ходу запірних ланок 1.

Конструкції ГПТ за схемами в) та г) більш досконалі в порівнянні з розглянутими схемами а) і б). Відкриття запірної ланки 1 в цих ГПТ здійснюється штовхачем 5, один торець якого взаємодіє з другим каскадом 1, а між іншим і розточкою корпусу ГПТ (умовно не показаний) утворена керівна порожнина В малого об'єму, з'єднана з керівною порожниною сервопривода 2 (порожнина D, однокаскадного ГПТ, див. рисунок 2.2в) коротким гідроканалом в корпусах другого каскаду і сервопривода, який генерує в порожнині В імпульси тиску, що спричиняють вимушені коливання запірної ланки другого каскаду 1.

Певною мірою швидкість прямого ходу запірної ланки другого каскаду 1 можна регулювати величиною зусилля пружини 4, а швидкість зворотного ходу цієї ланки плавно регулюється дроселем 3, що забезпечує широкий діапазон частот проходження імпульсів тиску [56]. Перевагою ГПТ за схемами в) та г) є також розвантаженість торців запірної ланки другого каскаду 1 від дії високого тиску, а також можливість організації простими конструктивними засобами гальмування запірної ланки 1 в крайніх її положеннях, з метою зменшення ударної взаємодії в кінці прямого і зворотного ходів.

В двокаскадному ГПТ (див. рисунок 2.3д) перший каскад утворений осьовим каналом „а” в золотникові 1 другого каскаду і кулькою 2. Канал „а” перекривається по площі f_1 кулькою 2, розміщеною в розточці корпусу ГПТ (умовно не показаний) таким чином, що лінія торкання кульки 2 і розточки корпусу нижче кромки розточки, що переходить в розточку більшого діаметра, в якій розташований золотник 1. Порожнина D між торцем золотника 1 і кулькою 2 є керівною, а проміжна порожнина В сполучається із зливною С регульованим дроселем 3, що оптимізує режим закриття другого каскаду ГПТ.

Пружина 4, що навантажує золотник 1, забезпечує його зворотний хід і регулювання тиску „відкриття” ГПТ.

Основна перевага такої конструкції – компактність, але для керування значними потоками енергоносія ГПТ із вбудованим сервоприводом малоприсадибний, оскільки при збільшенні діаметра золотника 1, щоб забезпечити потрібний умовний прохід, неприпустимо зростають зусилля пружини 4, її діаметральні розміри і габарити ГПТ в цілому, а також ударна взаємодія з кулькою 2 золотника 1 в момент завершення його зворотного ходу. Це приводить до швидкого зношування герметизуючого пояса по колу отвору „а” в золотникові 1, крім того регулювання частоти проходження імпульсів тиску можливе лише за рахунок зміни подачі гідронасоса, що не завжди доцільно.

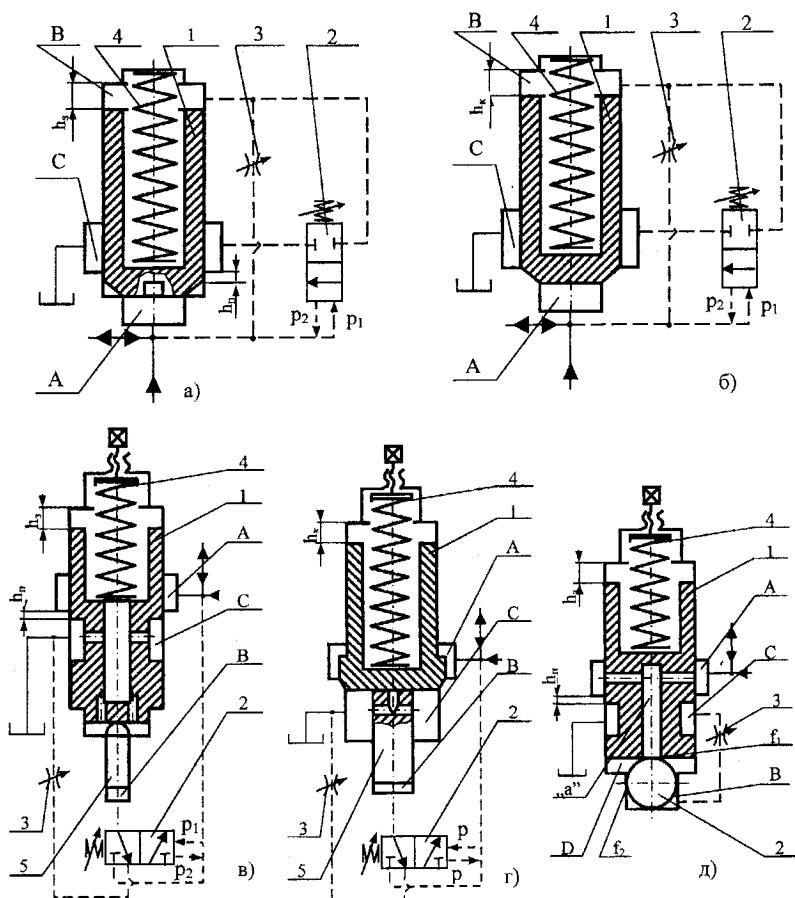


Рисунок 2.3 – Конструктивні схеми двокаскадних ГТ, виконаних за схемою приєднання до гідродвигуна „на виході”

Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх та ін., використовуючи як базову схему в), розробили конструкції двокаскадних ГТ, які реалізують схеми приєднання до виконавчих двигунів „на вході”, „комбінована” та „подвійна комбінована” [28,52], і запропонували ще одну ознаку класифікації ГТ – по числу гідроліній, якими ГТ з’єднуються з іншими гідроагрегатами.

Застосовуючи цю ознаку до розглядуваних ГТ, їх можна ділити на дво-, три-, чотири-, та багатолінійні, наприклад, ГТ за схемою „на

виході” – дволінійні, „на вході” – трилінійні, „комбінована” – чотирилінійні та „подвійна комбінована” – шестилінійні.

Конструктивні схеми три-, чотири- та шестилінійного ГПТ із золотниковим другим каскадом представлені на рисунку 2.4а, б, в [28, 64, 65].

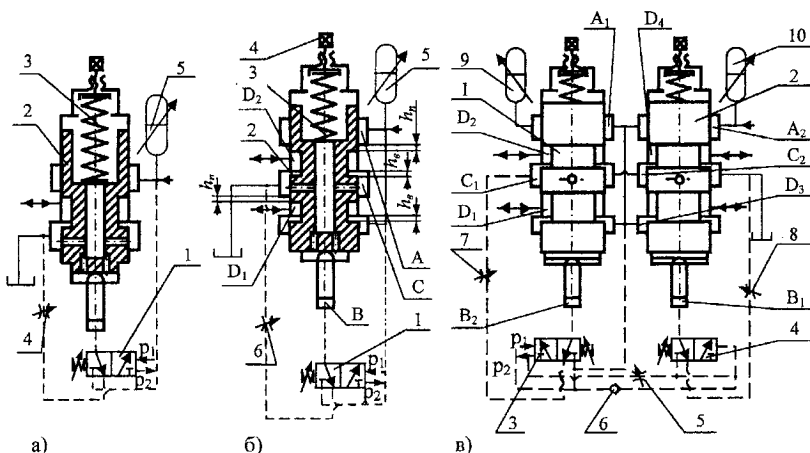


Рисунок 2.4 – Конструктивні схеми багатолінійних двокаскадних ГПТ

Трилінійний ГПТ (схема а)), що складається із сервопривода 1, золотникового другого каскаду 2, навантаженого пружиною 3, та дроселя 4 – регулятора частоти проходження імпульсів тиску, завдяки наявності в напірній гідролінії циклового гідроаккумулятора 5 аналогічно трилінійному однокаскадному (див. рисунок 2.2в) генерує в робочій порожнині виконавчого гідродвигуна пікоподібні імпульси тиску малої тривалості і високої інтенсивності, що є вирішальним фактором для ефективної реалізації деяких технологічних процесів, наприклад вібропресування виробів складної форми і великих габаритів із тугоплавких порошкових матеріалів [34, 66].

Для оцінки інтенсивності I_p імпульсу тиску можна рекомендувати залежність

$$I_p = \Delta p / t_{\text{имп}}. \quad (2.5)$$

де $\Delta p = p_1 - p_2$; $t_{\text{имп}}$ – тривалість імпульсу тиску.

Дослідження і експлуатація експериментальних зразків гідроімпульсних ВМ із складним вібраційним рухом виконавчої ланки, показали, що керування їх приводом за допомогою дво- та трилінійних ГПТ

не завжди достатньо ефективне [42, 56]. Більш доцільними для керування приводом таких машин є багатолінійні ГТТ, наприклад чотирилінійний (схема б)) та шестилінійний (схема в)). Чотирилінійний ГТТ може керувати роботою двох плунжерних виконавчих гідроциліндрів (або одним поршневим), які приєднуються до робочих порожнин ГТТ, відповідно, D_1 за схемою „на виході”, а до D_2 – „на вході”. У випадку поршневого гідроциліндра, порожнини D_1 та D_2 , зазвичай, сполучаються із штоковою і поршневою порожнинами гідроциліндра. Сервопривод 1 – трилінійний однокаскадний ГТТ такого ж типу, що використовується в дволінійних двокаскадних ГТТ (див. рисунок 2.3в, г), виконаний за конструктивною схемою, зображеною на рисунку 2.2в. Золотник 2 другого каскаду має чотири робочі кромки, які у вихідному положенні утворюють з розточками в корпусі (гільзі) другого каскаду однакові додатні $h_{\text{п}}$ та від’ємні $h_{\text{в}}$ перекриття. Пружина 3 навантаження золотника 1 оснащена гвинтовим регулятором 4 її попередньої деформації. Цикловий гідроакумулятор 5 вмикається в напірну порожнину А, а частота проходження імпульсів тиску регулюється дроселем 6.

В приводі гідроімпульсної ВМ, керованої чотирилінійним ГТТ, робочі ходи виконавчих гідродвигунів здійснюються із зсувом за фазою

$$t_{\phi} \approx p_1 W_{\Sigma} / (Q_{\text{н}} \kappa), \quad (2.6)$$

де $W_{\Sigma} = W_0 + W_a + f_{\text{д1}} H_{\text{д1}}$ – сумарний об’єм, що складається із об’ємів напірної порожнини W_0 гідросистеми привода, циклового гідроакумулятора W_a і об’єму рідини який визначається ходом $H_{\text{д1}}$ плунжера гідроциліндра, приєданого до порожнини D_1 ГТТ, а $f_{\text{д1}}$ – площа поперечного перерізу цього плунжера.

Шестилінійний ГТТ (схема в)) призначений для керування гідроімпульсним приводом ВМ із особливо складним режимом вібронантаження об’єкта технологічного впливу, наприклад, вібропрес-молота, складний рух вібростола якого доповнюється вібраційним переміщенням траверси, що навантажує технологічний об’єкт. Такі ВМ мають, зазвичай, чотири плунжерних або два поршневих гідродвигуни.

Другий каскад шестилінійного ГТТ складається з двох однакових чотирикромкових золотників 1 та 2, ідентичних золотникові чотирилінійного ГТТ (див. рисунок 2.4б), рухом яких керує сервопривод, утворений двома трилінійними однокаскадними ГТТ 3 та 4, допоміжні гідролінії яких зв’язані між собою через регульований дросель 5 та зворотний клапан 6. Конструктивно ГТТ 3 та 4 будуються за схемою три-

лінійного однокаскадного ГТТ, наведеного на рисунку 2.2в.

Золотники 1 і 2 другого каскаду працюють із невеликим зсувом за фазою, величина якого регулюється дроселем 5, а частота проходження імпульсів тиску – дроселями 7 та 8, причому в певному діапазоні незалежно для кожної пари гідродвигунів.

Дво- (див. рисунок 2.3в, г) та багатолінійні (див. рисунок 2.4а, б, в) ГТТ, з метою розширення діапазону регулювання частоти проходження, можуть оснащуватись додатковим блоком, названим авторами [28] модулем тонкого налагодження (рисунок 2.5), утвореного із паралельно з'єднаних дроселя 1 та зворотного клапана 2. Модуль тонкого налагодження встановлюється між керівними порожнинами сервопривода 3 і В другого каскаду 4 ГТТ. Якщо дросель 5 регулятора частоти проходження імпульсів тиску регулює швидкість зворотного руху запірно-розподільної ланки другого каскаду 4, то дросель 1 змінює в певному діапазоні швидкість прямого ходу цієї ланки, що збільшує діапазон і підвищує точність регулювання.

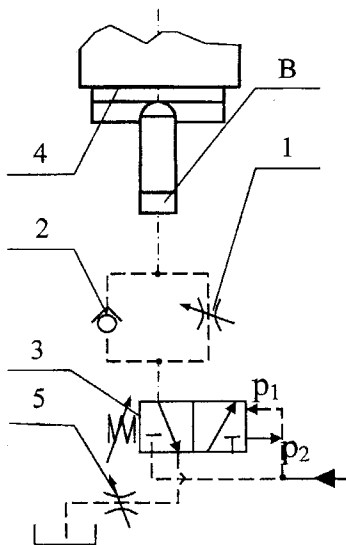


Рисунок 2.5 – Схема установки в системі ГТТ модуля тонкого налагодження

Узагальнюючи існуючі тенденції розвитку і використання ГТТ в різних типах приводів технологічних ВМ та ВУМ, можна відмітити:

– керування гідроімпульсним приводом ВМ, як правило, здійснюється за допомогою дволінійних ГТТ, приєднаних до виконавчого гідродвигуна машини за схемою „на виході” або – трилінійних зі схе-

мою „на вході”, а ВМ або ВУМ із складно–просторовою схемою вібронавантаження об’єкта технологічного впливу – багатолінійних, які підключаються до виконавчих гідродвигунів технологічної машини за схемою „комбінована”;

– однокаскадні ГТТ доцільно використовувати для керування гідроімпульсними приводами малопотужних ВМ і як сервоприводи (перші каскади) дво- та багатокаскадних ГТТ;

– ГТТ золотникового типу в порівнянні з клапанними мають більшу довговічність, за допомогою золотникових запірних елементів каскадів схемно і конструктивно простіше реалізується принцип багатолінійності, але золотникові ГТТ є менш швидкодійними через наявність додатного перекриття золотника другого каскаду, до точності спряження якого з гільзою (або розточкою корпусу) для забезпечення потрібної герметичності ставляться підвищенні вимоги (конструктивний радіальний зазор 12,5–20 мкм для діаметра золотника 25–50 мм);

– з метою підвищення швидкодійності ГТТ, запірні елементи їх основних каскадів доцільно виконувати у вигляді клапанів із розвиненими площами поперечного перерізу керівних (перемикаючих) поверхонь і чітко обмеженими ходами;

– як сервоприводи швидкодійних ГТТ слід використовувати однокаскадні ГТТ за схемами приєднання „на вході” і „комбінована” та мінімально допустимим співвідношенням f_1 / f_2 площ перерізу запірних елементів, що визначають тиск „відкриття” (p_1) і „закриття” (p_2) ГТТ.

2.2 Стан теорії та методів розрахунку генераторів імпульсів тиску

ГТТ є складовою частиною гідроімпульсного привода ВМ чи ВУМ, що обумовлює тісний взаємозв’язок динаміки генератора та інших вузлів привода – гідродвигуна, виконавчої ланки і станини ВМ або ВУМ, контрольно-розподільної апаратури, допоміжних вузлів тощо. З врахуванням цього взаємозв’язку теорія та методика розрахунку ГТТ подається в контексті теорії гідроімпульсного привода конкретної схеми ВМ, математичні моделі яких будуються на основі динамічних моделей і структурно-розрахункових схем цих машин [67]. Динамічні та математичні моделі ГТТ є частиною моделей привода машини. Математична модель ГТТ, зазвичай, представляється у вигляді диференціальних рівнянь руху запірно-розподільних елементів його каскадів і рівнянь витрат енергоносія, що розподіляється ГТТ протягом робочого циклу [68 – 71]. З метою спрощення математичних моделей гідроімпу-

льсного привода інколи динамічними процесами в ГТГ нехтують, вважаючи спрацювання ГТГ миттєвим („релейним”), що, на наш погляд, не дозволяє адекватно описувати динаміку привода і є причиною значних розходжень між результатами теоретичних і експериментальних досліджень привода ВМ, оскільки форма і характеристики імпульсу тиску визначаються динамічними процесами в ГТГ та його конструктивними особливостями.

В традиційно побудованих математичних моделях ГТГ диференціальні рівняння руху запірно-розподільних елементів каскадів є алгебраїчною сумою сил інерції, руху, позиційних (сили ваги і пружних елементів) та тертя (сухого і в'язкого). Для однозначності розв'язку системи диференціальних рівнянь руху запірно-розподільних елементів ГТГ до неї додається система рівнянь витрат енергоносія через відповідні прохідні перерізи ГТГ, яка, як правило, складається з диференціального рівняння першого порядку, що описує закон наростання тиску в системі ГТГ, та рівнянь балансу витрат між порожнинами гідроімпульсного привода в процесі здійснення робочого циклу. Також математична модель містить в умовах однозначності певні обмеження для змін тиску енергоносія, ходів та швидкостей запірно-розподільних елементів ГТГ тощо.

Спрощені математичні моделі описують цикл роботи ГТГ як одноактний процес, без виділення окремих фаз [20, 67, 68, 69], що, на наш погляд, не дозволяє адекватно відобразити динаміку гідроімпульсного привода і створити коректні методики проектного розрахунку ГТГ.

Математичні моделі гідроімпульсного привода, побудовані на основі детального поетапного аналізу робочого циклу привода [56, 71 – 74] є більш коректними, а методики інженерного розрахунку, розроблені на базі цих моделей, дозволяють визначити конструктивні, енергетичні та силові параметри ГТГ і привода, які точніше збігаються із експериментально встановленими за однакових із заданими під час моделювання початкових умов.

Важливим моментом математичних моделей і методик розрахунку гідроімпульсних приводів є вибір моделі енергоносія. Відомі математичні моделі привода ґрунтуються в найбільш спрощених формах на „жорсткій” [75] моделі енергоносія, в якій не беруться до уваги пружні і в'язкісні характеристики робочої рідини, а в більш точних формах використовується „пружна” модель енергоносія, яка враховує пружні властивості рідини.

В роботах [56, 75, 76] пропонується новий, на наш погляд перспективний, підхід до моделювання гідроімпульсних приводів, гідравлічна ланка яких представляється у вигляді в'язко-пружного тіла Ке-

львіна – Фохта [77, 78], в якому враховуються як пружні, так і в'язкісні властивості енергоносія. Методики проектного розрахунку гідроімпульсного привода ГПТ, побудовані на основі цього підходу [56], є найбільш повними, оскільки дозволяють визначити всі основні геометричні, кінематичні, силові та енергетичні параметри як привода, так і ГПТ.

Теоретичні основи такого моделювання гідроімпульсних приводів та експериментальна перевірка його адекватності реальній системі розглянуті в розділах 3, 4 та 5 на прикладі теоретичного й експериментального дослідження гідроімпульсного привода ВМ, керованого новим трилінійним двокаскадним швидкодійним ГПТ клапанного типу [80].

З ТЕХНІЧНІ І ТЕХНОЛОГІЧНІ ВИМОГИ ДО ШВИДКОДІЙНИХ ГЕНЕРАТОРІВ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ, СХЕМНІ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ ШВИДКОДІЙНОГО ГЕНЕРАТОРА КЛАПАННОГО ТИПУ

3.1 Обґрунтування технічних та технологічних вимог до швидкодійних генераторів імпульсів тиску і гідроімпульсних приводів, керованих генераторами такого типу

В цілому гідроімпульсні приводи технологічних ВМ та ВУМ, які можуть працювати в широкому діапазоні регулювання параметрів вібронавантаження, в тому числі і високочастотному, і керуючі ними швидкодійні ГІТ, зокрема, мають задовольняти такі вимоги:

– сумарний об'єм напірної порожнини привода, з метою досягнення максимально можливої жорсткості гідросистемами машини для забезпечення високої колової власної частоти гідравлічної ланки привода $\omega_p \gg \omega_{\max}$ (тут ω_p – власна колова частота гідравлічної ланки привода; ω_{\max} – максимальна колова частота коливань виконавчої ланки ВМ) і для мінімізації часу зростання тиску в гідросистемі привода до тиску «відкриття» ГІТ, повинен бути мінімальним для заданого умовного проходу гідроканалів;

– через високу частоту проходження імпульсів тиску зі значною амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, установка фільтрів в напірній гідролінії привода недопустима, оскільки фільтри з умовним проходом, який відповідає умовному проходу напірної гідролінії, створюють значний опір перетіканню робочої рідини, а використання фільтрів із надлишковою пропускною здатністю збільшує сумарний об'єм напірної порожнини;

– гідросистема привода повинна бути обладнана холодильником для ефективного відведення надлишкової теплоти, що виділяється внаслідок високочастотних коливань в рідині (енергоносії) тиску зі значною амплітудою;

– у випадку використання в приводах плунжерних гідронасосів, гідросистему ВМ необхідно обладнувати пристроями захисту гідронасоса від дії змінного тиску для запобігання передчасному виходу з ладу всмоктувальних та нагнітальних клапанів гідронасоса;

– в приводах ВМ з максимальною амплітудою вібрацій виконавчої ланки $H_{гд} \geq 2$ мм не слід використовувати рідинні циклові гідроаккумулятори (місткості), оскільки такі місткості збільшують початковий об'єм напірної порожнини, що унеможливає реалізацію високо-

частотного режиму вібронавантаження технологічного об'єкта;

– гідролінії, що з'єднують ГТТ з цикловим гідроакумулятором і виконавчим гідродвигуном ВМ повинні мати мінімально можливу довжину для зменшення втрат енергії імпульсу тиску під час спрацювання ГТТ;

– запірні елементи каскадів ГТТ і особливо основного каскаду, повинні мати мінімально необхідні робочі ходи, достатні для пропускання з допустимою швидкістю потоку розрахункової кількості енергоносія в момент перемикання ГТТ;

– для зменшення тривалості переміщення запірних елементів другого каскаду ГТТ під час його відкриття та закриття, площі перерізу запірних елементів з боку керівних порожнин повинні мати достатню величину, щоб забезпечити значні зусилля перемикання за налагоджених тисків „відкриття” і „закриття” ГТТ;

– конструкція ГТТ повинна забезпечувати в заданих межах стабільність амплітудно-частотної характеристики привода через зміну властивостей робочої рідини внаслідок її нагрівання в процесі тривалої роботи привода;

– конструктивне виконання сервопривода ГТТ повинно бути таким, щоб, з метою зменшення тривалості перемикання основного каскаду в періоди відкривання і закривання ГТТ, направляти в керівні порожнини основного каскаду максимально можливий потік енергоносія, що за розвинених керівних площ поперечного перерізу запірних елементів основного каскаду забезпечує високі швидкості переміщення цих елементів під час прямого і зворотного ходів;

– конструктивна будова та компоновка привода в цілому і ГТТ зокрема повинні бути такими, щоб забезпечувати простоту в керуванні, технічному обслуговуванні, ремонтах та переналагодженні на інші режими роботи.

Реалізувати поставлені технічні та технологічні вимоги до гідроімпульсних приводів і ГТТ височастотних ВМ можна, на наш погляд, за умови виконання таких конструктивних і технологічних заходів:

1) для забезпечення мінімального сумарного об'єму напірної порожнини гідросистеми привода напірні гідроканали виконуються гранично короткими, для чого всі внутрішні гідравлічні комунікації організуються системою отворів в, так званому, „розподільному паралелепіпеді (плиті)” [56, 71, 79], до граней якого стиковим способом кріпляться всі основні гідроапарати привода (виконавчий гідродвигун, ГТТ, цикловий гідроакумулятор, регулятор потоку, розподільники, запобіжний клапан тощо);

2) гідронасос привода з приводним електродвигуном встановлюється на спеціальній платформі, яка кріпиться на станині ВМ близько

ВМ близько до розподільного паралелепіпеда і оснащується пристроями точної орієнтації (гвинтовими або клиновими) напірного отвору гідронасоса відносно вхідного отвору розподільного паралелепіпеда, а самі отвори між собою сполучаються через короткий жорсткий прямолінійний патрубок, герметизація торців якого здійснюється еластичними кільцями (гумовими або полімерними), розміщеними в закритих канавках;

3) захист гідросистеми привода від забруднення виконується за допомогою вхідного фільтра, наприклад, сітчастого з розміром комірок не менше 40 мкм і розвиненою фільтрувальною поверхнею (~ 0,3 об'єму всмоктувального відсіку гідробака), вбудованого у всмоктувальний відсік гідробака і встановленого на гідролінії всмоктування гідронасоса;

4) охолодження робочої рідини доцільно здійснювати за допомогою охолоджувальних змішувачів, вбудованих у зливний відсік гідробака;

5) для ГТТ з номінальним тиском „відкриття” $p_1 \leq 12,5$ МПа слід використовувати шестеренні гідронасоси, наприклад типу НШ, які малочутливі до дії змінного тиску з великою амплітудою в імпульсі, а для ГТТ з $p_1 > 12,5$ МПа – плунжерні гідронасоси з обладнанням гідроімпульсних приводів пристроями розвантаження гідронасоса від змінної складової тиску (див. рисунок 1.2в);

6) для забезпечення у ВМ високочастотного режиму вібронавантаження технологічного об'єкта з амплітудою вібрації $H_{гд} \geq 2$ мм ($H_{гд}$ – хід рухомої ланки виконавчого гідродвигуна) необхідно застосовувати циклові пружинні гідроакумулятори, оснащені регуляторами тиску зарядки (пристроями регулювання попередньої деформації пружин, що навантажують плунжер гідроакумулятора), оскільки гідроакумулятори такого типу мало змінюють сумарний об'єм напірної порожнини і гідравлічну жорсткість гідросистеми привода;

7) запірні елементи основного каскаду швидкодійних ГТТ слід виконувати клапанними із герметизацією широкою притертою фаскою, оскільки під час перемикання клапанів в порівнянні із золотниками відсутні затрати часу на проходження позитивного перекриття;

8) з метою конструктивного забезпечення потрібних для швидкого перемикання ГТТ площ поперечного перерізу запірних елементів основного каскаду з боку керівних порожнин, основний каскад доцільно виконувати у вигляді двох клапанів – впускного і випускного, робочі ходи яких обмежені величиною потрібного умовного проходу ГТТ;

9) високі швидкості відкривання та закривання впускного і

випускного клапанів основного каскаду ГТТ досягається шляхом прямого їх відкриття, коли в їх керівні порожнини направляється максимально можливий потік енергоносія, що можна забезпечити використанням в якості сервопривода однокаскадного ГТТ, виконаного за схемою приєднання „комбінована” (див. рисунок 2.2г).

10) переналадження гідроімпульсного привода на різні режими роботи доцільно здійснювати регулюванням частоти проходження імпульсів тиску, що генеруються ГТТ, наприклад, зміною швидкості руху впускного і випускного клапанів основного каскаду під час прямого чи зворотного їх ходів шляхом регулювання подачі гідронасоса посередністю регулятора потоку або установкою між керівними порожнинами сервопривода і випускного клапана блока тонкого налагодження (див. рисунок 2.5).

3.2 Принципова та конструктивна схеми двокаскадного клапанного швидкодійного генератора імпульсів тиску

У відповідності з викладеними технічними вимогами до швидкодійних ГТТ авторами розроблена нова конструкція трилінійного двокаскадного швидкодійного ГТТ клапанного типу (патент України №53711, МПК F15B21/12 [80]), принципова схема якого зображена на рисунку 3.1. Сервопривод ГТТ (перший каскад) є чотирилінійним однокаскадним ГТТ, який складається із запірного елемента 1 клапанно-золотникової форми, навантаженого пружиною 3, попередня деформація якої може змінюватись за допомогою гвинта 4. Пружина 3 і гвинт 4 є основними ланками регулятора тиску „відкриття” ГТТ. Поперечні перерізи запірного елемента 1 через клапанну і золотникову частини утворюють дві площі герметизації f_1 та f_2 ($f_2 > f_1$), які визначають тиски „відкриття (p_1)” та „закриття (p_2)” ГТТ (див. залежності (2.1)...(2.3)). Сервопривод ГТТ порожнинами A_1, A_2, A_3 та C_1 приєднується до основного (другого) каскаду. Регульований дросель 2, встановлений між проміжною B_2 і зливною C_1 порожнинами стабілізує режими закриття запірного елемента 1 в кінці його зворотного ходу.

Другий каскад ГТТ побудовано з двох клапанів впускного 11 у вигляді ступінчастого стакана, і випускного 9 грибоподібної форми з центральним ступінчастим отвором. Впускний 11 та випускний 9 клапани розташовані на одній геометричній осі і звернуті назустріч один одному кінчними герметизуючими фасками із середніми площами поперечного перерізу, відповідно, $f_{3в}$ та $f_{4вип}$. Впускний клапан 11 у початковому положенні притискається пружиною 12 до сідла (умовно не показано), попередня деформація якої регулюється гвинтом 14.

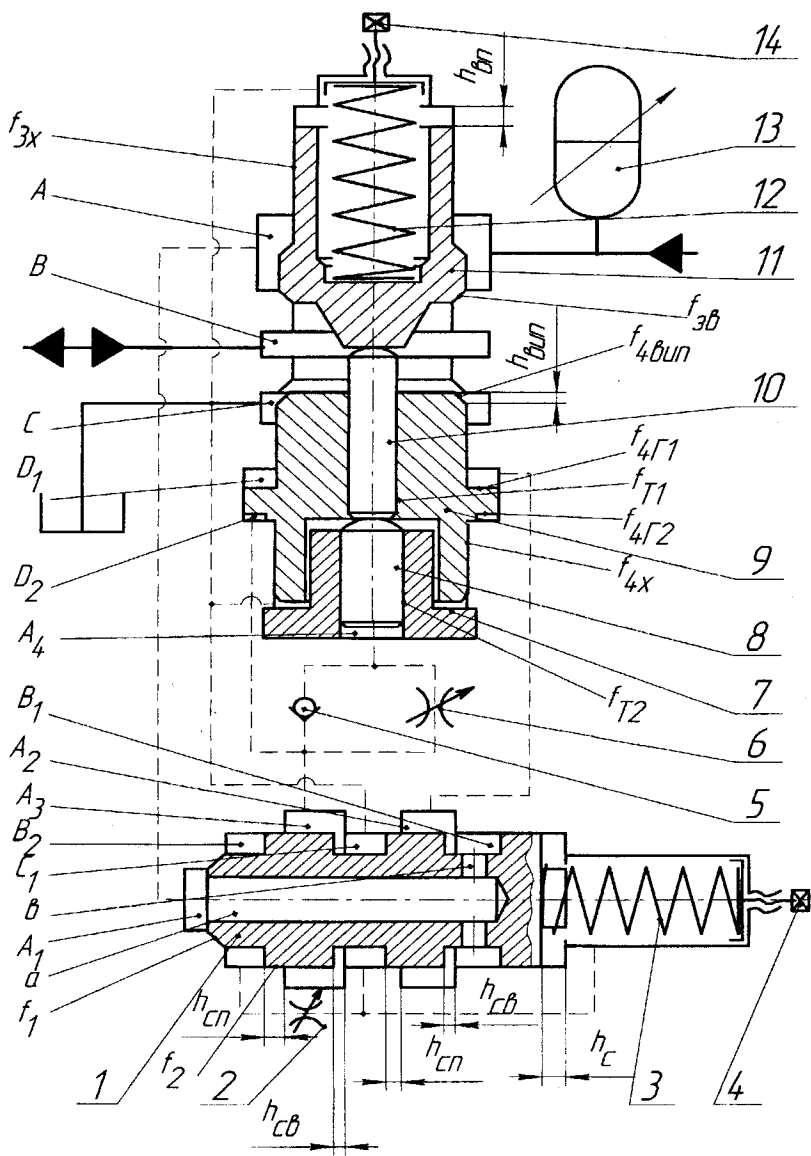


Рисунок 3.1 – Принципова схема трилінійного двокаскадного швидкодійного ГПТ клапанного типу

В наскрізному центральному отворі випускного клапана 9 розташовано штовхач 10, сферичний торець якого контактує із впускним клапаном 11, а плоский – з сферичним торцем штовхача 8, площа поперечного перерізу якого f_{11} більша площі поперечного перерізу f_{72} штовхача 10. Штовхач 8 розміщується в розточці (осьовому отворі) проміжної втулки 7 грибоподібної форми, нерухомо закріпленої в корпусі (умовно не показаний) другого каскаду ГТ. Хвостовик втулки 7 із великим зазором входить в розточку хвостовика випускного клапана 9. Між хвостовиком впускного клапана 11, площа поперечного перерізу якого $f_{3x} < f_{3в}$, і його герметизуючою фаскою утворена напірна порожнина А другого каскаду ГТ, яка з'єднана з напірною гідролінією привода і цикловим гідроаккумулятором 13. До виконавчого гідродвигуна ВМ ГТ приєднується через порожнину В, що розміщується між герметизуючими фасками сідла, з якими взаємодіють впускний 11 та випускний 9 клапани.

Зливна порожнина С другого каскаду ГТ розташована між герметизуючою фаскою випускного клапана 9 і ніжкою його грибка (герметизуюча фаска виконана на її торці), яка спрягається за точною ходовою посадкою з розточкою корпусу і розділяє зливну С і першу керівну D_1 порожнини, утворену між верхнім (за рисунком) торцем грибка клапана 9 і розточкою корпусу, в якій за ходовою точною посадкою розміщується грибок. Між нижнім торцем грибка і хвостовиком випускного клапана 9 розташована друга керівна порожнина D_2 цього клапана з кільцевою площею його поперечного перерізу $f_{4Г2}$.

Порожнина A_4 керування впускним клапаном 11 утворена між плоским торцем штовхача 8 та розточкою нерухомої втулки 7 і приєднується через блок тонкого налагодження, що складається із паралельно встановлених зворотного клапана 5 і регульованого дроселя 6, до другої керівної порожнини A_3 сервопривода ГТ, яка безпосередньо з'єднана з другою керівною порожниною D_2 випускного клапана 9. Перші керівні порожнини A_2 та D_1 , відповідно, сервопривода та випускного клапана 9 також сполучаються без проміжних елементів гідроканалом, виконаним в корпусі основного каскаду ГТ. Зливна порожнина C_1 сервопривода і порожнини, в яких розміщені хвостовики впускного 11 і випускного 9 клапанів та втулки 7, постійно з'єднані із зливною порожниною С основного каскаду ГТ. Напірні порожнини А та A_1 , відповідно, основного каскаду і сервопривода, також постійно сполучені між собою і осьовим „а” та радіальними „в” отворами в запірному елементі 1 з його напірною розточкою B_1 .

У вихідному положенні, коли тиск енергоносія в гідросистемі привода $P_T < P_1$, запірний елемент 1 сервопривода закритий, а впуск-

ний 11 і випускний 9 клапани другого каскаду чітко фіксуються: випускний 9 у відкритому стані під дією тиску рідини на кільцеву площу $f_{4Г}$ грибка з боку порожнини D_1 , а випускний 11 у закритому положенні силою пружини 12 і дією тиску енергоносія на різницю площ ($f_{3в} - f_{3х}$). Подача гідронасоса в цей момент витрачається на зарядку циклового гідроакумулятора 13 до тиску p_1 . В момент зростання тиску в гідросистемі до рівня p_1 , запірний елемент 1, перемагаючи опір пружини 3, відривається від сідла, порожнини A_1 і B_2 з'єднуються і тиск енергоносія діє на повну площу f_2 поперечного перерізу запірнього елемента 1, що обумовлює різке зростання зусилля, яке діє на цей елемент, і швидкості його руху. Запірний елемент 1 переміщується на величину робочого ходу h_c , правими (за рисунком) кромками своєї золотникової частини перекриває від'ємне перекриття $h_{св}$ і відкриває такі ж щілини з боку лівих кромок, внаслідок чого порожнина D_1 з'єднується зі зливною порожниною C_1 , порожнина D_2 безпосередньо сполучається з напірною порожниною A_1 , а в порожнину A_4 робоча рідина під тиском поступає через зворотний клапан 5 і регульований дросель 6.

Слід відмітити, що оскільки гідравлічний опір зворотного клапана 5 менший від опору дроселя, то більша частина потоку в порожнину A_4 надходить через зворотний клапан 5.

Якщо знехтувати дією зливного тиску на кільцеву площу $f_{4Г}$, то рух на закриття випускного клапана 9, внаслідок прямого з'єднання порожнин A_1 та D_2 , почнеться відразу, а випускний клапан 11 почне відкриватись з деяким зсувом за фазою, обумовленим гідравлічним опором зворотного клапана 5 та часом, необхідним для зростання в порожнині A_4 тиску, величину якого $p_{вп}$ можна визначити з умови відкриття випускного клапана 11:

$$p_{вп} f_{T_2} > p_1 (f_{3в} - f_{3х}) + k_2 y_{o2} \quad (3.1)$$

звідки

$$p_{вп} > [p_1 (f_{3в} - f_{3х}) + k_2 y_{o2}] f_{T_2}^{-1}, \quad (3.2)$$

де k_2, y_{o2} – відповідно, жорсткість і попередня деформація пружини 12. Таким чином, до початку руху випускного клапана 11 на відкриття (прямий хід), випускний клапан 9 буде закритим. Тиск $p_{вп}$ за відсутністю хвильових процесів в гідросистемі привода змінюється від $p_r = p_{зл}$ до $p_r = p_1$.

Для запобігання передчасному відкриванню випускного клапа-

на 9 під час збільшення тиску в порожнині В до величини p_1 , в момент її сполучення через випускний клапан 11 з напірною порожниною А, повинна виконуватись умова

$$p_1 f_{4\Gamma_2} > p_1 [f_{4\text{вип}} - (f_{\Gamma_2} - f_{\Gamma_1})], \quad (3.3)$$

звідки

$$f_{4\Gamma_2} > f_{4\text{вип}} + f_{\Gamma_1} - f_{\Gamma_2}. \quad (3.4)$$

Під час відкривання випускного клапана 11 цикловий гідроаккумулятор 13 розряджається в порожнину В, з'єднапу із виконавчим гідродвигуном ВМ. Рухома ланка гідродвигуна здійснює робочий рух (прямий хід) із швидкістю, що визначається сумарною подачею гідронасоса привода Q_n та гідроаккумулятора Q_a , середнє значення якої може перевищувати подачу гідронасоса, оскільки розрядка гідроаккумулятора здійснюється за короткий проміжок часу, який менший від часу прямого ходу випускного клапана 11. Велика швидкість переміщення рухомої ланки гідродвигуна і швидке зростання сумарного об'єму напірної порожнини гідросистеми привода на величину $f_{\Gamma_d} N_{\Gamma_d}$ (тут f_{Γ_d} – площа поперечного перерізу плунжера виконавчого гідродвигуна), спричиняє зменшення тиску енергоносія в гідросистемі до рівня $p \leq p_2$, за якого починається зворотний хід запірний елемент 1 сервопривода ГТТ. Після проходження запірним елементом 1 від'ємних перекриттів $h_{св}$ відбувається перекомутація керівних порожнин D_1 і D_2 випускного 9 та A_4 випускного 11 клапанів другого каскаду ГТТ, що викликає зворотні ходи на відкриття випускного 9 і закриття випускного 11 клапанів. Зворотній рух випускного клапана 11 при закритті ГТТ починається за відкритого випускного клапана 9 і значного зменшення в порожнині В тиску $p_{\text{вип}}$, який можна оцінити за умовою для випадку, коли площа прохідного перерізу дроселя б максимальна:

$$k_2 (y_{o2} + h_{\text{вп}}) \geq p_{\text{вип}} (f_{зх} + f_{\Gamma_2} - f_{\Gamma_1}), \quad (3.5)$$

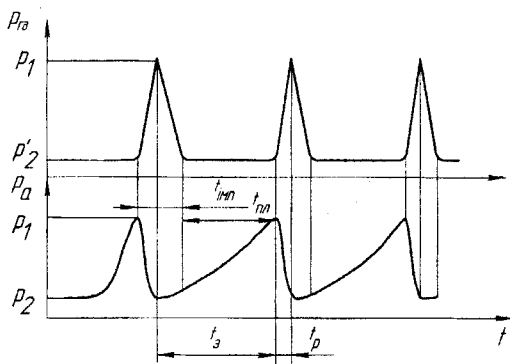
звідки

$$p_{\text{вип}} \leq [k_2 (y_{o2} + h_{\text{вп}})] (f_{зх} + f_{\Gamma_2} - f_{\Gamma_1})^{-1}. \quad (3.6)$$

Порівнюючи (3.1) та (3.6), знайдемо межі вибору жорсткості k_2 пружини 12:

$$p_{\text{вип}} (f_{зх} + f_{\Gamma_2} - f_{\Gamma_1}) (y_{o2} + h_{\text{вп}})^{-1} \leq k_2 < [p_{\text{вип}} f_{\Gamma_2} - p_1 (f_{св} - f_{зх})] y_{o2}^{-1}. \quad (3.7)$$

В момент завершення зворотного ходу запірнього елемента 1 сервопривода і посадки його на сідло, гідравлічний опір перетіканню енергоносія з порожнини A_1 в керівну порожнину D_1 випускного клапана 11 обумовлюється лінійними і місцевими втратами на отворах „а”, „в”, від’ємному перекритті $h_{св}$ і гідроканалі, що з’єднує порожнини A_2 та D_1 , а гідравлічний опір рухові робочої рідини із порожнини A_4 в зливну C визначається, окрім втрат на гідроканалах і від’ємному перекритті $h_{св}$, опором регульованого дроселя 6. Такі співвідношення гідравлічних опорів спричиняють більшу швидкість зворотного руху випускного 9 і меншу регульовану впускного 11 клапанів другого каскаду ГТТ, внаслідок чого випускний клапан 9 відкривається раніше, ніж закривається впускний клапан 11. В цьому випадку частина потоку гідронасоса буде пропускатись через відкритий випускний клапан 9, що збільшуватиме час зростання тиску енергоносія в гідросистемі і повторної зарядки гідроакумулятора 13 до рівня $p_r = p_1$, з якого починається новий робочий цикл ГТТ. Чим більший гідравлічний опір дроселя 6 (менша площа його прохідного перерізу), тим більша тривалість набору тиску в гідросистемі, причому більша частина часу цього набору припадає на рівень тиску $p_r \leq p_2$, поки впускний клапан 11 відкритий, що на графіку зміни тиску виглядатиме як площадка постійного тиску між його імпульсами з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$ (рисунок 3.2).



$t_{имп}$ – тривалість імпульсу тиску; $t_{пл}$ – тривалість площадки постійного тиску p'_2 між імпульсами; t_3 , t_p – відповідно, час зарядки і розрядки гідроакумулятора.

Рисунок 3.2 – Циклограма зміни тиску в цикловому гідроакумуляторі 13 (p_a) та в порожнині виконавчого гідродвигуна ($p_{Гд}$) ВМ

Таким чином, змінюючи за допомогою дроселя б швидкість зворотного ходу впускного клапана 11, можна регулювати частоту проходження імпульсів тиску за постійної подачі гідронасоса привода, а амплітуду імпульсів – зміною тиску „відкриття” ГТ.

Як правило, частота вібрацій виконавчої ланки ВМ рівна частоті проходження імпульсів тиску [20, 21, 22], а амплітуда вібрацій визначається подачею циклового гідроаккумулятора і рівнем тиску „відкриття” ГТ, причому для гідроімпульсних ВМ в певному діапазоні зміни технологічного зусилля і частоти вібрації від частоти проходження імпульсів тиску практично не залежить [56, 79].

Конструктивна реалізація (один із можливих варіантів) принципової схеми трилінійного двокаскадного швидкодійного ГТ клапанного типу показана на рисунках 3.3 та 3.4.

ГТ компонується з окремих модулів – основного каскаду, сервопривода 1 і блока тонкого налагодження 2, які з'єднуються між собою за допомогою нарізних шпильок (на рисунках для спрощення показані тільки їх осі). Основний каскад складається з корпусу 3 квадратного перерізу в розточках якого розміщені випускний клапан 4, сідло 5, гільза 6 впускного клапана 7, гільза 8 хвостовика випускного клапана, що нерухомо зафіксована в корпусі 3. У внутрішній розточці гільзи 8 нерухомо встановлена грибоподібна втулка 9 в центральному отворі якої розміщено штовхач 10, сферичний торець якого контактує із плоским торцем штовхача 11 меншого діаметра, який спрягається за ходовою посадкою з поверхнею центрального осьового отвору випускного клапана 4. Між сферичним торцем штовхача 11 і конічним осьовим виступом впускного клапана 7 у початковому положенні є маленький зазор (~ 0,5–0,7 мм), який запобігає випадковій розгерметизації клапана 7, конічна фаска якого притискається до фаски сідла 5 пружиною 12. Верхній торець пружини 12 (за рисунком 3.3) опирається на поршеньок 13, палець якого служить для додаткового направлення пружини 12. Плоский торець поршенька 13 контактує із сферичним кінцем регулювального гвинта 14, яким змінюється попередня деформація пружини 12. Гвинт 14 вкручено в нарізну втулку 15, вкручену в кришку 16, яка нарізними шпильками (показані тільки осі) кріпиться до корпусу 3. Гвинт 14 контрється контргайкою 17. Для кращого забезпечення співвісності розточки розміщення поршенька 13 в нарізній втулці 15, кришка 16 центрується виступаючим кінцем гільзи 6.

Комутаційні гідроканали основного каскаду ГТ згідно з його принциповою схемою (див. рисунок 3.1) утворені системою отворів в корпусі 3, технологічні виходи яких закриваються заглушками 18 і нарізними пробками 19, 20, 21 та 22.

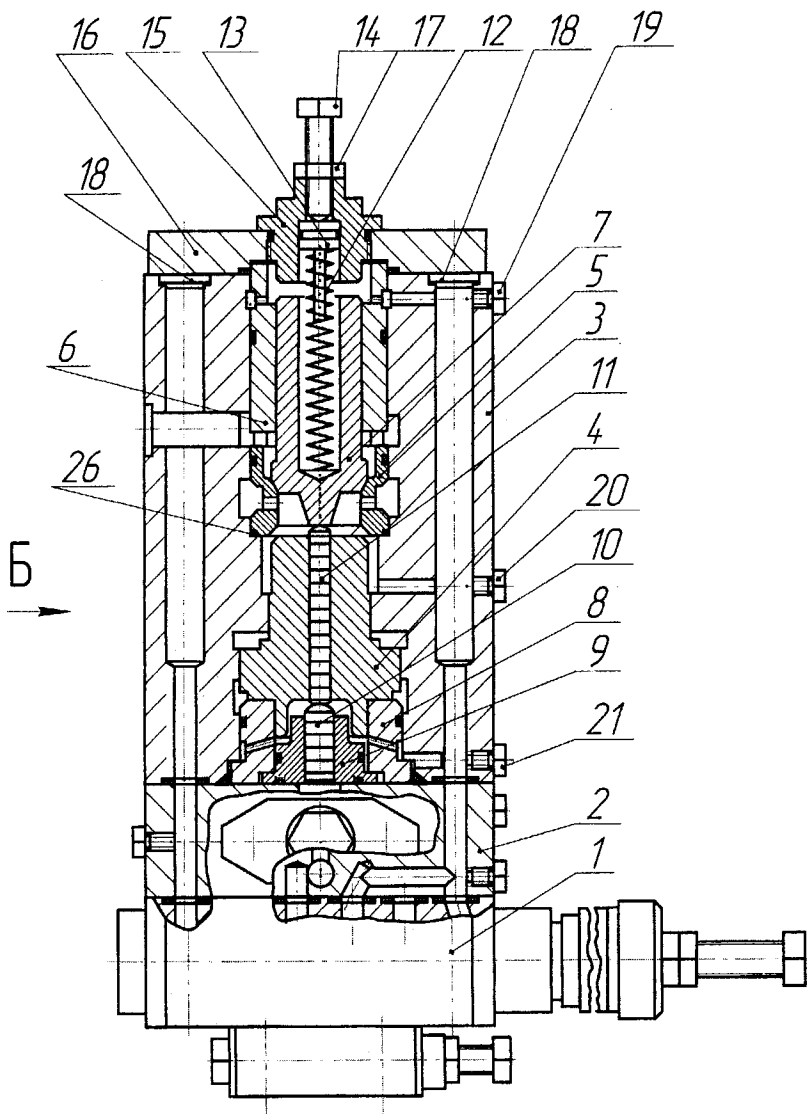


Рисунок 3.3 – Конструкція трилінійного двокаскадного швидкодійного ГГТ клапанного типу

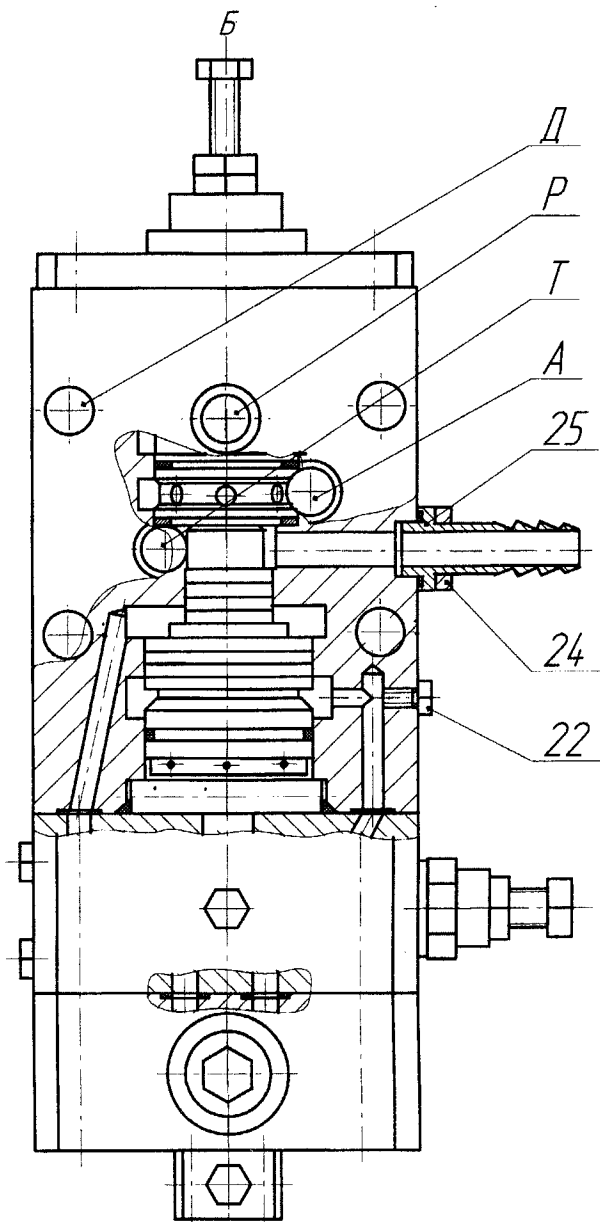


Рисунок 3.4 – Вид з боку стикувальної площини трілінійного двокаскадно-го швидкодійного ГТТ (рисунок 3.3, вид Б)

У відповідності з прийнятим для гідророзподільників правилами [81] позначено отвори: Р – напірний, Т – зливний і А – виконавчого гідродвигуна, які приєднуються до відповідних гідроліній привода (див. рисунок 3.1). Всі отвори розташовані на стикувальній площині корпусу 3 і мають торцеві розточки для розміщення ущільнюючих гумових кілець, зазвичай, круглого перерізу. На бокову площину корпусу 3 додатково виведено зливний отвір з розточкою на виході з корпусу 3, в якій встановлено ніпель 24, закріплений на корпусі 3 фланцем 25. Для приєднання ГТТ до розподільного паралелепіпеда гідроімпульсного привода ВМ в корпусі 3 просвердлено чотири наскрізних отвори Д для шпильок кріплення ГТТ, які вгвинчуються в розподільний паралелепіпед.

Направляючі елементи рухомих ланок основного каскаду ГТТ ущільнюються за рахунок точних ходових посадок не нижче сьомого квалітету точності, а для центрування цих елементів в отворах на їх поверхнях з певним кроком нарізані кільцеві канавки прямокутного перерізу, розміри яких вибрані за загальноприйнятими рекомендаціями [55, 82]. Всі нерухомі ланки основного каскаду ущільнені гумовими кільцями круглого перерізу (для спрощення на рисунках 3.3 і 3.4 не позначені позиціями), які встановлені в закритих канавках.

Сідло 5 з боку зливної розточки корпусу 3 ущільнюється відпаленим мідним кільцем 26. Для з'єднання розточки корпусу 3, що сполучається з отвором А, із розточкою розташування ущільнюючих фасок сідла 5, в його стінці висвердлені радіальні отвори, сумарна площа перерізу яких на 25% більша від площі умовного проходу ГТТ.

З метою забезпечення потрібної довговічності ГТТ, впускний 7 і випускний 4 клапани, сідло 5, штовхачі 10 і 11, гільзи 6 та 8 і втулку 9 рекомендується виготовляти із конструкційних високоякісних легированих сталей, наприклад, 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А, 18ХНВА і піддавати їх хіміко-термічній обробці (цементация або нітроцементация) для отримання твердості робочих поверхонь 56–62 НRСe, або використовувати для цих деталей сталь ШХ15. Корпус 3 доцільно виготовляти із конструкційної високоякісної сталі 40, 45Х і піддавати гартуванню до твердості 40–45 НRСe. Стикувальну поверхню корпусу 3 слід шліфувати до досягнення шорсткості не нижче $Ra = 0,8$ мкм. Клапани, гільзи, сідла і штовхачі необхідно виготовляти зі сталі ШХ15 і гартувати до твердості 58–64 НRСe з наступною обробкою холодом при температурі мінус 60°C протягом 2 годин.

Герметизуючі фаски впускного 7 і випускного 4 клапанів притирають по сідлу 5 в зібраному стані. Притирання виконуються діамантовими порошками або пастами, таким чином, щоб шорсткість поверхонь фасок клапанів і сідла була не нижча $Ra = 0,2...0,4$ мкм, а точ-

ність обробки (овальність отвору сідла 5 і биття конусів клапанів 4 та 7 не більше 0,01 мм. Для можливості остаточного припрацювання герметизуючих фасок клапанів 4 та 7 і сідла 5, твердість поверхонь фасок сідла 5 повинна бути на 5–20 HRCe меншою твердості поверхонь фасок клапанів 4 і 7.

Конструкція модуля сервопривода ГТТ зображена на рисунку 3.5. Модуль складається з корпусу 1, що має в плані прямокутну форму (див. рисунки 3.3 та 3.4), в центральній наскрізній розточці якого встановлена гільза 2 з відповідними виточками, що з'єднуються з вихідними отворами: T_c – зливним, A_{c_1} – першим керівним та A_{c_2} – другим керівним, через які направляється потік енергоносія до керівних порожнин другого каскаду ГТТ (див. рисунок 3.1). В гільзі 2 розміщується запірний елемент 3 клапанно-золотникової форми. Золотникова частина запірного елемента 3 має чотири робочі кромки, через які і ряд радіальних отворів розрахункового діаметра (10 отворів $\varnothing 2,5$) в гільзі 2 утворюються додатні і від'ємні перекриття запірного елемента 3. Клапанна частина (конічна фаска з кутом конуса $60^{\circ} \pm 30'$, середній діаметр якого відповідає площі поперечного перерізу f_1 , див. рисунок 3.1) запірного елемента 3 контактує із сідлом 4, встановленим в розточці корпусу 1, співвісній з розточкою для гільзи 2, і зафіксованого нарізною пробкою 5 з центральним глухим отвором, з'єднаним з наскрізним радіальним отвором.

Нарізною частиною стакана 6 регулятора тиску „відкриття” ГТТ гільза 2 притискається до сідла 4, а запірний елемент 3 через натискний плунжер 7 навантажується пружиною 8, торці якої опираються на опори 9, які контактують з сферичними торцями натискного плунжера 7 і виступу регулювального поршня 10, розміщеного в розточці стакана 6. В дно глухого отвору, викопаному на плоскому торці регулювального поршня 10, впирається сферичний кінець регулювального гвинта 11, вкрученого в нарізний ковпак 12, загвинченого на стакан 6. Положення гвинта 11 фіксується контргайкою 13.

Натискний плунжер 7 має ступінчасту циліндричну форму і сферичні торці, що дозволяє нейтралізувати дію на запірний елемент 3 можливих бокових (перекошуючих) зусиль від пружини 8. З цією ж метою виконано сферичним торець виступу регулювального поршня 10.

Буртик натискного плунжера 7 служить упором, що обмежує хід запірного елемента 3, а лиски, профрезеровані на ступені меншого діаметра плунжера 7, утворюють з поверхнею направляючого отвору в стакані 6 гідро канали, що з'єднують розточку розміщення пружини 8 зі проміжною зливною порожниною сервопривода, яка отвором T_c

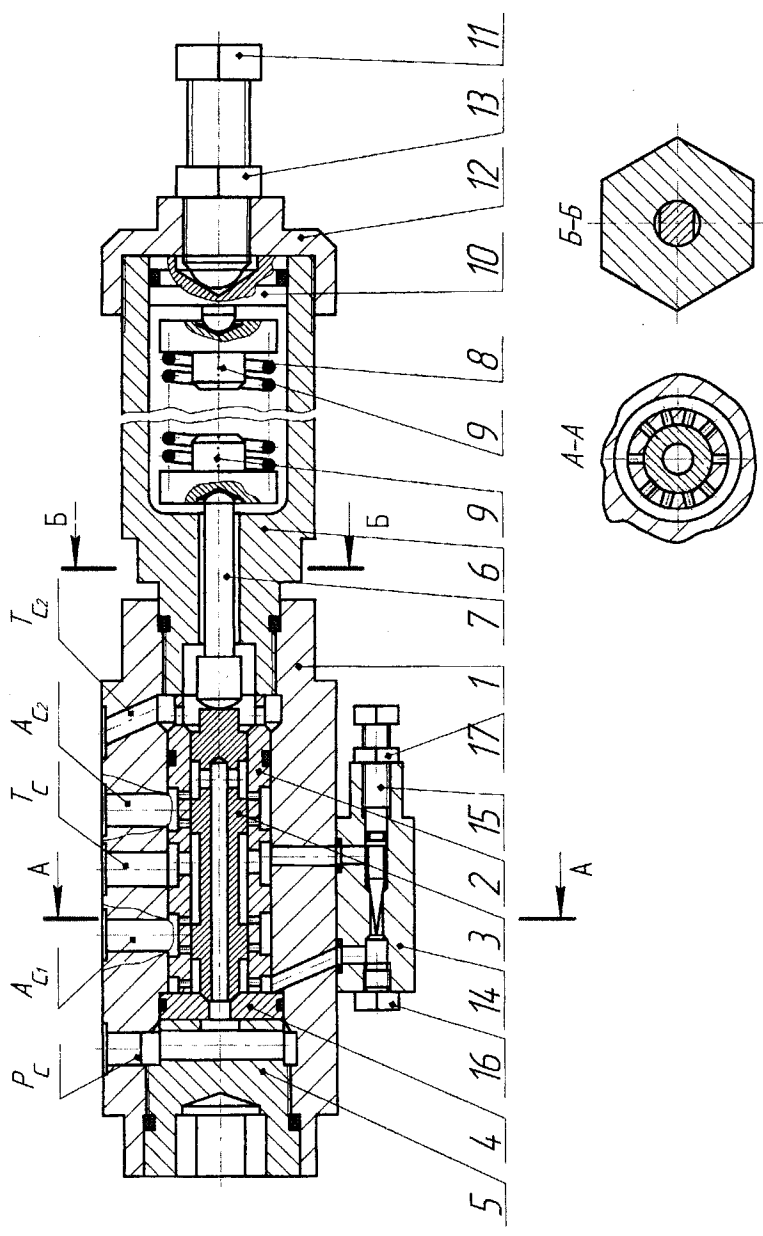


Рисунок 3.5 --- Конструкція сервопривода трилінійного двокаскадного швидкохідного ГТТ

приєднується до зливної порожнини основного каскаду ГТТ (див. рисунок 3.1 та рисунок 3.3).

Дросель регулювання режиму посадки запірнього елемента 3, під час його зворотного ходу, складається з корпусу дроселя 14, пристикованого до корпусу 1 сервопривода, голки 15, яка має конічну (голка), циліндричну і нарізну частини, та нарізної пробки 16. Центральний отвір корпусу дроселя 14 східчастої форми, менший діаметр якого перекривається голкою 15, двома каналами сполучається із відповідними розточками корпусу 1: з проміжною порожниною B_2 сервопривода (див. рисунок 3.1) і зливним отвором T_c . Нарізний отвір, що закривається пробкою 16, призначений для установки датчика реєстрації зміни тиску в проміжній порожнині запірнього елемента 3. Положення голки 15 фіксується контргайкою 17.

Для корпусу 1, запірнього елемента 3 гільзи 2, сідла 4, натискного плунжера 7 корпусу дроселя 14 і голки 15 рекомендуються такі ж матеріали та термічна обробка як і для аналогічних деталей основного каскаду. Фінішна обробка золотникової пари: гільза 2 – запірний елемент 3 – притирання. Конічна фаска клапанної частини запірнього елемента 3 притирається по сідлу 4 в зібраному стані, що забезпечує її співвісність із золотниковою частиною.

Враховуючи велике число циклів роботи пружини 8, її межові параметри рекомендується вибирати таким чином, щоб гранична сила пружини F_3 [56, 83] при змиканні витків на (50...60) % перевищувала робоче зусилля $F_2 = k_1(y_{01_{\max}} + h_c)$ (тут $k_1, y_{01_{\max}}$ – відповідно, жорсткість пружини 8 і її попередня деформація, що відповідає максимальному тиску „відкриття” ГТТ; h_c – хід запірнього елемента 3, див. рисунок 3.1).

Ущільнення нерухомих деталей сервопривода і таких, що здійснюють тільки регульовальні переміщення (голка 15 та поршень 10) виконано гумовими кільцями круглого перерізу, встановлених в закритих канавках. Отвори корпусу 1, що виходять на його стикувальну площину, мають розточки для ущільнюючих гумових кілець. Герметизація між окремими виточками гільзи 2 досягається за рахунок точної ковзаючої посадки гільзи 2 в розточці корпусу (не нижче 7 квалітету точності).

Конструктивно модуль блока тонкого налагодження (рисунок 3.6) оформлюється як окремий вузол, який встановлюється між сервоприводом та торцем корпусу основного каскаду (див. рисунок 3.3) і кріпиться до нього разом із сервоприводом спільними нарізними шпильками.

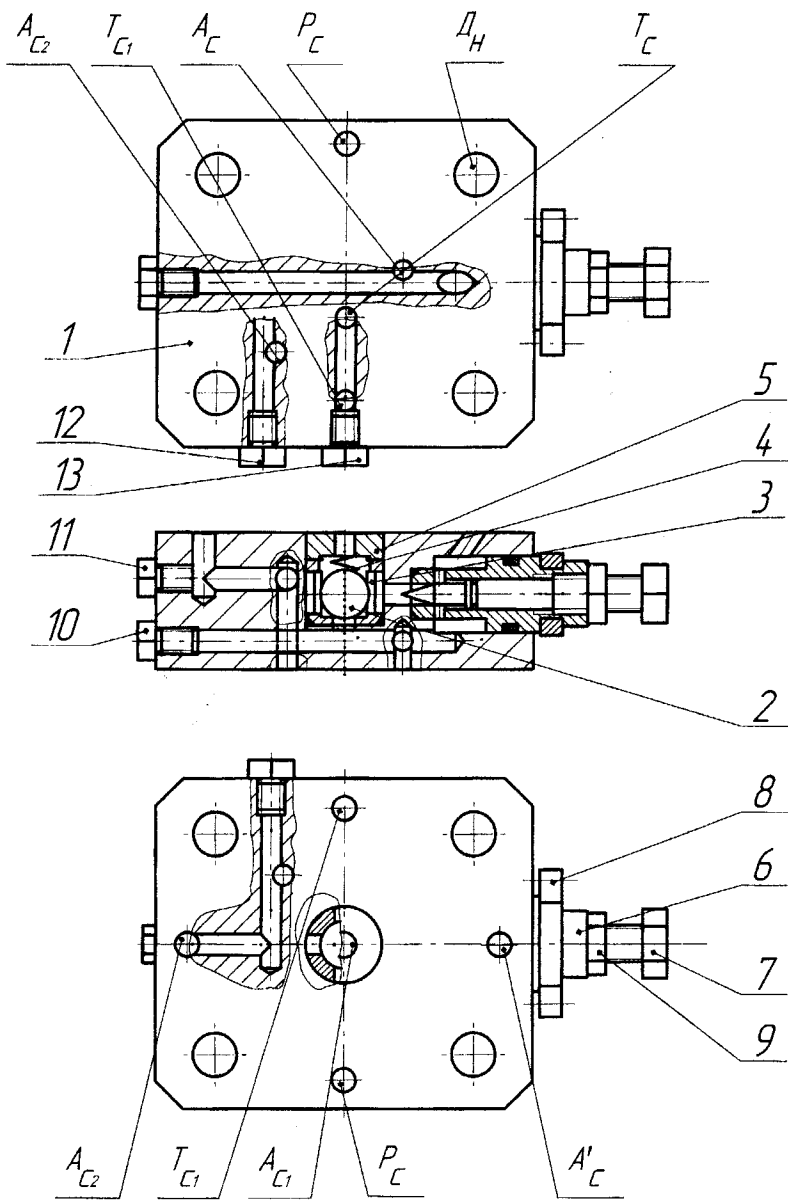


Рисунок 3.6 – Конструкція блока тонкого налагодження

Корпус 1 блока тонкого налагодження виконано у вигляді плити

квадратної форми в плані з двома стикувальними площинами. В глухій розточці, утвореній на одній із стикувальних площин, розміщено зворотний клапан, який складається із кульки 2, розміщеної в стакані 3, стінки якого є напрямними для кульки 2. В дні стакана 3 просвердлено калібрований отвір до кромки якого пружиною 4 притискається кулька 2. Другий торець пружини 4 опирається на упорну шайбу 5, яка має такий же зовнішній діаметр як і стакан 3. Сума висоти стакана 3 і товщини упорної шайби 5 дорівнює глибині розточки в корпусі 1. Для сполучення із вхідним отвором голкового дроселя, розташованого в боковій східчастій розточці корпусу 1, на зовнішній поверхні стакана 3 виконана виточка, а в ній профрезеровано чотири наскрізних пази, які з'єднують внутрішній отвір стакана 3 з його виточкою.

Голковий дросель скомпонований як окремих вузол у вигляді східчастої втулки 6, в центральному східчастому отворі якої розміщується голка 7. Отвір втулки 6 має три ділянки – з нарізкою, внутрішній діаметр якої є найбільшим, і дві циліндричні різного діаметра. Зовнішня поверхня голки 6 оформлена у вигляді конічної (власне голка), циліндричної прямої і нарізної частин. Нарізна частина голки 6 закінчується шестигранною головкою. До корпусу 1 дросель кріпиться за допомогою фланця 8 та шпильок (на рисунку 3.6 показані тільки їх осі). Голка 7 в потрібному положенні фіксується контргайкою 9. Комутові гідроканали блока тонкого налагодження утворені свердліннями в корпусі 1, технологічні виходи яких закриті нарізними пробками 10, 11, 12 та 13. Всі нерухомі деталі блока і голка 7 ущільнюються гумовими кільцями круглого перерізу (на рисунку 3.6 не позначені позиціями), встановленими в закритих канавках. На стикувальні площини блока виведені отвори, які сполучають напірні, керівні і зливні порожнини сервопривода і основного каскаду ГТТ (див. рисунок 3.1, рисунок 3.4 і рисунок 3.5).

Стакан 3, кулька 2, втулка 6 і голка 7 виготовленні із зносостійких конструкційних легированих сталей з відповідною термічною обробкою, а інші деталі з вуглецевих конструкційних сталей і термообробкою „поліпшення”.

Посадка випускного клапана 4 (див. рисунок 3.3) за трьома напрямними точними поверхнями ставить підвищені вимоги до співвісності цих поверхонь, що ускладнює технологію виготовлення ГТТ. З метою поліпшення технологічності виготовлення основного каскаду ГТТ, розроблено варіант цього каскаду із складеним випускним клапаном (рисунок 3.7, патент України №65844А, МПК F15B21/12 [84]), який виконано з двох співвісно встановлених грибоподібного

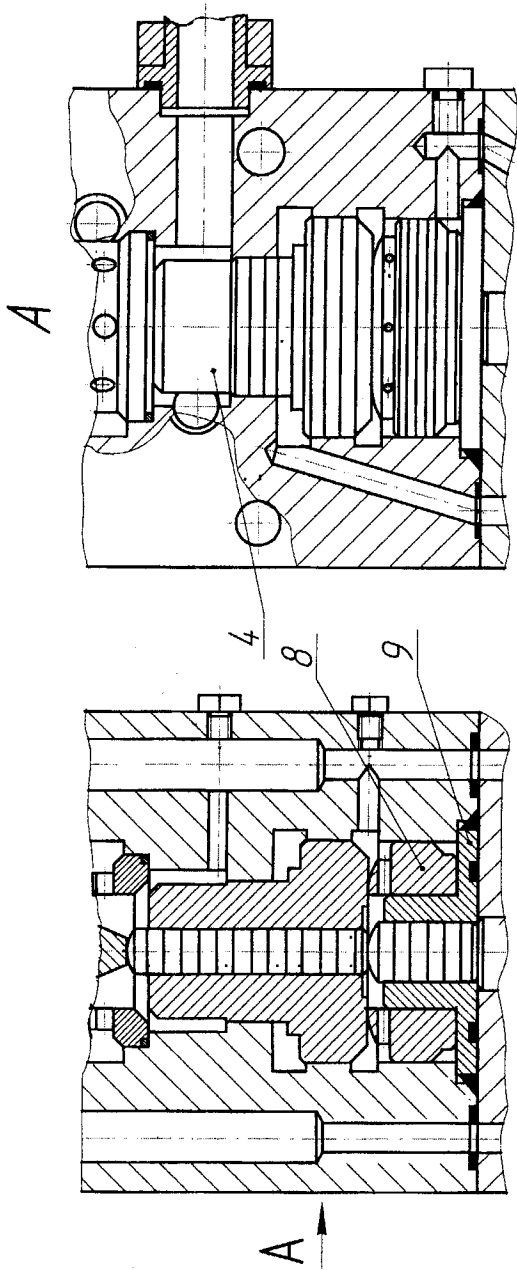


Рисунок 3.7 – Варіант основного каскаду трилінійного двокаскадного швидкодійного ГТ із складним випускним клапаном

клапана 4 і кільцевого штовхача 8, з такими ж кільцевими площами поперечного перерізу $f_{4Г1}$ та $f_{4Г2}$ (див. рисунок 3.1), як і у варіанті, показаному на рисунку 3.3. Клапан 4 направляє двома поверхнями розточок в корпусі основного каскаду, причому розточка для грибка клапана 4 служить напрямною для зовнішнього діаметра кільцевого штовхача 8, внутрішній діаметр якого спрягається точною посадкою з ніжкою нерухомої грибоподібної втулки 9, що має можливість самоустановлення в радіальному напрямку.

Виконання випускного клапана складеним в незначній мірі збільшує масу клапана, але не змінює характер його функціонування, тому динаміка обох варіантів ГТТ за однакових умов роботи буде адекватною.

З метою забезпечення потрібної зносостійкості клапанних запірних елементів каскадів ГТТ, доцільно максимальний контактний тиск p_k при взаємодії цих елементів із сідлом обмежити межею пружності $\sigma_{пр}$ матеріалу сідла, оскільки за рекомендаціями [54, 85] твердість поверхні його фаски призначають меншою від твердості поверхонь фасок клапанів. Залежність розміру фаски контакту клапана із сідлом встановлено на основі узагальненої схеми навантаження пари клапан-сідло (рисунок 3.8).

Припустимо, що контактний тиск p_k розподіляється по конічній поверхні фаски висотою b рівномірно, тоді величину тиску можна визначити за формулою

$$p_k = \frac{F_n}{f_b} = \frac{\bar{F}_a \cos(\alpha/2)}{\pi[d_n + b \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)]b \cdot \sin(\alpha/2)} = \frac{\bar{F}_a \operatorname{ctg}(\alpha/2)}{\pi[d_n + b \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)]b} \leq \sigma_{пр}, \quad (3.8)$$

де $f_b = \pi[d_n + b \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)]b / \cos(\alpha/2)$ – площа конічної поверхні фаски контакту; $F_n = \bar{F}_a / \sin(\alpha/2)$ – сила, нормальна до поверхні конічної фаски сідла з кутом конуса α ; \bar{F}_a – сумарна середня осьова сила взаємодії клапана в момент його контакту із сідлом; d_n – діаметр вхідного (або вихідного) отвору сідла; $F_{нон}$ – поперечна складова сили F_n .

Під час посадки запірних елементів каскадів ГТТ на сідло, контакт між клапаном і сідлом відбувається за певної швидкості V клапана, що в першому наближенні дозволяє представити силу \bar{F}_a як суму постійної статичної сили F_c , під дією якої здійснюється рух клапана, і сили інерції $F_{ін}$ в момент посадки клапана на сідло:

$$\bar{F}_a = F_c + F_{ін}. \quad (3.9)$$

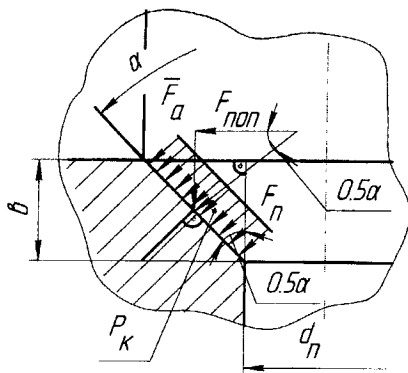


Рисунок 3.8 – Схема навантаження пари клапан-сідло

З невеликою похибкою, припустимою для інженерних розрахунків, рух клапана під час посадки на сідло можна вважати рівноприскореним, тоді згідно з другим законом Ньютона

$$F_{\text{ін}} = m_{\text{кл}} V^2 / (2h_{\text{кл}}), \quad (3.10)$$

де $a = V^2 / (2h_{\text{кл}})$ – прискорення клапана; $m_{\text{кл}}$ – сумарна маса клапана, що містить власне масу клапана і масу приєднаних до нього деталей; $h_{\text{кл}}$ – хід клапана.

Розв'язавши рівняння (3.6) відносно b , отримаємо залежність для вибору висоти фаски b , за якої забезпечується потрібна зносостійкість пари клапан – сідло:

$$b \geq 0,5d_n \text{ctg}(\alpha/2) \left\{ \sqrt{\frac{4[F_c + m_{\text{кл}} V^2 / (2h_{\text{кл}})]}{\pi d_n^2 \sigma_{\text{пр}}}} + 1 - 1 \right\}. \quad (3.11)$$

Швидкість V для запірних елементів каскадів ГІТ визначається в основному рівнем тиску „відкриття” p_1 і витратою енергоносія, що обумовлює рух елемента. Під час розрахунку висоти фаски b у залежність (3.11) підставляється максимально можлива для цього клапана (сервопривода, впускного чи випускного) ГІТ швидкість.

Узагальнюючи викладене можна зробити такі висновки:

1. Потрібна швидкодійність двокаскадних ГІТ досягається використанням для розподілення потоків енергоносія клапанних запірних

елементів другого каскаду з розвиненими площами поперечного перерізу з боку керівних порожнин в які, у момент перемикання другого каскаду, запірним елементом сервопривода ГТТ направляється максимально можливий потік енергоносія.

2. Для забезпечення малої тривалості перемикання другого каскаду, його доцільно виконати у вигляді двох клапанів – впускного, з прямим керуванням за допомогою двох штовхачів різного діаметра, і випускного грибоподібної форми, кільцеві площі грибка якого утворюють із відповідними розточками корпусу ГТТ керівні порожнини прямого і зворотного ходів клапана.

3. Установка між керівними порожнинами сервопривода і впускного клапана другого каскаду ГТТ модуля тонкого налагодження, складеного із паралельно з'єднаних зворотного клапана і регульованого дроселя, дозволяє регулювати частоту проходження імпульсів тиску при постійних подачі гідронасоса і циклового гідроаккумулятора шляхом зміни швидкості закриття впускного клапана.

4. Випускний клапан другого каскаду ГТТ може виконуватись двома варіантами – суцільним грибової форми і з хвостовиком та складеним із двох частин – грибового клапана без хвостовика і кільцевого штовхача, що поліпшує технологічність випускного клапана з незначним погіршенням його динамічних характеристик, внаслідок не суттєвого збільшення сумарної маси в порівнянні з першим варіантом.

5. Ширину герметизуючих фасок клапанних запірних елементів каскадів ГТТ доцільно визначати за умови, щоб контактний тиск в парі клапан – сідло під час закриття запірних елементів не перевищував межу пружності матеріалу сідла із врахування в навантаженні пари динамічної складової сумарного зусилля.

4 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ, КЕРОВАНОГО ШВИДКОДІЙНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ

4.1 Розробка динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним генератором імпульсів тиску

Розробку динамічної моделі гідроімпульсного привода ідеалізованої технологічної ВМ з однокоординатним рухом виконавчої ланки, керованого трілінійним двокаскадним швидкодійним ГТТ, доцільно почати з розгляду структурно-розрахункової схеми привода (рисунок 4.1).

Умовно виконавча ланка ВМ зображена у вигляді плунжера гідродвигуна з площею поперечного перерізу $f_{гд}$. Вся рухома маса m_4 виконавчої ланки зведена до плунжера гідродвигуна, навантаженого постійною силою $F_{\Sigma R}$, яка є сумою позиційної сили повернення плунжера у початкове положення (сума сил ваги та пружних елементів) та технологічного зусилля F_T . На цьому етапі досліджень F_T беремо постійним, що відповідає кінцевій стадії технологічного процесу, коли обробку об'єкта технологічного впливу вже практично завершено.

Гідродвигун короткою гідролінією з'єднаний з швидкодійним ГТТ клапанного типу. ГТТ складається із клапана першого каскаду (сервопривода), запірний елемент якого масою m_1 має клапанно-золотникову форму і навантажений пружиною (жорсткість якої k_1) регулятора тиску відкриття ГТТ, та другого каскаду у вигляді двох клапанів: впускного масою $m_{к\ вп}$ і випускного масою m_3 . Впускний клапан навантажено регульованою пружиною (жорсткість якої k_2), а відкриття цього клапана здійснюється двома штовхачами різного діаметра масами, відповідно m_{T1} і m_{T2} , які розміщуються в осьових розточках випускного клапана, і проміжної втулки, розташованої в розточці хвостовика випускного клапана. Між розточкою проміжної втулки і плоским торцем хвостовика m_{T2} утворена камера керування другим каскадом ГТТ, яка через блок паралельно встановлених зворотного клапана $f_{зв}$ (площа поперечного перерізу) і регульованого дроселя $f_{д2}$ (площа прохідного перерізу) з'єднана з відповідною розточкою сервопривода. Сервопривод ГТТ є однокаскадним чотирилінійним ГТТ прямої дії і приєднаний до другого каскаду за схемою „комбінована” [28, 52]. Розглядуваний ГТТ до виконавчого гідродвигуна приєднується за схемою на „вході” [28, 52]. Імпульс тиску в порожнині виконавчого гідродвигуна з робочою площею перерізу $f_{гд}$ формується цикловим гідроаккумулятором з робочим об'ємом подачі енергоносія W_a . Дросель $f_{д1}$ (площа прохідно-

го перерізу) призначений для стабілізації режиму закриття запірною елемента сервопривода.

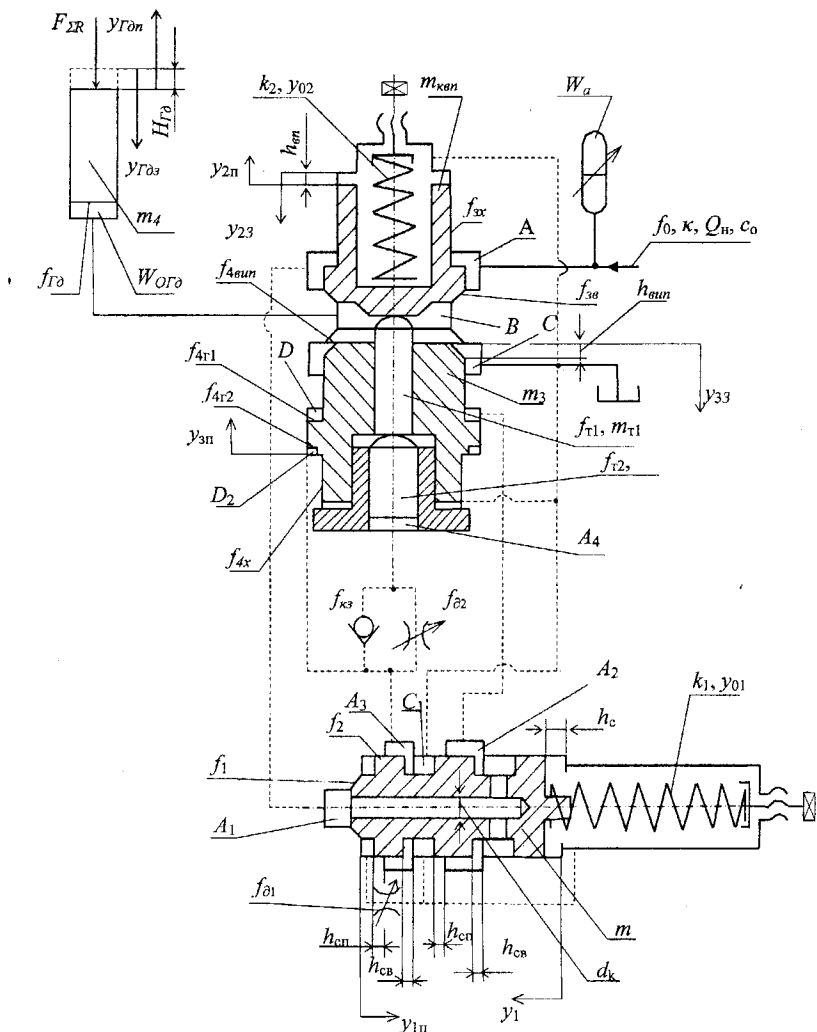


Рисунок 4.1 – Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним ГІТ

Під час побудови динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода ВМ важливе місце займає вибір моделі

енергоносія. Зазвичай, режими вібронавантаження гідроімпульсних технологічних машин характеризуються відносно малими амплітудами і високими частотами вібрацій [56, 71, 73]. Такі режими може забезпечити гідроімпульсний привід, гідросистема якого має високу зведену жорсткість, яка реалізується за малих об'ємів напірних гідроліній і порожнини W_0 . За таких умов доцільно прийняти „пружно-зосереджену” модель енергоносія [56, 71, 75, 76], нехтуючи масою рідини в напірному об'ємі, а гідравлічну ланку привода представити у вигляді в'язко-пружної моделі (тіло Кельвіна – Фохта), складеної з паралельно з'єднаних без-інерційних пружного k_0 та дисипативного c_0 елементів [77, 78]. Гідравлічна ланка може деформуватись з певною швидкістю і взаємодіяти з іншими ланками (масами) привода через передаточні відношення i_{0j} (тут $j=1,2,3,\dots,n$ – порядковий номер ланки привода).

Важливим моментом під час розгляду динаміки привода є аналіз ступеня впливу переміщень виконавчої ланки ВМ на робочий процес ГТТ під дією рухомої ланки гідродвигуна. За фізичною суттю режим роботи однокаскадного ГТТ із зворотним зв'язком за тиском має ознаки як автоколивань (постійне джерело енергії та нелінійні дисипативні і пружні сили опору), так і параметричних коливань (практично імпульсна зміна площі поперечного перерізу запірнього елемента під час його відкриття і закриття) [20, 23, 28, 52], тому на параметри робочого процесу цього ГТТ характер руху виконавчої ланки гідродвигуна має суттєвий вплив. У випадку двокаскадного ГТТ процес роботи гідроімпульсного привода дещо інший, оскільки перший каскад (сервопривод) генерує в порожнинах A_4 , D_1 та D_2 керування другим каскадом періодичні імпульси тиску із певною частотою, під дією яких запірні елементи другого каскаду здійснюють вимушені колювання. В свою чергу рух запірних елементів другого каскаду створює в порожнині гідродвигуна періодичні імпульси тиску такої ж частоти і амплітуди, які є причиною коливань виконавчої ланки ВМ. Відповідність між формою імпульсів тиску в порожнині гідродвигуна і формою імпульсів переміщень виконавчої ланки ВМ залежить від маси m_4 цієї ланки і величини технологічного зусилля (навантаження об'єкта технологічного впливу). Чим менші маса виконавчої ланки, технологічне зусилля і частота вібрації, тим точніше імпульс переміщення повторює форму імпульсу тиску [56, 79].

Динамічну модель гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним двокаскадним ГТТ в період його відкривання, можна представити у вигляді чотиримасової системи з пружними і дисипативними в'язями, маси якої m_1 , $m_2 = m_{\text{квн}} + m_{T_1} + m_{T_2}$, m_3 і m_4 (див. рис. 4.1) через передаточні відношення зв'язані з гідравлічними ланками напір-

ної і зливної порожнин гідросистеми привода (рисунок 4.2).

Жорсткості пружних елементів гідравлічних ланок напірної k_0 і зливної $k_{0зл}$ порожнин гідросистем доцільно визначити [56, 76] з відношення до усереднених площ поперечного перерізу напірної f_0 і зливної $f_{0зл}$ порожнин, які можна розрахувати за формулами:

$$f_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_i f_i)}{\sum_{i=1}^n l_i}; \quad (4.1)$$

$$f_{0зл} = \frac{\sum_{i=1}^n (l_{iзл} f_{iзл})}{\sum_{i=1}^n l_{iзл}}, \quad (4.2)$$

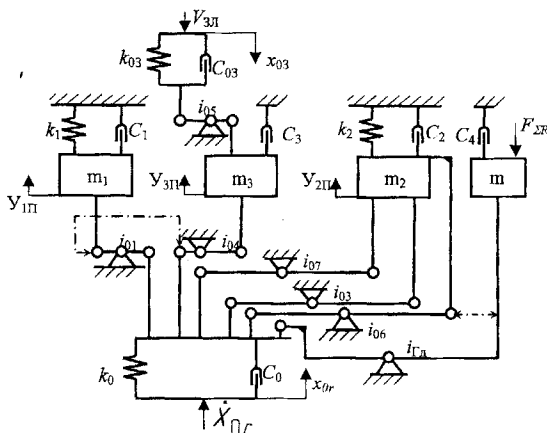


Рисунок 4.2 – Динамічна модель прямого ходу запірних елементів каскадів ГІТ і виконавчої ланки гідроімпульсного привода

де $l_i, f_i, l_{iзл}, f_{iзл}$ – відповідно, довжина та площа перерізу i -го гідроканалу (гідролінії) напірної та зливної порожнин гідросистеми привода. Жорсткості k_0 і $k_{0зл}$ в процесі роботи привода змінюються, оскільки сумарні об'єми напірної $W_{\Sigma} = W_{ор} + W_{ар}$ та зливної $W_{\Sigmaзл}$ порожнин системи є змінними (тут $W_{ор} = var, W_{ар} = var$ – змінні об'єми власне напірної порожнини та циклового гідроакумулятора).

Зміну жорсткостей гідросистеми та інших параметрів гідроімпульсного привода доцільно дослідити на основі аналізу процесу роботи гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним ГІТ. Цей процес можна представити циклограмою (рисунок 4.3), на якій зображені умовні графіки зміни в часі (на кожному графіку по осі абсцис напесені відповідні відрізки часу) таких параметрів привода і ГІТ:

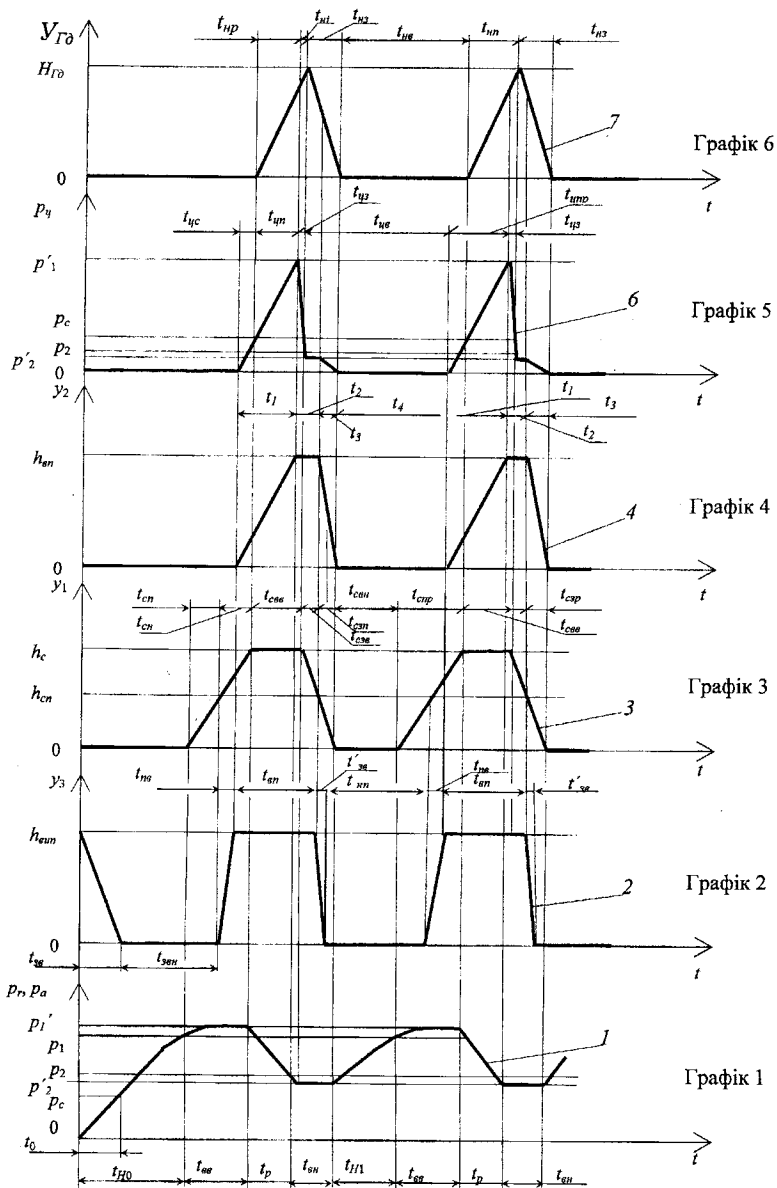


Рисунок 4.3 – Циклограма робочого циклу гідроімпульсного привода

- тиску p_r в напірній порожнині гідросистеми та цикловому гідроакумуляторі привода (графік 1);
- переміщення $h_{\text{вип}}$ випускного клапана другого каскаду ГТТ (графік 2);
- переміщення h_c запірного елемента сервопривода ГТТ (графік 3);
- переміщення $h_{\text{вп}}$ впускного клапана другого каскаду ГТТ (графік 4);
- тиску $p_{\text{ц}}$ в порожнині виконавчого гідродвигуна ВМ (графік 5);
- переміщення $u_{\text{гд}}$ рухомої ланки (плунжера, поршня тощо) виконавчого гідродвигуна (графік 6).

Оскільки під час спрацювання ГТТ перший імпульс тиску відрізняється від наступних, то кожний графік циклограми містить два імпульси тиску або переміщень: перший і наступний.

Зважаючи на дуже короткі комунікації і малий об'єм гідроканалів, які з'єднують камери A_1, A_2, A_3 сервопривода з камерами A, A_4, D_1 та D_2 другого привода, керованого швидкодійним ГТТ каскаду ГТТ, на циклограмі відсутні графіки зміни тиску в камерах A, A_4, D_1 та D_2 (див. рисунок 4.1), які ідентичні графіку 1.

Під час аналізу динаміки гідроімпульсного привода робочий цикл можна розділити на такі умовні фази:

1) підвищення тиску в напірній порожнині гідросистеми привода та порожнині циклового гідроакумулятора від $p_r=0$ до $p_r=p_c$, де p_c – тиск, що визначається стаціонарним опором рухомих ланок гідроімпульсного привода;

2) переміщення випускного клапана другого каскаду ГТТ на хід $h_{\text{вип}}$ з відкритого положення в закриті;

3) зростання тиску в гідросистемі привода від $p_r=p_c$ до $p_r=p_1$ – тиску відкриття ГТТ та зарядка циклового акумулятора до тиску p_1 ;

4) початок переміщення запірного елемента сервопривода ГТТ на шляху додатного перекриття $h_{\text{сп}}$ внаслідок підвищення тиску в напірній порожнині гідросистеми і цикловому гідроакумуляторові від $p_r=p_1$ до $p_r=p'_1$ (тут $p'_1 > p_1$ на (5–10%));

5) переміщення запірного елемента сервопривода ГТТ на шляху від'ємного перекриття $h_{\text{св}}=h_c-h_{\text{сп}}$ при $p_r=p'_1 \approx \text{const}$ (тут h_c – хід запірного елемента сервопривода);

6) початок руху впускного клапана другого каскаду ГТТ (відкриття впускного клапана) на шляху $h_{\text{вп}}$ внаслідок переміщення запірного елемента сервопривода ГТТ на хід рівний $\sim 0,5 h_{\text{св}}$ та $p_r=p'_1 \approx \text{const}$, початок розрядки циклового гідроакумулятора в порожнину виконавчого гідродвигуна привода;

7) переміщення запірного елемента сервопривода ГТТ на повний хід h_c , відкриття впускного клапана другого каскаду ГТТ на $0,5 h_{\text{вп}}$,

підняття тиску у виконавчому гідродвигуні до рівня $p_r = p_c$ і початок зменшення тиску в напірній порожнині гідросистеми привода і цикловому гідроакумуляторі та руху виконавчої ланки гідродвигуна;

8) повне відкриття впускного клапана другого каскаду ГПТ, зростання тиску у порожнині гідродвигуна від $p_r = p_c$ до $p_r = p'_1$, рух виконавчої ланки гідродвигуна на шляху $H_{гд}$ ($H_{гд}$ – хід виконавчої ланки гідродвигуна), зменшення тиску в напірній порожнині гідросистеми привода і розрядка циклового гідроакумулятора до тиску $p_r = p_2$ (p_2 – тиск закриття ГПТ), в цей момент запірний елемент сервопривода та впускний клапан другого каскаду знаходяться у повністю відкритому стані, а випускний закритий;

9) рух виконавчої ланки гідродвигуна за інерцією на повний хід $H_{гд}$ ($V_{гд} = 0$ – швидкість ланки) та зменшення тиску в порожнині гідродвигуна від $p_r = p'_1$ до $p_r = p'_2$ ($p_2 < p'_2$ на (5...10%)), а в напірній порожнині гідросистеми від $p_r = p_2$ до $p_r = p'_2$ і початок руху запірної ланки сервопривода ГПТ з відкритого положення в закриті (зворотний хід) за відкритого впускного і закритого випускного клапанів другого каскаду ГПТ та утримання тиску в напірній порожнині гідросистеми і цикловому гідроакумуляторі на рівні $p_r = p'_2$;

10) проходження запірним елементом сервопривода ГПТ під час зворотного ходу від'ємного перекриття $h_{св}$, початок зворотного ходу впускного і відкриття випускного клапанів другого каскаду ГПТ та зворотний хід виконавчої ланки гідродвигуна (можна припустити, що це переміщення наближено дорівнює $0,5H_{гд}$) за утримання тиску в порожнинах напірній, гідродвигуна та циклового гідроакумулятора на рівні $p_r = p'_2$;

11) внаслідок переміщення запірної ланки сервопривода на хід рівний $\sim \frac{2}{3}h_c$ і випускного клапана на відстань $\sim 0,5h_{вп}$ – повне відкриття випускного клапана (зворотний хід на відстань $h_{вп}$), яке обумовлено меншим гідравлічним опором гідролінії живлення порожнини D_1 керування цим клапаном (див. рисунок 4.1); в цей момент тиск в порожнинах напірній та циклового гідроакумулятора залишається рівним p'_2 , а в порожнині гідродвигуна зменшується від $p_r = p'_2$ до $p_r = p_{зл}$ (тут $p_{зл}$ – тиск в зливній порожнині);

12) завершення зворотних ходів запірної ланки сервопривода, впускного клапана другого каскаду ГПТ та виконавчої ланки гідродвигуна і початок зростання тиску в напірній порожнині гідроімпульсного привода та зарядки циклового гідроакумулятора на новий цикл. Наступний цикл повторює всі описані фази, але за однієї відмінності від початкового – підняття тиску в напірній порожнині привода та зарядка гідроакумулятора починається з рівня $p_r = p'_2$. Може мати місце варіант, коли $p_r = p_{зл}$.

Запропонована циклограма робочого циклу гідроімпульсного привода, оснащеного швидкодійним двокаскадним клапанним ГТТ, є певною ідеалізацією, яка не враховує ударні явища в кінці ходів запірних елементів ГТТ. Ці явища спричиняють появу перехідного процесу від першого імпульсу тиску до усталеного режиму роботи гідроімпульсного привода [56, 79].

Для кожної з описаних фаз циклу роботи гідроімпульсного привода можна скласти математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь руху запірних елементів ГТТ, рівнянь витрат та умов однозначності. З метою спрощення математичного описання роботи привода фази 1–8 можна вважати за прямий хід запірних елементів ГТТ, а фази 9–12 – за зворотний хід.

На першій фазі, коли $p_r = p_c$, жорсткість пружного елемента гідросистеми відносно напірної порожнини привода є величиною сталою і визначається за відомою залежністю [54, 55]

$$k_{on} = f_o^2 \kappa (W_o + W_a)^{-1} = \text{const}, \quad (4.3)$$

де κ – зведений модуль пружності гідросистеми (припустимо, що $\kappa = \text{const}$); W_o , W_a – відповідно, початкові об'єми напірної порожнини гідросистеми і циклового гідроакумулятора.

В процесі руху ланок привода та ГТТ жорсткість пружного елемента відносно напірної порожнини привода змінюється за законом

$$k_{or} = f_o^2 \kappa \left[W_o + W_a + \Delta W + \sum_{j=1}^n f_j \cdot y_j \right]^{-1}, \quad (4.4)$$

де $\Delta W = (W_o + W_a) \cdot p_r \kappa^{-1}$ – стиснений об'єм; $\sum_{j=1}^n f_j \cdot y_j$ – об'єм енерго-

носія, що витрачається на переміщення запірних елементів ГТТ і гідродвигуна (тут f_j – площа відповідного перерізу запірного елемента ГТТ чи рухомої ланки гідродвигуна). В гідроімпульсних приводах технологічних машин, які реалізують високочастотні режими вібронавантаження [56,73,76], як правило, $W_o + W_a \gg \Delta W + \sum_{j=1}^n f_j \cdot y_{j\max}$ ($y_{j\max}$ – максимальне переміщення відповідного елемента), тоді зміною жорсткості пружного елемента можна знехтувати і вважати, що $k_{or} \approx k_{on} = k_o = \text{const}$.

Жорсткість пружного елемента відносно зливної порожнини гідросистеми визначається за формулою, аналогічною (4.3):

$$k_{\text{озл}} \approx f_{\text{озл}}^2 \cdot \kappa \cdot W_{\text{озл}}^{-1}, \quad (4.5)$$

де $W_{\text{озл}}$ – початковий об'єм зливної порожнини, який включає всі гідроканали і гідролінії до гідробака гідросистеми привода. Під час спрацювання ГПТ, об'єм $W_{\text{озл}}$ теж, як і об'єм напірної порожнини, зростає на величину $\Delta W_{\text{зл}} = f_{\Gamma\text{д}} \cdot H_{\Gamma\text{д}} + \sum_{j=1}^n f_{j\Gamma} \cdot h_{j\Gamma}$ (тут $f_{\Gamma\text{д}}$, $f_{j\Gamma}$ – площі перерізу гідродвигуна і гідроканалів ГПТ, які тимчасово підключаються до зливної порожнини; h_j – ходи рухомих ланок запірних елементів ГПТ). Як правило, $W_{\text{озл}} \gg \Delta W_{\text{зл}}$, $f_{\text{озл}} \geq f_0$, а $W_0 \ll W_{\text{озл}}$, тоді $k_{\text{озл}} = \text{const}$ і $k_{\text{ор}} \gg k_{\text{озл}}$.

Передаточні відношення від гідравлічної ланки до мас привода легко розрахувати для $p_r < p_c$ за умовою незмінності об'ємів напірної і зливної порожнин і визначенням жорсткості пружного елемента гідросистеми відносно площ відповідних перерізів напірної і зливної порожнин, гідродвигуна та ГПТ:

$$k_{\text{oj}} = f_j^2 \cdot \kappa (W_0 + W_a)^{-1}, \quad (4.6)$$

звідки при врахуванні залежностей (4.3) та (4.5), отримаємо:

$$k_{\text{oj}} = k_0 \cdot f_j^2 \cdot f_0^{-2} = i_{\text{oj}} \cdot k_0, \quad (4.7)$$

або

$$k_{\text{oj}} = k_{\text{озл}} \cdot f_j^2 \cdot f_{\text{озл}}^{-2} = i_{j\text{о}} \cdot k_{\text{озл}}, \quad (4.8)$$

де $i_{\text{oj}} = f_j^2 \cdot f_0^{-2}$ чи $i_{j\text{о}} = f_j^2 \cdot f_{\text{озл}}^{-2}$ – передаточні відношення від гідравлічної ланки напірної чи зливної порожнин привода до відповідної ланки ГПТ або гідродвигуна, $j = 1, 2, 3, \dots, n$ – порядковий номер ланки ГПТ чи привода.

Площі поперечного перерізу f_1 та f_2 , відповідно, клапанної фаски та золотникової частини запірного елемента сервопривода ГПТ формують зв'язок за тиском в ГПТ: $p_1 = k_1 \cdot y_{\text{о1}} \cdot f_1^{-1}$; $p_2 = k_1 (y_{\text{о1}} + h_c) \cdot f_2^{-1}$, звідки $p_2 = p_1 \cdot f_1 \cdot f_2^{-2} + k_1 \cdot h_c \cdot f_1^{-1}$ (тут $y_{\text{о1}}$ – попередня деформація пружини регулятора тиску ГПТ) [20, 28, 32]. В інтервалі $p_2 \leq p_r < p_1$ зміни тиску в напірній порожнині привода деформацію гідравлічної ланки можна представити залежністю

$$x_{or} = p_r \cdot f_o \cdot k_o^{-1}. \quad (4.9)$$

В указаному інтервалі тиск в напірній порожнині гідросистеми привода можна визначити через зведені до відповідних площ перерізу запірних елементів ГПТ або виконавчої ланки гідродвигуна ВМ деформацію гідравлічної ланки x_{fj} і жорсткість гідросистеми k_{oj} :

$$p_r = x_{or} \cdot k_o \cdot f_o^{-1} = x_{fj} \cdot k_{oj} \cdot f_j^{-1}, \quad (4.10)$$

звідки знайдемо деформацію гідравлічної ланки x_{fj} , зведену до площі f_j , за формулою

$$x_{fj} = x_{or} k_o f_o^{-1} / (k_{oj} f_o) = x_{or} k_o f_j^{-1} / (f_o i_{oj} k_o) = x_{or} i_{oj}^{-0.5}. \quad (4.11)$$

Деформація гідравлічної ланки привода змінюється протягом прямого ходу запірних елементів каскадів ГПТ від x_{omax} до x_{ok} (тут x_{omax} – деформація гідравлічної ланки в момент відкриття, а x_{ok} – закриття ГПТ). Враховуючи зворотний зв'язок за тиском в ГПТ, $p'_2 = p'_1 f_1 f_2^{-1} + k_1 h_c f_2^{-1} \approx p'_1 f_1 f_2^{-1} (k_1 h_c f_2^{-1} \ll p'_2)$, визначимо x_{omax} та x_{ok} і зв'язок між ними:

$$x_{omax} = p'_1 \cdot f_o \cdot k_o^{-1}; \quad (4.12)$$

$$x_{ok} = p'_2 f_o k_o^{-1} = p'_1 f_o f_1 (f_2 k_o)^{-1} = x_{omax} f_1 f_2^{-1} = x_{omax} i_{21}^{0.5}, \quad (4.13)$$

де $i_{21} = f_1^2 \cdot f_2^{-2}$ – внутрішнє передаточне відношення між перерізами запірного елемента сервопривода ГПТ f_1 та f_2 .

Приймаючи діаметр $d_o \approx 1,13 \sqrt{f_o}$ за характерний розмір усередненої напірної гідролінії привода, за законом Ньютона можна визначити опір деформуванню F_{f_o} дисипативного елемента гідравлічної ланки привода:

$$F_{f_o} = \tau_o f_o = \mu (d\dot{x}_{or} / dr_o) f_o \approx 0,785 \mu d_o \bar{x}_{or} \approx c_o \bar{x}_{or}, \quad (4.14)$$

де $\tau_o = \mu d\bar{x}_{or} / dr_o \approx \mu \bar{x}_{or} / d_o$ – напруження зсуву в рідині; μ – динаміч-

на в'язкість робочої рідини; $d\dot{x}_{or}/dr_o \approx \bar{x}_{or}/d_o$ – наближений середній градієнт швидкості деформації гідравлічної ланки привода; \bar{x}_{or} – середня швидкість деформації гідравлічної ланки; $c_o=0,785 \cdot \mu \cdot d_o$ – коефіцієнт в'язкого опору деформуванню гідравлічної ланки. Без значної похибки можна припустити, що середня швидкість деформації гідравлічної ланки є рівною на усіх ділянках циклу поточній швидкості: $\bar{x}_{or} \approx \dot{x}_{or}$.

При зведенні дисипативного елемента гідравлічної ланки до відповідних площ перерізу ГТТ чи іншої ланки привода, дисипативний опір знаходиться за формулами, аналогічними (4.14) з урахуванням швидкості руху ланок привода:

$$F_{fj} = \tau_j f_j = \mu \cdot [(x_{fj} \mp y_j) d_{fj}^{-1}] \cdot f_j = i_{oj}^{0,5} c_o (\dot{x}_{fj} \mp \dot{y}_j), \quad (4.15)$$

де f_j, d_{fj} – відповідно, площа перерізу та робочий діаметр ланки привода; \dot{x}_{fj}, \dot{y}_j – відповідно, зведена до певної площі перерізу ланки привода швидкість деформації гідравлічної ланки і швидкість ланки привода.

Врахування всіх факторів, які впливають на динаміку реального ГТТ, створило б практично нездоланні математичні труднощі під час побудови математичної моделі ГТТ, тому доцільно, окрім викладених, прийняти ще такі припущення:

- фізичні параметри гідравлічної ланки (зведений модуль пружності k , густина ρ , динамічна в'язкість μ) постійні на всіх фазах робочого циклу ГТТ;

- через малу довжину гідроканалів ГТТ та привода хвильовими процесами в приводі можна знехтувати;

- коефіцієнти витрати через відповідні перерізи ГТТ є сталими величинами;

- термодинамічний процес в гідросистемі привода – ізотермічний;

- сили в'язкого опору під час руху запірних елементів ГТТ є лінійними залежностями від швидкостей цих елементів;

- зміна тиску в керівних порожнинах ГТТ внаслідок малого їх об'єму відбувається миттєво;

– гідродинамічні сили та сили в'язкого опору переміщенню в гідроканалах ГТТ енергоносія малі в порівнянні з рухомими, пружними та інерційними силами й силами тертя і у вихідних диференціальних рівняннях руху запірних елементів ГТТ не враховуються;

– під час руху запірних елементів ГТТ має місце тільки рідинний режим тертя;

– зважаючи на відносно малі швидкості переміщення запірних елементів ГТТ та невелику їх масу, ударними явищами в кінці ходів запірних елементів нехтуємо;

– в рівняннях витрати приймаємо квадратичну залежність витрати від перепаду тиску;

– витоки рідини через золотникові перекриття і зазори між поверхнями направляючих частин запірних елементів каскадів ГТТ та спряженими з ними поверхнями малі в порівнянні з потоками під час комутації розподільних елементів ГТТ і у рівняннях витрат не враховуються;

– сили ваги мас m_1 , m_2 та m_3 малі в порівнянні з рушійними, інерційними, пружними та дисипативними силами і в рівняннях руху запірних елементів ГТТ не враховуються.

– маса запірного елемента зворотного клапана $f_{кз}$, вбудованого в ГТТ (див. рисунок 4.1), мала в порівнянні із масами запірних елементів каскадів, що дозволяє вважати вплив руху запірного елемента $f_{кз}$ на динаміку ГТТ несуттєвим і не розглядати в математичній моделі рівняння руху маси запірного елемента зворотного клапана.

4.2 Спрощені динамічні та математичні моделі прямого і зворотного ходів запірних елементів каскадів генератора імпульсів тиску і виконавчої ланки вібраційної машини

На підставі викладених міркувань, динамічну модель прямого ходу запірних елементів каскадів ГТТ і виконавчої ланки ВМ (див. рисунок 4.2), шляхом зведення гідравлічної ланки привода до відповідних ланок ГТТ і гідродвигуна ВМ, можна представити у вигляді чотирьох простих моделей: сервопривода (рисунок 4.4а), впускного (рису-

нок 4.4б) та випускного (рисунок 4.4, в) клапанів другого каскаду і виконавчої ланки ВМ (рисунок 4.4г).

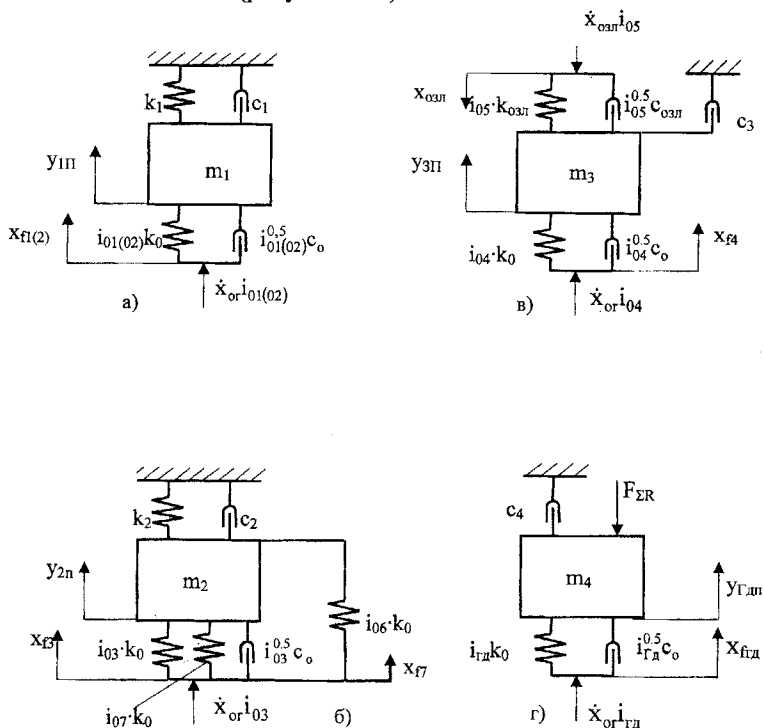


Рисунок 4.4 – Динамічні моделі прямого ходу запірних елементів ГІТ та виконавчої ланки ВМ: а) – сервопривода, б) – впускного, в) – випускного клапанів другого каскаду і г) виконавчої ланки ВМ

На основі цих моделей, структурно-розрахункової схеми привода (див. рисунок 4.1) та принципу Д'Аламбера складаємо математичну модель гідроімпульсного привода для прямого ходу запірних елементів ГІТ і маси m_4 , яка містить диференціальні рівняння руху мас $m_1 \dots m_4$, рівняння витрат енергоносія під час комутації відповідних порожнин ГІТ і гідродвигуна та умови однозначності (індекс „п” біля поточних значень переміщень, швидкостей і прискорень запірних елементів каскадів ГІТ і маси m_4 вказує на їх прямий хід):

Рівняння руху

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_{1П} = i_{0102} k_0 (x_{Г1(2)} - y_{1П}) - k_1 (y_{1П} + y_{01}) - i_{0102}^{0.5} c_0 (\dot{x}_{Г1(2)} - \dot{y}_{1П}) - c_1 \dot{y}_{1П}; \\ m_2 \ddot{y}_{2П} = i_{03} k_0 (x_{Г3} - y_{2П}) + i_{04} k_0 (x_{Г7} - y_{2П}) - i_{06} k_0 (x_{Г6} - y_{2П}) - \\ - i_{03}^{0.5} c_0 (\dot{x}_{Г3} - \dot{y}_{2П}) - k_2 (y_{2П} + y_{02}) - c_2 \dot{y}_{2П}; \\ m_3 \ddot{y}_{3П} = i_{04} k_0 (x_{Г4} - y_{3П}) - i_{04}^{0.5} c_0 (\dot{x}_{Г4} - \dot{y}_{3П}) - i_{03} k_{03П} (x_{Г5} - y_{3П}) - i_{05}^{0.5} c_{03П} (\dot{x}_{Г5} - \dot{y}_{3П}) - c_3 \dot{y}_{3П}; \\ m_4 \ddot{y}_{Г4} = i_{Г4} k_0 (x_{Г4} - y_{Г4}) - i_{Г4}^{0.5} c_0 (\dot{x}_{Г4} - \dot{y}_{Г4}) - c_4 \dot{y}_{Г4} - F_{2Г4}; \end{cases}$$

умови однозначності

$$1) Q_{Г1} = \dot{x}_{Г1} \cdot k_0 \cdot f_0^{-1} \cdot (W_0 + W_a) K^{-1} + \zeta_1 \cdot \pi d_2 h_{св} \sqrt{2k_0 / \rho} \cdot \sqrt{\{x_{Г1} \cdot i_{01} \cdot f_1^{-1} - [x_{Г4} - (h_{вип} - y_{Г1})] i_{04} f_{12}^{-1}\}} \\ \text{для } 0 \leq x_{ор} \leq x_{омак}; y_{1П} = 0; y_{2П} = 0; 0 \leq y_{3П} < h_{вип}; 0 \leq x_{Г4} \leq x_{Г1} \cdot i_{14}^{-0.5}; x_{Г1(2)} = x_{Г1} = x_{ор1}^{-0.5};$$

$$2) Q_{Г1} + Q_a = 0.5 \zeta_4 \pi d_2 [(y_{1П} - h_{св}) + (y_{1П} - h_{св})] \sqrt{2k_0 / \rho} \sqrt{\{x_{Г1(2)} - y_{1П}\} i_{01} f_1^{-1} - (x_{Г4} - y_{3П}) i_{04} f_{12}^{-1}} + \\ + Q_{дп} + f_2 \cdot \dot{y}_{1П};$$

$$\text{для } 0 \leq y_{1П} \leq h_{св}; x_{ор} < x_{омак}; (\text{для } y_{1П} > 0: Q_{дп} > 0; i_{02} = i_{02}; x_{Г1(2)} = x_{Г2} = x_{ор} i_{02}^{-0.5});$$

$$Q_{дп} = \zeta_2 \cdot f_{дп} \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{\{k_0 \cdot (x_{Г2} - y_{1П}) \cdot i_{02} \cdot f_2^{-1} - k_{03П} \cdot x_{03П} \cdot f_{03П}^{-1}\}};$$

Рівняння витрати та

$$3) 0.5 \zeta_4 \pi d_2 [(y_{1П} - h_{св}) + (y_{1П} - h_{св})] \sqrt{2k_0 / \rho} \sqrt{\{x_{Г1(2)} - y_{1П}\} i_{01} f_1^{-1} - (x_{Г4} - y_{3П}) i_{04} f_{12}^{-1}} -$$

$$- Q_{дп} - f_{д2} \dot{y}_{3П} = (\zeta_3 f_{д2} + \zeta_4 f_{к3}) \sqrt{2k_0 / \rho} \sqrt{\{x_{Г4} - y_{3П}\} i_{04} f_{12}^{-1} - (x_{Г3} - y_{2П}) i_{03} f_{12}^{-1}};$$

$$(\zeta_3 f_{д2} + \zeta_4 f_{к3}) \sqrt{2k_0 / \rho} \sqrt{\{x_{Г4} - y_{3П}\} i_{04} f_{12}^{-1} - (x_{Г3} - y_{2П}) i_{03} f_{12}^{-1}} = f_{Г2} \dot{y}_{2П}$$

$$\text{для } h_{св} \leq y_{1П} \leq h_c; 0 < y_{3П} < h_{вип}; 0 < y_{2П} \leq h_{вип}; x_{ок} < x_{ор} < x_{омак};$$

$$4) Q_{Г1} + Q_a = \zeta_5 \pi d_3 y_{2П} \sqrt{2k_0 / \rho} \sqrt{\{x_{Г6} - y_{2П}\} i_{06} (f_{3В} - f_{3X})^{-1} - (x_{Г4} - y_{Г4}) i_{Г4} f_{Г4}^{-1}} + \\ + f_{Г2} \dot{y}_{2П} + Q_{дп};$$

$$(\zeta_5 \cdot f_{д2} + \zeta_4 \cdot f_{к3}) \cdot \sqrt{2k_0 / \rho} \sqrt{\{x_{Г6} - y_{2П}\} i_{06} (f_{3В} - f_{3X})^{-1} - (x_{Г3} - y_{2П}) i_{03} f_{12}^{-1}} = f_{Г2} \dot{y}_{2П};$$

$$\zeta_5 \pi d_3 y_{2П} \sqrt{2k_0 / \rho} \sqrt{\{x_{Г6} - y_{2П}\} i_{06} (f_{3В} - f_{3X})^{-1} - (x_{Г4} - y_{Г4}) i_{Г4} f_{Г4}^{-1}} =$$

$$= \dot{x}_{Г4} i_{Г4}^{0.5} k_0 (W_{Гд} + f_{Гд} y_{Гд})^{-1} f_{Гд} K^{-1} + f_{Гд} \dot{y}_{Гд} + f_{3X} \dot{y}_{2П};$$

$$\text{для } x_{ок} < x_{ор} < x_{омак}; y_{1П} = h_c; y_{3П} = h_{вип}; 0 < y_{2П} \leq h_{вип}; 0 < y_{2П} \leq H_{ГГ};$$

$$(\text{для } y_{2П} \geq 0 \quad 0 \leq x_{ГГд} \leq x_{омак Гд}^{-0.5}, \text{ а для } 0 < y_{2П} \leq h_{вип}: x_{омак Гд}^{-0.5} > x_{ГГд} \geq x_{ок}) \quad (4.16)$$

де додатково позначено: $Q_{Г1}$, Q_a , $Q_{дп1}$ – відповідно подачі гідронасоса, циклового гідроакумулятора та витрати через дросель $f_{дп1}$; ζ_1 , ζ_2 , ζ_3 , ζ_4 , ζ_5 – коефіцієнти витрати, відповідно, через від'ємні перекриття запір-ного елемента сервопривода, дросель $f_{д1}$, дросель $f_{д2}$, зворотний кла-

пан $f_{кз}$ та відкритий впускний клапан; $d_2 \approx 1,13 \cdot \sqrt{f_2}$; $d_{зв} \approx 1,13 \cdot \sqrt{f_{зв}}$ – відповідно, діаметр золотникової частини запірного елемента сервопривода та середній діаметр запірної фаски впускного клапана; $i_{07} = f_{зв}^2 \cdot f_0^{-2}$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки до середньої площі запірної фаски впускного клапана; $x_{f7} = x_{ор} \cdot i_{07}^{-0,5}$ – деформація гідравлічної ланки, зведена до площі $f_{зв}$ в момент відкриття впускного клапана; $(x_{озл} \cdot (i'_{07})^{-0,5} \leq x_{f7} \leq x_{оmax}$ для $0 < y_{2п} \leq h_{вп}$ та $x_{оmax} \cdot i_{07}^{-0,5} > x_{f7} \geq x_{ок} \cdot i_{07}^{-0,5}$ для $y_{2п} = h_{вп}$ та $\dot{y}_{2п} = 0$); $i'_{07} = f_{зв}^2 \cdot f_{озл}^{-2}$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки зливної порожнини до площі $f_{зв}$; $x_{озл} = p_{зл} \cdot f_{озл} \cdot k_{озл}^{-1}$ – деформація гідравлічної ланки зливної порожнини; $x'_{fгд}$, $\dot{x}'_{fгд}$ – поточна деформація і швидкість деформації гідравлічної ланки, зведена до площі поперечного перерізу $f_{гд}$ рухомої ланки гідродвигуна привода; $W_{огд}$ – початковий об'єм напірної порожнини гідродвигуна (зазвичай $W_{огд} \ll W_0$ і цим об'ємом можна знехтувати); x'_{f4} – деформація гідравлічної ланки (зведена до площі f_1 та $f_{4г2}$) в початковий момент набору тиску в гідросистемі ($0 \leq x'_{f4} \leq x_{f1} \cdot i_{14}^{-0,5}$); $i_{14} = f_{4г2}^2 \cdot f_1^{-2}$ – передаточне відношення між площами f_1 та $f_{4г2}$; $y'_{зп}$ – початкове („фіксує”) переміщення впускного клапана другого каскаду ГТТ в початковий період набору тиску в гідросистемі із закритого положення у відкрите; $x_{f5} = x_{озл} \cdot i_{05}^{-0,5}$ – деформація гідравлічної ланки зливної порожнини, зведена до кільцевої площі $f_{4г1}$ впускного клапана; c_1, c_2, c_3, c_4 – коефіцієнти в'язкого опору під час переміщення запірних елементів ГТТ та рухомої ланки гідродвигуна.

Зворотний хід запірних елементів ГТТ починається (фаза 9) після завершення переміщення рухомої ланки гідродвигуна, зв'язаної з виконавчою ланкою ВМ, на повний хід $H_{гд}$ ($\dot{y}_{гд} = 0$) та зменшення тиску в порожнині гідродвигуна від $p_r = p_1$ до $p_r = p_2$, а в напірній порожнині привода від $p_r = p_2$ до $p_r = p_2$ (див. рисунок 4.3), що відповідає зміні деформації гідравлічної ланки від $x_{ор} \geq x_{оmax}$ до $x_{ор} \leq x_{ок}$ (див. (4.12) та (4.13)). Шляхом зведення гідравлічної ланки привода до відповідних ланок ГТТ, динамічну модель зворотного ходу запірних ланок каскадів ГТТ та виконавчої ланки ВМ (маса m_4) за аналогією з прямим ходом також можна подати у вигляді чотирьох динамічних моделей: сервопривода (рисунок 4.5а), впускного (рисунок 4.5б) і впускного (рисунок 4.5в) клапанів другого каскаду та виконавчої ланки ВМ (рисунок 4.5г).

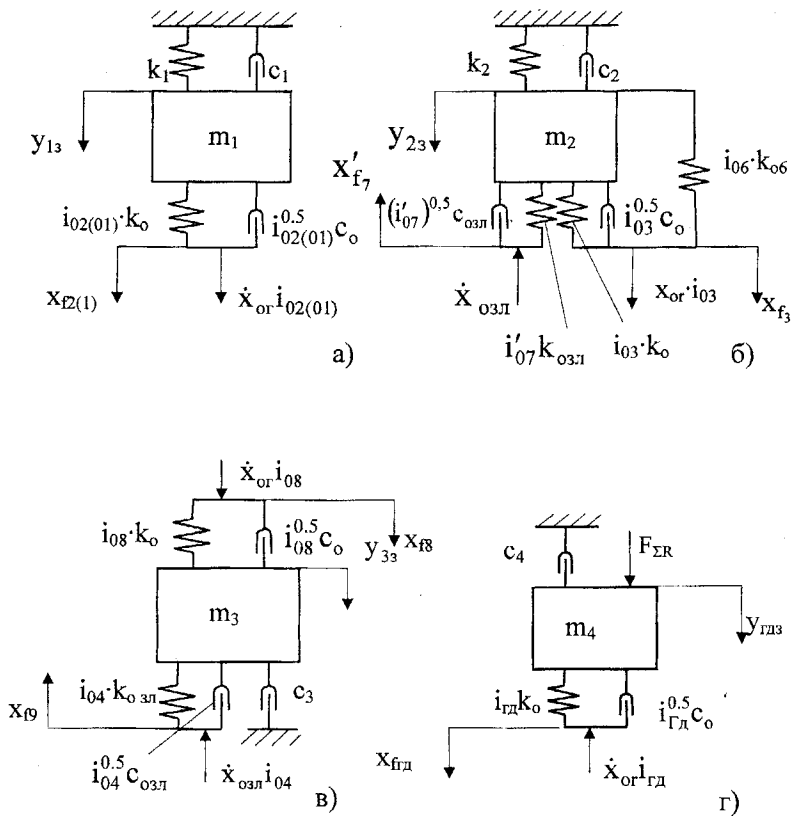


Рисунок 4.5 – Динамічні моделі зворотного ходу запірних елементів ГТ і виконавчої ланки ВМ: а) – сервопривода, б) впускного, в) випускного клапанів другого каскаду і г) виконавчої ланки ВМ

Математична модель зворотного ходу запірних елементів ГТ і маси m_4 , складена на основі цих моделей, структурно-розрахункової схеми (див. рисунок 4.1) і принципу Д'Аламбера, має вигляд (індекс „з” біля поточних значень переміщень, швидкостей і прискорень запірних елементів каскадів ГТ і виконавчої ланки ВМ вказує на їх зворотний хід):

Рівняння руху

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{y}_{13} = k_1(y_{01} + h_C - y_{13}) - i_{020} \cdot k_0[x_{r20} - (h_C - y_{13})] - i_{020}^{0.5} \cdot c_0(\dot{x}_{r20} - \dot{y}_{13}) - c_1 \cdot \dot{y}_{13}; \\ m_2 \cdot \ddot{y}_{23} = k_2(y_{02} + h_{\text{ВП}} - y_{23}) - i_{03} \cdot k_0[x_{r3} + (h_{\text{ВП}} - y_{23})] + i_{06} \cdot k_0[x_{r6} - (h_{\text{ВП}} - y_{23})] - \\ - i_{07}' \cdot k_{03Л}(x_{r7} + h_{\text{ВП}} + y_{23}) - i_{03}^{0.5} \cdot c_0(\dot{x}_{r3} - \dot{y}_{23}) - (i_{07}')^{0.5} \cdot c_{03Л}(\dot{x}_{r7} + \dot{y}_{23}) - c_2 \cdot \dot{y}_{23}; \\ m_3 \cdot \ddot{y}_{33} = i_{08} \cdot k_0[(h_{\text{ВП}} - y_{33}) - x_{r8}] - i_{04} \cdot k_{03Л}(x_{r9} + h_{\text{ВП}} - y_{33}) - i_{08}^{0.5} \cdot c_0(\dot{y}_{33} - \dot{x}_{r8}) - \\ - i_{04}^{0.5} \cdot c_{03Л}(\dot{x}_{r9} + \dot{y}_{33}) - c_3 \dot{y}_{33}; \\ m_4 \cdot \ddot{y}_{ГЛ} = F_{\Sigma R} - i_{ГЛ} \cdot k_0[x_{rГЛ} - (H_{ГЛ} - y_{ГЛ})] - i_{ГЛ}^{0.5} \cdot c_0(\dot{x}_{rГЛ} - \dot{y}_{ГЛ}) - c_4 \dot{y}_{ГЛ}; \end{cases}$$

Рівняння витрати та умови однозначності

$$\begin{aligned} 1) Q_{ГЛ} &= \zeta_5 \pi d_{3В} (h_{\text{ВП}} - y_{23}) \sqrt{2k_0/\rho} \sqrt{[x_{r6} - (h_{\text{ВП}} - y_{23})] i_{06} (f_{3В} - f_{3Х})^{-1} - (x_{rГЛ} - (H_{ГЛ} - y_{ГЛ}))} i_{ГЛ} f_{ГЛ}^{-1} + \\ &+ \dot{x}_{rГЛ} k_0 f_0^{-1} \kappa^{-1} (W_a + W_b) + Q_{\text{ш}} + 0.5 \zeta_4 \pi d_2 [(h_C - y_{13} - h_{\text{СП}}) + (h_C - y_{13} - h_{\text{СП}})]^* \\ & \sqrt{2k_0/\rho} \sqrt{[x_{r2} - (h_C - y_{13})] i_{02} f_2^{-1} - [x_{r8} - (h_{\text{ВП}} - y_{33})] i_{08} f_{4П}^{-1}} \text{ для} \\ H_{ГЛ} &\geq y_{ГЛ} > 0; 0 \leq y_{23} < h_{\text{ВП}}; 0 \leq y_{33} < h_{\text{ВП}}; 0 \leq y_{13} < h_{\text{СП}}; x_{03Л} < x_{0\alpha} \leq x_{0\beta}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2) \zeta_5 \pi d_{3В} (h_{\text{ВП}} - y_{23}) \sqrt{2k_0/\rho} \sqrt{[x_{r6} - (h_{\text{ВП}} - y_{23})] i_{06} (f_{3В} - f_{3Х})^{-1} - (x_{rГЛ} - (H_{ГЛ} - y_{ГЛ}))} i_{ГЛ} f_{ГЛ}^{-1} + \\ + f_{rГЛ} \dot{y}_{ГЛ} + f_{r3} \dot{y}_{23} = \zeta_6 \pi d_{\text{ВП}} [(h_{\text{ВП}} - y_{33}) \sqrt{2/\rho} \sqrt{[x_{r\text{ВП}} - (h_{\text{ВП}} - y_{33})] i_{09} f_{\text{ВП}}^{-1} - k_{03Л} x_{03Л} f_{03Л}^{-1}} + \\ + f_{r\text{ВП}} \dot{y}_{33}; \\ 0.5 \zeta_4 \pi d_2 [(h_C - y_{13} - h_{\text{СП}}) + (h_C - y_{13} - h_{\text{СП}})] \sqrt{2/\rho} \sqrt{[k_0(x_{rГЛ} + h_{\text{ВП}} - y_{33})] i_{04} f_{4П}^{-1} - k_{03Л} x_{03Л} f_{03Л}^{-1}} = \\ = f_{4П} \cdot \dot{y}_{33} + \zeta_5 f_{r2} \sqrt{2k_0/\rho} \sqrt{[x_{r3} + (h_{\text{ВП}} - y_{23})] i_{03} f_{Г2}^{-1} - [x_{r9} + (h_{\text{ВП}} - y_{33})] i_{04} \cdot f_{4П}^{-1}}; \\ \zeta_5 \cdot f_{r2} \sqrt{2k_0/\rho} \sqrt{[x_{r3} - (h_{\text{ВП}} - y_{23})] i_{03} f_{Г2}^{-1} - (x_{r9} + h_{\text{ВП}} + y_{33}) \cdot i_{04} \cdot f_{4П}^{-1}} = f_{12} \cdot \dot{y}_{23} \\ \text{для } h_{\text{СП}} < y_{13} \leq h_C; 0 < y_{23} \leq h_{\text{ВП}}; 0 < y_{33} \leq h_{\text{ВП}}; x_{03Л} \leq x_{0\alpha} < x_{0\beta}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 3) Q_{ГЛ} &= \dot{x}_{rГЛ} k_0 (W_a + W_b) f_0^{-1} \kappa^{-1} \text{ для } y_{13} = h_C; y_{23} = h_{\text{ВП}}; y_{33} = h_{\text{ВП}}; f_{020} = f_1; i_{020} = i_0; \\ x_{0\alpha} &\leq x_{0\beta} < x_{0\text{max}} \end{aligned} \quad (4.17)$$

де введено додаткові позначення: $i_{08} = f_{4П}^2 \cdot f_0^{-2}$, $i_{09} = f_{4\text{ВП}}^2 \cdot f_0^{-2}$ – відповідно, передаточні відношення від гідравлічної ланки привода до кільцевої площі $f_{4П}$ грибка та середньої площі перерізу запірної фаски $f_{4\text{ВП}}$ випускного клапана другого каскаду ГІТ (див. рисунок 4.1); $x'_{Г7} = x_{03Л} \cdot (i'_{07})^{-0.5}$ – деформація гідравлічної ланки зливної порожнини, зведена до площі $f_{3В}$; $x_{f_8} = x_{f2} \cdot i_{08}^{-0.5}$ – деформація гідравлічної ланки, зведена до площі $f_{4П}$; $x_{f9} = x_{f2} \cdot i_{24}^{-0.5}$ – деформація гідравлічної ланки (зведена до площі f_2 та f_{4r2}) в момент відкриття від'ємного пере-

криття запірнього елемента сервопривода з боку порожнини A_3 в бік зливної порожнини C_1 (див. рисунок 4.1) для $x_{озл} \cdot i_{02}^{-0,5} \leq x_{f_2} < x_{ок} \cdot i_{02}^{-0,5}; i_{24} = f_{4r2}^2 \cdot f_2^{-2}$ – передаточне відношення між площами f_2 та f_{4r2} ; ζ_6 – коефіцієнт витрати через відкритий випускний клапан; $d_{4вип} \approx 1,13 \sqrt{f_{4вип}}$ – середній діаметр запірної фаски випускного клапана; $x_{фвип} = x_{ор} i_{09}^{-0,5}$ – деформація гідравлічної ланки, зведена до площі $f_{4вип}$.

Математичні моделі прямого (4.16) та зворотного (4.17) ходів маси m_4 і запірних елементів каскадів ГТТ складні для аналізу навіть за прийнятих припущень (див. по тексту вище). Для зменшення математичних труднощів доцільно виключити з наведених рівнянь члени, які враховують вплив на динаміку ГТТ змінного тиску в зливній порожнині привода, оскільки $k_{озл} \ll k_o$, що дозволяє вважати $k_{озл} = 0$, $p_{зл} = 0$, $x_{озл} = 0$ та $\dot{x}_{озл} = 0$.

Диференціальні рівняння руху маси m_4 і запірних елементів ГТТ під час прямого і зворотного ходів можна привести до вигляду, що наглядно підкреслює коливальний характер руху запірних елементів. Для скорочення викладок спосіб зведення покажемо тільки для рівнянь, що описують прямий і зворотний хід запірнього елемента сервопривода. Розділимо в рівняннях прямого і зворотного ходу праву і ліву частину рівняння на масу m_1 і після перетворень, отримаємо для ходу маси m_1 :

прямого –

$$\ddot{y}_{1п} + 2\beta_1 \dot{y}_{1п} + \omega_{\Sigma}^2 y_{1п} + \omega_{o1}^2 y_{o1} = \omega_{p1}^2 i_{01(02)}^{0,5} x_{ор}; \quad (4.18)$$

зворотного –

$$\ddot{y}_{1з} + 2\beta'_1 \dot{y}_{1з} + (\omega_{\Sigma}')^2 y_{1з} - \omega_{p1}^2 i_{02(01)} h_c - \omega_{o1}^2 (y_{o1} + h_c) = -\omega_{p1}^2 i_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{ор}, \quad (4.19)$$

де $\beta_1 = 0,5 m_1^{-1} \left[c_1 + c_o i_{01(02)}^{0,5} (\dot{x}_{f_{1(2)}}^{-1} \dot{y}_{1п}^{-1} - 1) \right]$ – зведений коефіцієнт демпфірування (затухання) під час прямого ходу маси m_1 ;

$\omega_{\Sigma} = \sqrt{\frac{1}{m_1} (i_{01(02)} k_o + k_1)} = \sqrt{\omega_{p1}^2 i_{01(02)} + \omega_{o1}^2}$ – власна частота коливань

системи запірний елемент сервопривода – гідравлічна ланка привода під час прямого ходу, зведена до площі перерізу сервопривода f_1 чи f_2 ;

$\omega_{p1} = \sqrt{k_o / m_1}$ – власна частота коливань гідравлічної ланки відносно маси m_1 ; $\omega_{o1} = \sqrt{k_1 / m_1}$ – власна частота коливань запірнього елемента

сервопривода; $\beta'_1 = 0,5 m_1^{-1} \left[c_1 + c_o i_{01(02)}^{0,5} (\dot{x}_{f_{1(2)}}^{-1} \dot{y}_{1з}^{-1} - 1) \right]$ – зведений коефіцієнт

демпфірування під час зворотного ходу маси m_1 ;

$$\omega'_{\Sigma_1} = \sqrt{\frac{1}{m_1}(i_{02(01)}k_o + k_1)} = \sqrt{\omega_{p_1}^2 i_{02(01)} + \omega_{o1}^2} - \text{власна частота коливань}$$

системи запірний елемент – гідравлічна ланка під час зворотного ходу, зведена до площ f_1 чи f_2 (за відкритого запірного елемента сервопривода $i_{01(02)} = i_{02(01)} = i_{02} = f_2^2 f_0^{-2}$); $x_{f_1(2)} = i_{01(02)}^{-0.5} x_{or}$; $x_{f_2(1)} = i_{02(01)}^{-0.5} x_{or}$.

Вільні члени в рівняннях (4.18) та (4.19) є постійними складовими прискорення маси m_1 під час прямого і зворотного ходів. Якщо в рівняннях (4.18) та (4.19) ввести нові змінні

$$Z_{1п} = y_{1п} + \frac{\omega_{01}^2}{\omega_{\Sigma_1}^2} y_{01} \quad (4.20)$$

та

$$Z_{1з} = y_{1з} - \frac{\omega_{01}^2}{(\omega'_{\Sigma_1})^2} (y_{01} + h_c) - \frac{\omega_{p_1}^2 i_{02(01)}}{(\omega'_{\Sigma_1})^2} \cdot h_c, \quad (4.21)$$

які не змінюють характер руху маси m_1 , оскільки $\dot{y}_{1п} = \dot{Z}_{1п}$, $\ddot{y}_{1п} = \ddot{Z}_{1п}$, $\dot{y}_{1з} = \dot{Z}_{1з}$, та $\ddot{y}_{1з} = \ddot{Z}_{1з}$, то рівняння (4.18) та (4.19) приводяться до нелінійних диференціальних рівнянь, що описують вимушені коливання за наявності в'язкого тертя і нелінійної збуджувальної сили, характер якої близький до імпульсного збурення. Для ходів маси m_1 :

прямого –

$$\ddot{Z}_{1п} + 2\beta_1 \dot{Z}_{1п} + \omega_{\Sigma_1}^2 Z_{1п} = \omega_{p_1}^2 i_{01(02)}^{0.5} x_{or}; \quad (4.22)$$

зворотного –

$$\ddot{Z}_{1з} + 2\beta' \dot{Z}_{1з} + (\omega'_{\Sigma_1})^2 Z_{1з} = -\omega_{p_1}^2 i_{02(01)}^{0.5} x_{or}, \quad (4.23)$$

де для

$$\begin{cases} y_{1п} = 0; i_{01(02)} = i_{01}; & y_{1з} < h_c; i_{02(01)} = i_{01}; \\ y_{1п} > 0; i_{01(02)} = i_{02}; & y_{1з} = h_c; i_{02(01)} = i_{01}. \end{cases}$$

Передаточні відношення i_{01} та i_{02} зв'язані залежністю $i_{01} = i_{02} \cdot i_{21} = i_{02} \cdot i_{12}^{-1}$; ($i_{12} = i_{21}^{-1}$)

Використовуючи розглянуту методику перетворень, приведемо

рівняння руху маси m_4 і запірних елементів каскадів ГТТ під час прямого та зворотного ходів до вигляду, аналогічного (4.22) та (4.23), виключивши з них члени, що враховують вплив на динаміку ГТТ змінного тиску в зливних порожнинах ГТТ та привода:

прямий хід ($x_{\text{омах}} \leq x_{\text{ор}} \leq x_{\text{ок}}$) –

$$\begin{cases} \ddot{Z}_{1п} + 2\beta_1 \dot{Z}_{1п} + \omega_{\Sigma_1}^2 \cdot Z_{1п} = \omega_{P1}^2 \cdot i_{01(02)}^{0,5} \cdot x_{\text{ор}}; \\ \ddot{Z}_{2п} + 2\beta_2 \dot{Z}_{2п} + \omega_{\Sigma_2}^2 \cdot Z_{2п} = \omega_{P1}^2 \cdot \gamma_1 (i_{03}^{0,5} + i_{07}^{0,5} - i_{06}^{0,5}) \cdot x_{\text{ор}}; \\ \ddot{Z}_{3п} + 2\beta_3 \dot{Z}_{3п} + \omega_{\Sigma_3}^2 \cdot Z_{3п} = \omega_{\Sigma_3}^2 \cdot i_{04}^{-0,5} \cdot x_{\text{ор}}; \\ \ddot{Z}_{4п} + 2\beta_4 \dot{Z}_{4п} + \omega_{\Sigma_4}^2 \cdot Z_{4п} = \omega_{\Sigma_4}^2 i_{Гд}^{-0,5} \cdot x_{\text{ор}}; \end{cases} \quad (4.24)$$

зворотний хід ($x_{\text{ок}} \geq x_{\text{ор}} \geq 0$) –

$$\begin{cases} \ddot{Z}_{1з} + 2\beta'_1 \dot{Z}_{1з} + (\omega'_{\Sigma_1})^2 \cdot Z_{1з} = -\omega_{P1}^2 \cdot i_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{\text{ор}}; \\ \ddot{Z}_{2з} + 2\beta'_2 \dot{Z}_{2з} + \omega_{\Sigma_2}^2 \cdot Z_{2з} = -\omega_{P1}^2 \cdot \gamma_1 (i_{03}^{0,5} - i_{06}^{0,5}) \cdot x_{\text{ор}}; \\ \ddot{Z}_{3з} + 2\beta'_3 \dot{Z}_{3з} + (\omega'_{\Sigma_3})^2 \cdot Z_{3з} = -(\omega'_{\Sigma_3})^2 i_{08}^{-0,5} \cdot x_{\text{ор}}; \\ \ddot{Z}_{4з} + 2\beta'_4 \dot{Z}_{4з} + \omega_{\Sigma_4}^2 \cdot Z_{4з} = -\omega_{\Sigma_4}^2 i_{Гд}^{-0,5} \cdot x_{\text{ор}}; \end{cases} \quad (4.25)$$

де $Z_{2п} = y_{2п} + \omega_{02}^2 y_{02} / \omega_{\Sigma_2}^2$; $Z_{3п} = y_{3п}$; $Z_{4п} = y_{Гдп} + F_{\Sigma R} / (i_{Гд} k_0)$;
 $Z_{2з} = y_{2з} - \omega_{02}^2 (y_{02} + h_{вп}) / \omega_{\Sigma_2}^2 - \omega_{P1}^2 \gamma_1 (i_{03} + i_{06}) h_{вп} / \omega_{\Sigma_2}^2$; $Z_{3з} = y_{3з} - h_{вип}$;
 $Z_{4з} = y_{Гдз} - H_{Гд} - F_{\Sigma R} / (i_{Гд} k_0)$; $\omega_{02} = \sqrt{k_2 / m_2}$, – власна частота коливань системи впускний клапана ($m_{квп}$) – штовхачі (m_{T_1}, m_{T_2}) (див. ри-

сунок 4.1); $\omega_{\Sigma_2} = \sqrt{\frac{1}{m_2} [(i_{03} - i_{06}) \cdot k_0 + k_2]} = \sqrt{\omega_{P1}^2 \gamma_1 (i_{03} - i_{06}) + \omega_{02}^2}$ – власна

частота коливання системи впускний клапан – гідравлічна ланка, зведена до площі $f_{Г2}$ та $(f_{зв} - f_{зк})$ під час прямого та зворотного ходів;

$\omega_{\Sigma_3} = \omega_{P1} \sqrt{i_{04} \gamma_2}$, $\omega'_{\Sigma_3} = \omega_{P1} \sqrt{i_{08} \gamma_2} = \omega_{\Sigma_3} \sqrt{i_{4r21}}$, $\omega_{\Sigma_4} = \omega_{P1} \sqrt{i_{Гд} \gamma_{Гд}}$ – відповідно, власні частоти коливань мас випускного клапана другого каскаду ГТТ та мас m_4 , відповідно, під час прямого і зворотного їх ходів

$i_{4r21} = i_{08} i_{04}^{-1} = f_{4r1}^2 f_{4r2}^{-2}$ – внутрішнє передаточне відношення між кільцевими площами перерізів грибка випускного клапана f_{4r1} та f_{4r2} ;

$\gamma_1 = m_1 / m_2$; $\gamma_2 = m_1 / m_3$; $\gamma_{Гд} = m_1 / m_4$;

$$\beta_2 = 0,5m_2^{-1} [c_2 + c_o i_{03}^{0,5} (\dot{x}_{f_3} \dot{y}_{2п}^{-1} - 1)]; \quad \beta'_2 = 0,5m_2^{-1} [c_2 + c_o i_{03}^{0,5} (\dot{x}_{f_3} \dot{y}_{23}^{-1} - 1)];$$

$$\beta_3 = 0,5m_3^{-1} [c_3 + c_o i_{04}^{0,5} (\dot{x}_{f_4} \dot{y}_{3п}^{-1} - 1)]; \quad \beta'_3 = 0,5m_3^{-1} [c_3 + c_o i_{08}^{0,5} (\dot{x}_{f_6} \dot{y}_{33}^{-1} - 1)];$$

$$\beta_4 = 0,5m_4^{-1} [c_4 + c_o i_{гд}^{0,5} (\dot{x}_{f_{гд}} \dot{y}_{гдп}^{-1} - 1)]; \quad \beta'_4 = 0,5m_4^{-1} [c_4 + c_o i_{гд}^{0,5} (\dot{x}_{f_{гд}} \dot{y}_{гд3}^{-1} - 1)];$$

– зведені коефіцієнти демпфірування мас $m_1 \dots m_4$ під час прямого і зворотного ходів впускного і випускного клапанів ГПТ та маси m_4 .

Під час побудови математичної моделі привода було прийнято припущення, що рух запірного елемента зворотного клапана $f_{зк}$ (див. рисунок 4.1) на динаміку ГПТ суттєво не впливає. Це припущення коректне за умови, що власна частота системи запірний елемент зворотного клапана-гідравлічна ланка $\omega_{\Sigma_{зк}} \geq \omega_{\Sigma_1}$. За аналогією з виразом для власної частоти ω_{Σ_1} системи запірний елемент сервопривода-гідравлічна ланка, можна записати:

$$\omega_{\Sigma_{зк}} = \sqrt{\frac{1}{m_{зк}} (i_{озк} k_o + k_{зк})} = \sqrt{\omega_{p1}^2 \gamma_{зк} i_{озк} + \omega_{озк}^2}, \quad (4.26)$$

де $m_{зк}$ – маса запірного елемента зворотного клапана; $\gamma_{зк} = m_1 / m_{зк}$; $k_{зк}$ – жорсткість пружини зворотного клапана; $i_{озк} = f_{зк}^2 / f_o^2$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки до площі $f_{зк}$ прохідного перерізу зворотного клапана; $\omega_{озк} = \sqrt{k_{зк} / m_{зк}}$ – власна частота коливань запірного елемента зворотного клапана. З метою мінімізації гідравлічних опорів, доцільно прийняти $f_{зк} = f_1$, тоді $i_{зк} = i_{o1}$. Виділивши з виразу для ω_{Σ_1} (див. (4.18) і (4.19)) ω_{p1}^2 і підставивши цю залежність в (4.26), після нескладних перетворень із врахуванням, що для $y_{1п} > 0$ $i_{o1(o2)} = i_{o2}$, а для $y_{13} < h_c$ $i_{o2(o1)} = i_{o2}$, отримаємо:

$$\omega_{\Sigma_{зк}} = \omega_{озк} \sqrt{i_{21} (\gamma_{зк} \omega_{\Sigma_1}^2 / \omega_{озк}^2 - \theta) + 1}, \quad (4.27)$$

де $\theta = k_1 / k_{зк}$ – відношення жорсткостей пружин регулятора тиску відкриття ГПТ та зворотного клапана.

Досвід [20, 23, 28, 32, 56, 83] проектування ГТ показує, що для високочастотних гідроімпульсних приводів оптимальними є: $i_{21} \approx 0,6$; $\gamma_{3k} \approx 5$; $\theta \approx 5$, тоді, якщо прийняти мінімальне співвідношення $\omega_{\Sigma_1}^2 / \omega_{03k}^2 = 2$ ($\omega_{\Sigma_1} = \omega_{03k} \sqrt{2}$), $\omega_{\Sigma_3k} = 2\omega_{03k}$, що в 1,42 рази більше за частоту ω_{Σ_1} . В реальних системах відношення $\omega_{\Sigma_1}^2 / \omega_{03k}^2 > 2$, що гарантує синхронну роботу зворотного клапана в усьому частотному діапазоні ГТ і підтверджує коректність прийнятого припущення.

Ліві частини диференціальних рівнянь систем (4.24) та (4.25) тільки за зовнішнім виглядом ідентичні лінійним рівнянням, що описують класичні вимушені коливання, але на відміну від останніх зведені коефіцієнти демпфірування β_k і β'_k де ($k=1, 2, 3, 4$) є не постійними величинами, а нелінійними функціями, які залежать від відношень швидкості деформації гідравлічної ланки \dot{x}_{f_j} (зведеної до відповідної площі перерізу запірного елемента каскаду ГТ і рухомої ланки гідродвигуна) до швидкості переміщення цього запірного елемента під час прямого чи зворотного ходів:

$\dot{y}_{1n}; \dot{y}_{2n}; \dot{y}_{3n}; \dot{y}_{1\Gamma_n}; \dot{y}_{13}; \dot{y}_{23}; \dot{y}_{33}; \dot{y}_{\Gamma_d}$.

Деформація гідравлічної ланки x_{or} , яка визначається внаслідок спільного розв'язання рівнянь витрати енергоносія і руху маси m_4 та запірних елементів ГТ (див. системи (4.16) та (4.17)), є складною нелінійною функцією переміщень, швидкостей та прискорень запірних елементів, яка зв'язує в пропорційних відношеннях між собою ліві частини рівнянь системи (4.24) та (4.25):

прямий хід –

$$x_{or} = D_n \cdot A_n = E_n \cdot B_n = H_n \cdot C_n = G_n \cdot F_n; \quad (4.28)$$

зворотний хід –

$$x_{or} = -D_3 \cdot A_3 = -E_3 \cdot B_3 = H_3 \cdot C_3 = -G_3 \cdot F_3, \quad (4.29)$$

де

$$D_n = [\omega_{P1}^2 \cdot i_{1(02)}^{0,5}]^{-1}; \quad A_n = \ddot{z}_{1n} + 2\beta_1 \dot{z}_{1n} + \omega_{\Sigma_1}^2 \cdot z_{1n}; \quad E_n = [\omega_{P1}^2 \cdot \gamma_1 (i_{03}^{0,5} + i_{07}^{0,5} - i_{06}^{0,5})]^{-1};$$

$$B_n = \ddot{z}_{2n} + 2\beta_2 \dot{z}_{2n} + \omega_{\Sigma_2}^2 \cdot z_{2n}; \quad H_n = [\omega_{\Sigma_3}^2 \cdot \gamma_2 \cdot i_{04}^{0,5}]^{-1}; \quad C_n = \ddot{z}_{3n} + 2\beta_3 \dot{z}_{3n} + \omega_{\Sigma_2}^2 \cdot z_{3n};$$

$$G_n = [\omega_{\Sigma_4}^2 \cdot i_{\Gamma_d}^{0,5}]^{-1}; \quad F_n = \ddot{z}_{4n} + 2\beta_4 \dot{z}_{4n} + i_{\Gamma_d} \cdot \gamma_{\Gamma_d} \omega_{P1}^2 \cdot z_{4n};$$

$$D_3 = [\omega_{P1}^2 \cdot i_{02(01)}^{0,5}]^{-1}; \quad A_3 = \ddot{z}_{13} + 2\beta_1' \dot{z}_{13} + (\omega_{\Sigma_1}')^2 \cdot z_{13}; \quad E_3 = [\omega_{P1}^2 \cdot \gamma_1 (i_{03}^{0,5} - i_{06}^{0,5})]^{-1};$$

$$B_3 = \ddot{z}_{23} + 2\beta_2' \dot{z}_{23} + \omega_{\Sigma_2}^2 \cdot z_{23}; \quad H_3 = [(\omega_{\Sigma_3}')^2 i_{08}^{0,5}]^{-1}; \quad C_3 = \ddot{z}_{33} + 2\beta_3' \dot{z}_{33} + (\omega_{\Sigma_3}')^2 z_{33};$$

$$G_3 = G_{\Pi}; \quad F_3 = \ddot{z}_{43} + 2\beta_4' \dot{z}_{43} + \omega_{\Sigma_4}^2 z_{43}.$$

Із виразів (4.28) та (4.29) випливає, що відношення лівих частин диференціальних рівнянь систем (4.24) і (4.25) є сталими величинами:

$$\begin{aligned} A_{\Pi}/B_{\Pi} = E_{\Pi}/D_{\Pi} = \text{const} \quad A_{\Pi}/C_{\Pi} = H_{\Pi}/D_{\Pi} = \text{const} \quad B_{\Pi}/C_{\Pi} = H_{\Pi}/F_{\Pi} = \text{const} \\ A_{\Pi}/F_{\Pi} = G_{\Pi}/D_{\Pi} = \text{const} \quad B_{\Pi}/F_{\Pi} = G_{\Pi}/E_{\Pi} = \text{const} \quad C_{\Pi}/F_{\Pi} = G_{\Pi}/H_{\Pi} = \text{const} \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$\begin{aligned} A_3/B_3 = E_3/D_3 = \text{const} \quad A_3/C_3 = -H_3/D_3 = \text{const} \quad B_3/C_3 = H_3/E_3 = \text{const} \\ A_3/F_3 = G_3/D_3 = \text{const} \quad B_3/F_3 = G_3/E_3 = \text{const} \quad C_3/F_3 = G_3/H_3 = \text{const} \end{aligned}$$

які визначаються співвідношеннями мас і площ характерних перерізів запірних елементів ПІТ та гідродвигуна.

Диференціюванням залежностей (4.28) та (4.29) можна показати, що швидкість деформації гідравлічної ланки \dot{x}_{or} є нелінійною функцією більш високого порядку ніж x_{or} , наприклад, для прямого ходу

$$\dot{x}_{or} = D_{\Pi} \dot{A}_{\Pi} = E_{\Pi} \dot{B}_{\Pi} = H_{\Pi} \dot{C}_{\Pi} = G_{\Pi} \dot{F}_{\Pi}, \quad (4.31)$$

$$\text{де } \dot{A}_{\Pi} = \dot{z}_1 + 2\beta_1 \dot{\beta}_1 \dot{z}_{1\Pi} + \omega_{\Sigma_1}^2 \cdot \dot{z}_{1\Pi}; \quad \dot{B}_{\Pi} = \dot{z}_{2\Pi} + 2\beta_2 \dot{\beta}_2 \dot{z}_{2\Pi} + \omega_{\Sigma_2}^2 \cdot \dot{z}_{2\Pi};$$

$$\dot{C}_{\Pi} = \dot{z}_{3\Pi} + 2\beta_3 \dot{\beta}_3 \dot{z}_{3\Pi} + i_{04} \cdot \gamma_2 \omega_{P1}^2 \cdot \dot{z}_{3\Pi}; \quad \dot{F}_{\Pi} = \dot{z}_{4\Pi} + 2\beta_4 \dot{\beta}_4 \dot{z}_{4\Pi} + i_{\Gamma\Pi} \cdot \gamma_{\Gamma\Pi} \omega_{P1}^2 \cdot \dot{z}_{4\Pi};$$

$$\dot{\beta}_1 = \frac{1}{2m_1} c_0 i_{01(02)}^{0,5} \frac{\ddot{x}_{f_1(2)} \dot{y}_{1\Pi} - \dot{x}_{f_1(2)} \ddot{y}_{1\Pi}}{(\dot{y}_{3\Pi})^2}; \quad \dot{\beta}_2 = \frac{1}{2m_2} c_0 i_{03}^{0,5} \frac{\ddot{x}_{f_3} \dot{y}_{2\Pi} - \dot{x}_{f_3} \ddot{y}_{2\Pi}}{(\dot{y}_{2\Pi})^2};$$

$$\dot{\beta}_3 = \frac{1}{2m_3} c_0 i_{04}^{0,5} \frac{\ddot{x}_{f_8} \dot{y}_{3\Pi} - \dot{x}_{f_8} \ddot{y}_{3\Pi}}{(\dot{y}_{3\Pi})^2}; \quad \dot{\beta}_4 = \frac{1}{2m_4} c_0 i_{\Gamma\Pi}^{0,5} \frac{\ddot{x}_{f_{\Gamma\Pi}} \dot{y}_{\Gamma\Pi} - \dot{x}_{f_{\Gamma\Pi}} \ddot{y}_{\Gamma\Pi}}{(\dot{y}_{\Gamma\Pi})^2}.$$

Зіставляючи залежності (4.28) та (4.31) з урахуванням (4.30) знайдемо, що:

$$\begin{aligned} A_{\Pi}/B_{\Pi} = \dot{A}_{\Pi}/\dot{B}_{\Pi} = \text{const} \quad A_3/B_3 = \dot{A}_3/\dot{B}_3 = \text{const} \quad A_{\Pi}/C_{\Pi} = \dot{A}_{\Pi}/\dot{C}_{\Pi} = \text{const} \\ A_3/C_3 = \dot{A}_3/\dot{C}_3 = \text{const} \quad B_{\Pi}/C_{\Pi} = \dot{B}_{\Pi}/\dot{C}_{\Pi} = \text{const} \quad B_3/C_3 = \dot{B}_3/\dot{C}_3 = \text{const} \\ A_{\Pi}/F_{\Pi} = \dot{A}_{\Pi}/\dot{F}_{\Pi} = \text{const} \quad A_3/F_3 = \dot{A}_3/\dot{F}_3 = \text{const} \quad B_{\Pi}/F_{\Pi} = \dot{B}_{\Pi}/\dot{F}_{\Pi} = \text{const} \quad (4.32) \\ B_3/F_3 = \dot{B}_3/\dot{F}_3 = \text{const} \quad C_{\Pi}/F_{\Pi} = \dot{C}_{\Pi}/\dot{F}_{\Pi} = \text{const} \quad C_3/F_3 = \dot{C}_3/\dot{F}_3 = \text{const} \end{aligned}$$

Розділивши (4.28) на (4.33), матимемо:

$$\dot{x}_{or} / \dot{x}_{or} = A_{\pi} / \dot{A}_{\pi} = B_{\pi} / \dot{B}_{\pi} = C_{\pi} / \dot{C}_{\pi} = F_{\pi} / \dot{F}_{\pi}. \quad (4.33)$$

Порівнюючи (4.28) та (4.31) устанavimo, що відношення $\dot{x}_{or} / \dot{x}_{or} = \text{const}$ під час прямого та зворотного ходів запірних елементів ГПТ і маси m_4 , що дозволяє висунути припущення, що відношення швидкостей $\dot{x}_{f_j} / \dot{y}_{k\pi} = \dot{x}_{f_j} / \dot{Z}_{k\pi}$ та $\dot{x}_{f_j} / \dot{y}_{k3} = \dot{x}_{f_j} / \dot{Z}_{k3}$, які входять, відповідно, в коефіцієнти демпфірування β_k та β'_k мало змінюються на всіх фазах робочого циклу привода, тому доцільно оцінити співвідношення сталої та змінної частин в залежностях для коефіцієнтів β_k та β'_k , попередньо привівши ці вирази з урахуванням (4.11) до вигляду:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= 0,5m_1^{-1} [c_1 + c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{1n}^{-1} - i_{0,5}^{0,5})]; & \beta'_1 &= 0,5m_1^{-1} [c_1 + c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{13}^{-1} - i_{0,5}^{0,5})]; \\ \beta_2 &= 0,5m_2^{-1} [c_2 + c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{2n}^{-1} - i_{0,5}^{0,5})]; & \beta'_2 &= 0,5m_2^{-1} [c_2 + c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{23}^{-1} - i_{0,5}^{0,5})]; \\ \beta_4 &= 0,5m_4^{-1} [c_4 + c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{4n}^{-1} - i_{\Gamma n}^{0,5})]; & \beta'_4 &= 0,5m_4^{-1} [c_4 + c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{43}^{-1} - i_{\Gamma n}^{0,5})], \end{aligned} \quad (4.34)$$

де в узагальненій формі $0,5m_k^{-1} c_k = \text{const}$, а $0,5m_k^{-1} c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{kn}^{-1} - i_{oj}^{0,5}) = \text{var}$.

Частки α_k і α'_k змінної частини коефіцієнтів β_k та β'_k від постійної (у відсотках) визначимо так:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= \frac{0,5m_k^{-1} c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{kn}^{-1} - i_{oj}^{0,5})}{0,5m_k^{-1} c_k} 100\% = \frac{c_o}{c_k} (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{kn}^{-1} - i_{oj}^{0,5}) 100\%; \\ \alpha'_k &= \frac{0,5m_k^{-1} c_o (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{k3}^{-1} - i_{oj}^{0,5})}{0,5m_k^{-1} c_k} 100\% = \frac{c_o}{c_k} (\dot{x}_{or} \dot{Z}_{k3}^{-1} - i_{oj}^{0,5}) 100\%. \end{aligned} \quad (4.35)$$

Коефіцієнти в'язкого опору c_k знаходяться за законом Ньютона із виразів для сил рідинного тертя під час переміщення запірних елементів ГПТ та рухомої ланки гідродвигуна:

$$c_k \dot{y}_{k\pi} \equiv c_k \dot{Z}_{k\pi} = \tau_k \pi d_k l_k \approx \mu \frac{\dot{Z}_{k\pi}}{\delta_k} \pi d_k l_k, \quad (4.36)$$

звідки

$$c_k = \mu \pi d_k l_k / \overline{\delta_k}, \quad (4.37)$$

де $\tau_k \approx \mu \dot{Z}_{kn} / \bar{\delta}_k$ – напруження зсуву в рідині під час руху запірних елементів ГПТ чи рухомої ланки гідродвигуна; $d_k = \sum_{j=1}^n (d_{kj} l_{kj}) / \sum_{j=1}^n l_{kj}$ – усереднений діаметр напрямних поверхонь запірних елементів ГПТ чи рухомої ланки гідродвигуна (тут відповідно, d_{kj} та l_{kj} – діаметр і довжина k_j ділянки запірного елемента чи ланки гідродвигуна); $l_k = \sum_{j=1}^n l_{kj}$; $\delta_k = \sum_{j=1}^n (\delta_{kj} l_{kj}) / \sum_{j=k}^n l_{kj}$ – усереднений радіальний зазор в спряженні запірних елементів чи рухомої ланки гідродвигуна (δ_{kj} – радіальний зазор k_j ділянки цих елементів).

Підставляючи в (4.35) значення c_o (див. (4.14)) та c_k із (4.37), одержимо:

$$\alpha_k = \frac{0,785 d_o \bar{\delta}_k}{\pi d_k l_k} \left(\dot{x}_{or} \dot{Z}_{kn}^{-1} - i_{oj}^{0,5} \right) \cdot 100\% \approx 0,25 \frac{d_o \bar{\delta}_k}{d_k l_k} \left(\dot{x}_{or} \dot{Z}_{kn}^{-1} - i_{oj}^{0,5} \right) \cdot 100\%; \quad (4.38)$$

$$\alpha'_k = 0,25 \frac{d_o \bar{\delta}_k}{d_k l_k} \left(\dot{x}_{or} \dot{Z}_{ks}^{-1} - i_{oj}^{0,5} \right) \cdot 100\%.$$

Аналіз залежностей (4.38) показує, що усередненні геометричні параметри d_o , d_k та l_k складають десятки міліметрів, а зазори $\bar{\delta}_k$ при ходових посадках 6–7 квалітетів для середніх діаметрів напрямних поверхонь запірних елементів ГПТ і рухомих ланок гідродвигунів лежать в межах (0,01–0,04) мм [67, 68]. За таких величин геометричних параметрів мінімальне відношення $\left[(d_o \bar{\delta}_k) / (d_k l_k) \right] \leq 10^{-3}$, тому різниці $\left(\dot{x}_{or} \dot{Z}_{kn}^{-1} - i_{oj}^{0,5} \right)$ і $\left(\dot{x}_{or} \dot{Z}_{ks}^{-1} - i_{oj}^{0,5} \right)$ та співвідношення швидкостей $\left(\dot{x}_{or} \dot{Z}_{kn}^{-1} \right)$ і $\left(\dot{x}_{or} \dot{Z}_{ks}^{-1} \right)$ є визначальними для часток α та α' .

Із досвіду досліджень і проектування ВМ з високочастотним режимом вібронавантаження відомо [69, 86], що $W_{o\Sigma} = W_o + W_a = (1 \dots 1,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, а усереднений діаметр напірної гідролінії має порядок умовного проходу ГПТ. Оцінку співвідношень $\dot{x}_{or} \dot{Z}_{kn}^{-1}$ та $\dot{x}_{or} \dot{Z}_{ks}^{-1}$ виконаємо на основі параметрів гідроімпульсного привода вібростра із зворотно-гвинтовим рухом вібростра, розглянутого в роботі [56], ГПТ якого має сервопривод і другий каскад поді-

бний до досліджуваного генератора (є його прототипом). Сервопривод ГІТ привода цього вібропреса має такі основні геометричні, силові та енергетичні параметри (таблиця 4.1), які наведені в прийнятих для досліджуваного ГІТ і привода позначеннях.

Таблиця 4.1 – Основні параметри сервопривода ГІТ і привода вібропреса [56]

d_1 , мм	d_2 , мм	$\bar{\delta}_1$, мм	ℓ_1 , мм	h_c , мм	y_{01} , мм	k_1 , Н/м	$d_{гд}$, мм	k_o , Н/м	$H_{гд}$, мм	p_1 , МПа	p_2 , МПа	m_1 , кг	m_4 , кг
12	16	0,01	30	4,5	16	$6,08 \cdot 10^4$	100	$2,43 \cdot 10^5$	0,7	10	4,7	0,28	170

Продовження таблиці 4.1

ℓ_4 , мм	δ_4 , мм	d_0 , мм	$F_{\Sigma R}$, Н	κ , МПа	$i_{02} = \frac{f_2^2}{f_0^2}$	$i_{гд} = \frac{f_{гд}^2}{f_0^2}$	$x_{o\max}$, м	x_{ok} , м
200	0,035	25	$52 \cdot 10^3$	$1,42 \cdot 10^3$	0,168	255,61	0,02	$9,53 \cdot 10^{-3}$

Зазвичай для частоти імпульсів тиску $\nu = 100$ Гц, тривалості переднього і заднього фронтів імпульсу приблизно рівні: $t_{пер} = t_{задн} = 5 \cdot 10^{-3}$ с, тоді середню швидкість $\bar{x}_{ог}$ деформації гідравлічної ланки привода під час прямого ходу можна визначити прості залежності:

$$\bar{x}_{ог} = \bar{x}_{ог} / t_{пер} = 0,5(x_{o\max} + x_{ok}) / t_{пер}; \quad (4.39)$$

$$\bar{x}_{ог} = 0,5(2 \cdot 10^{-2} + 9,53 \cdot 10^{-3}) / 5 \cdot 10^{-3} = 2,95 \text{ м/с},$$

де $\bar{x}_{ог}$ – середня деформація гідравлічної ланки під час прямого ходу запірного елемента сервопривода ГІТ. Допускаючи, що рух запірного елемента сервопривода під час прямого ходу є рівноприскореним, знаходимо його середню швидкість за формулою [86, 87]

$$\bar{y}_{1п} \equiv \bar{Z}_{1п} = \sqrt{2h_c \bar{F}_c / m_1}; \quad (4.40)$$

$$\bar{Z}_{1п} = \sqrt{2 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1388 / 0,28} = 6,7 \text{ м/с},$$

де $\bar{F}_c = p_1 f_2 - 0,5 k_1 (h_c + y_{01}) = 1 \cdot 10^7 \cdot 2,01 \cdot 10^{-4} - 0,5 \cdot 6,08 \cdot 10^4 (4,5 + 16) \cdot 10^{-3} = 1388 \text{ Н}$ – середня рушійна сила прямого ходу запірного елемента

сервопривода; $f_2 = 0,785d_2^2 = 0,785(1,6 \cdot 10^{-2})^2 = 2,01 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Середню швидкість прямого ходу рухомої ланки гідродвигуна вібропреса розрахуємо за залежністю, аналогічною (4.40):

$$\bar{y}_{4\pi} \equiv \bar{z}_{4\pi} = \sqrt{2H_{\text{гд}} \bar{F}_4 / m_4}; \quad (4.41)$$

$$\bar{z}_{4\pi} = \sqrt{2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3} \cdot 5697,5 / 170} = 0,22 \text{ м/с},$$

де $\bar{F}_4 = 0,5(p_1 + p_2)f_{\text{гд}} - F_{\Sigma R} = 0,5(10 + 4,7) \cdot 10^6 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} - 52 \cdot 10^3 = 5697,5 \text{ Н}$ — середня рушійна сила прямого ходу рухомої ланки гідродвигуна; $f_2 = 0,785(d_{\text{гд}})^2 = 0,785(0,1)^2 = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

За формулами, аналогічними (4.39), (4.40) та (4.41), знайдемо середні швидкості деформації гідравлічної ланки, переміщення запір-ного елемента ГТ та рухомої ланки гідродвигуна під час зворотного ходу:

$$\bar{x}_{\text{ор}} = 0,5x_{\text{ок}} / t_{\text{задн}};$$

$$\bar{z}_{13} = \sqrt{2h_c \bar{F}'_c / m_1}; \quad (4.42)$$

$$\bar{z}_{43} = \sqrt{2H_{\text{гд}} \bar{F}'_4 / m_4};$$

$$\bar{x}_{\text{ор}} = 0,5 \cdot 9,53 \cdot 10^{-3} / 5 \cdot 10^{-3} = 0,953 \text{ м/с};$$

$$\bar{z}_{13} = \sqrt{2 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 301,7 / 0,28} = 3,11 \text{ м/с};$$

$$\bar{z}_{43} = \sqrt{2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3} \cdot 3,36 \cdot 10^4 / 170} = 0,53 \text{ м/с},$$

де $\bar{F}'_c = k_1(h_c + y_{\text{ол}}) - p_2 f_2 = 6,08 \cdot 10^4 \cdot (4,5 + 16) \cdot 10^{-3} - 4,7 \cdot 10^6 \cdot 2,01 \cdot 10^{-4} = 301,7 \text{ Н}$,

$\bar{F}'_4 = F_{\Sigma R} - 0,5p_2 f_{\text{гд}} = 5,2 \cdot 10^4 - 0,5 \cdot 4,7 \cdot 10^6 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 3,36 \cdot 10^4 \text{ Н}$ —

відповідно, середні рушійні сили мас m_1 та m_4 під час зворотного ходу.

Підставляючи розрахункові середні значення швидкостей мас m_1 та m_4 під час їх прямого і зворотного ходів та параметри з таблиці 4.1 в (4.35), визначимо частки α_1 , α'_1 , α_4 і α'_4 (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Оціночні значення $\alpha_1, \alpha'_1, \alpha_4$ та α'_4

$\alpha_1, \%$	$\alpha'_1, \%$	$\alpha_4, \%$	$\alpha'_4, \%$
$3,9 \cdot 10^{-4}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$2,8 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-3}$

Одержані оцінки дозволяють під час визначення коефіцієнтів демпфірування знехтувати їх змінною частиною, яка через свою малу величину не має суттєвого впливу на перебіг динамічних процесів в ГПТ і приводі. З урахуванням зробленого зауваження коефіцієнти $\beta_k = \beta'_k$ для прямого і зворотного ходів запірних елементів каскадів ГПТ та маси m_4 можна подати у вигляді узагальненої залежності

$$\beta_k = 0,5 \cdot m_k^{-1} c_k = \text{const.} \quad (4.43)$$

Подача Q_a циклового гідроаккумулятора, яка входить в рівняння витрати (див. (4.16) та (4.17)), змінюється в процесі розрядки гідроаккумулятора в порожнину гідродвигуна ВМ під час відкриття впускного клапана ГПТ (див. рисунок 4.1). Закон зміни Q_a визначається типом циклового гідроаккумулятора. У високочастотних гідроімпульсних ВМ, для яких характерні відносно малі амплітуди вібрацій, доцільно використовувати циклові гідроаккумулятори у вигляді місткості розрахункового об'єму W_a , оскільки відпадає необхідність узгодження власної частоти коливань виконавчої ланки гідроаккумулятора, наприклад, пружинного типу, із частотними характеристиками ГПТ та привода. Циклові гідроаккумулятори – місткості, що отримали умовну назву „рідинних” [16, 17, 23, 24], запасують енергію для здійснення одного робочого ходу виконавчої ланки гідродвигуна ВМ за рахунок стискання рідини в своєму об'ємі W_a . До цієї енергії додається також енергія, накопичена під час стискання рідини в об'ємі W_0 напірної порожнини привода ВМ.

Згідно зі зробленими зауваженнями, закон подачі „рідинного” циклового гідроаккумулятора виражається, шляхом зведення жорсткості k_0 гідросистеми привода до площі f_0 перерізу усередненої напірної гідролінії, залежністю:

$$Q_a = \dot{x}_{or} k_0 W_{\Sigma} f_0^{-1} \kappa^{-1} = b \cdot \dot{x}_{or}, \quad (4.44)$$

де $b = k_0 W_{\Sigma} f_0^{-1} \kappa^{-1}$; $W_{\Sigma} = W_0 + W_a$.

Процес зміни деформації x_{or} гідравлічної ланки під час робочого циклу гідроімпульсного привода ВМ проходить в декілька етапів протягом прямого і зворотного ходів запірних елементів ГТТ та виконавчої ланки гідродвигуна привода (маси m_4), які можна розділити межами зміни поточних переміщень мас m_1, \dots, m_4 протягом відповідних проміжків часу для прямого t_k і t'_k зворотного ходів.

На початковому етапі набору в гідросистемі привода, коли $u_{кп} = 0$ (тут $k = 1, \dots, 4$ – порядковий номер мас $m_1 \dots m_4$) порівнюючи (2.4) та (4.9) для $p_2 = 0$, після нескладних перетворень устанavimo:

$$x_{or} = f_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt, \quad (4.45)$$

де $t_H = x_{o\max} \cdot f_0 Q_H^{-1}$ – час зростання деформації гідравлічної ланки від $x_{or} = 0$ до $x_{or} = x_{o\max}$. З початком руху ланок привода для $x_{or} \geq x_{o\max}$ або, що теж саме, $p_r \geq p_1$, деформація гідравлічної ланки зменшуватиметься за відомим законом [56,75] для ходів ланок привода і ГТТ:

прямого –

$$x_{or} = x_{o\max} - Q_{\Sigma_{\ell n}} t \cdot f_0^{-1}; \quad (4.46)$$

зворотного –

$$x_{or} = x_{ok} - Q_{\Sigma_{\ell' s}} t' \cdot f_0^{-1} = x_{o\max} i_{21}^{0,5} - Q_{\Sigma_{\ell' s}} t' \cdot f_0^{-1}, \quad (4.47)$$

де $Q_{\Sigma_{\ell n}}, Q_{\Sigma_{\ell' s}}$ – відповідно, сумарна витрата через гідроканали і відкриті щілини запірних елементів ГТТ, яка відповідає певним переміщенням ланок привода на шляху їх прямого (індекс $\ell = 1 \dots 5$) та зворотного (індекс $\ell' = 1 \dots 3$) ходів; t, t' – відповідно, поточний час зміни x_{or} для певного етапу „ ℓ ” зміни $Q_{\Sigma_{\ell n}}$ чи $Q_{\Sigma_{\ell' s}}$, який можна розділити на умовні інтервали $[0, t_H], [t_H, t_1], [t_1, t_2], \dots, [t_{\ell-1}, t_{\ell+1}]; [0, t'_1], \dots, [t'_{\ell'-1}, t'_{\ell'+1}], [t'_{\ell'+1}, t'_H]$ (тут $t'_H = (x_{o\max} - x_{ok}) f_0 Q_H^{-1} = x_{o\max} (1 - i_{21}^{0,5}) f_0 Q_H^{-1}$ – час зростання деформації гідравлічної ланки від $x_{or} = x_{ok}$ до $x_{or} = x_{o\max}$ для наступного робочого циклу привода); $x_{ok} = x_{o\max} i_{21}^{0,5}$ (див (4.13)).

Для визначення $Q_{\Sigma_{\ell n}}$ та $Q_{\Sigma_{\ell' s}}$ можна використовувати як ліві, так і праві частини рівнянь витрати енергоносія, наведених в системах

(4.16) та (4.17). Рівняння витрати, що описують процеси течії рідини через щілини запірних елементів ГТ та дроселі, врахуванням залежності (4.11) спрощуються і приводяться до вигляду, за яким витрати через ці елементи є пропорційними кореням квадратним із різниці переміщень запірних елементів каскадів ГТ (для рухомої ланки гідродвигуна – кореню квадратному із різниці переміщень цієї ланки і відповідного запірного елемента ГТ), зв'язаних через відповідні передаточні відношення.

Швидкість переміщення впускного клапана другого каскаду ГТ на шляху зворотного ходу визначається витратою $Q_{т3}$ через дросель $f_{д2}$ (див. рисунок 4.1 та рівняння витрат в системі (4.17)). Ця витрата в основному формується зусиллям пружного повернення впускного клапана і гідравлічним опором дроселя $f_{д2}$. З урахуванням прийнятих додаткових припущень і (4.11), витрату $Q_{т3}$ можна подати у вигляді рівняння

$$Q_{т3} = \zeta_{33} f_{д2} \cdot f_0^{-1} \sqrt{k/\rho} \sqrt{f_{т2} [(h_{вп} - y_{23}) + (h_{вп} - y_{23})]} = f_{т2} y_{23}. \quad (4.48)$$

Суттєвий вплив гідравлічного опору дроселя $f_{д2}$ на характер зворотного руху впускного клапана другого каскаду ГТ певною мірою робить процес його закриття практично незалежним від зворотного ходу впускного клапана і маси m_4 . Крім того наявність в блокові тонкого налагодження зворотного клапана, паралельно встановленого по відношенню до дроселя $f_{д2}$ і орієнтованого на пропускання енергоносія тільки в момент прямого ходу впускного клапана, запобігає зменшенню тиску енергоносія в порожнині A_4 (див. рисунок 4.1) до рівня тиску p_2 „закриття” ГТ. З урахуванням того, що на момент повного відкриття впускного клапана потік енергоносія в порожнину A_4 змінює напрям і витікає з цієї порожнини через дросель $f_{д2}$, можна припустити, що на початок зворотного ходу впускного клапана тиск в порожнині A_4 є рівним $\Delta p = p_1 - p_2$, або, що одне і теж, початкова деформація гідравлічної ланки відносно порожнини A_4 $x_{o_{A4}} = x_{o_{max}} - x_{ok} = x_{o_{max}} (1 - i_{21}^{0,5})$. Згідно із зробленими зауваженнями, зміну деформації гідравлічної ланки $x'_{ор}$ в порожнині A_4 , яка обумовлює закон переміщення впускного клапана другого каскаду ГТ на шляху зворотного ходу, можна описати за аналогією з (4.46) та (4.47) рівнянням

$$x'_{\text{ог}} = x_{\text{оmax}} (1 - i_{21}^{0,5}) - Q_{\text{тз}} \cdot t' \cdot f_0^{-1}. \quad (4.49)$$

Незалежність зворотного руху впускного клапана ГТТ визначає закон регулювання частоти проходження імпульсів тиску за рахунок зміни площі $f_{\text{д}_2}$ прохідного перерізу дроселя блока тонкого налагодження, за умови незмінності інших параметрів ГТТ та привода.

Під час регулювання частоти проходження імпульсів тиску зміною площі прохідного перерізу дроселя $f_{\text{д}_2}$ можливі різні співвідношення між тривалостями зворотних ходів впускного t_3 і випускного t'_3 клапанів другого каскаду ГТТ (див. рисунок 4.3). Ці співвідношення зручно характеризувати через відношення

$$k_{\text{вп}} = h_{\text{вп}} / t_3 \text{ та } k_{\text{вип}} = h_{\text{вип}} / t'_{3\text{в}}, \quad (4.50)$$

які умовно можна назвати крутизною задніх фронтів імпульсів переміщень впускного і випускного клапанів другого каскаду ГТТ.

У випадку значної величини площі $f_{\text{д}_2}$, співмірної з умовним проходом сервопривода ГТТ, $k_{\text{вп}} \geq k_{\text{вип}}$, а для малих значень $f_{\text{д}_2}$ – $k_{\text{вп}} < k_{\text{вип}}$. Слід відмітити, що за фіксованих значень тиску „відкриття”, $Q_{\text{н}}$, $W_{\text{а}}$, m_4 та $F_{\Sigma\text{R}}$, $k_{\text{вип}} = \text{const}$. Нерівність $k_{\text{вп}} < k_{\text{вип}}$ означає, що повільний зворотний хід впускного клапана здійснюється в умовах повністю відкритого випускного клапана і весь потік енергоносія від гідронасоса $Q_{\text{н}}$ перетікає в цей момент в зливну гідролінію привода, а тиск в гідросистемі дорівнює зливному. Очевидно за такого режиму збільшується тривалість вистою запірних елементів каскадів ГТТ в нижньому (початковому) положенні.

Диференціальні рівняння другого порядку, що описують рух запірних елементів каскадів ГТТ та маси m_4 під час прямого (4.24) та зворотного (4.25) ходів, для зручності їх чисельного інтегрування на ЕОМ необхідно звести до рівнянь першого порядку заміною похідних $\dot{Z}_{\text{кп}} = U_{\text{кп}}$ та $\dot{Z}_{\text{кз}} = U_{\text{кз}}$, тоді із врахуванням обґрунтованих додаткових припущень і спрощень, залежностей (4.45)...(4.49) та позначень, введених в (4.28) і (4.29), вихідні математичні моделі (4.16) та (4.17) набудуть вигляду:

прямий хід -

зворотний хід -

<p style="text-align: center; margin-bottom: 0;">Рівняння руху</p> $\begin{cases} \dot{Z}_{1n} = U_{1n}; \dot{Z}_{2n} = U_{2n}; \dot{Z}_{3n} = U_{3n}; \dot{Z}_{4n} = U_{4n}; \\ \dot{U}_{1n} = x_{ор} D_n^{-1} - 2\beta_1 U_{1n} - \omega_{\Sigma_1}^2 \cdot Z_{1n}; \\ \dot{U}_{2n} = x_{ор} E_n^{-1} - 2\beta_2 U_{2n} - \omega_{\Sigma_2}^2 \cdot Z_{2n}; \\ \dot{U}_{3n} = x_{ор} H_n^{-1} - 2\beta_3 U_{3n} - \omega_{\Sigma_3}^2 \cdot Z_{3n}; \\ \dot{U}_{4n} = x_{ор} G_n^{-1} - 2\beta_4 U_{4n} - \omega_{\Sigma_4}^2 \cdot Z_{4n}; \end{cases}$ <p style="text-align: center; margin-bottom: 0;">Рівняння витрати та умови однозначності</p> $\begin{cases} 1) x_{ор} = f_0^{-1} \int_0^{t_n} Q_n dt \text{ для: } y_{1n} = 0; y_{2n} = 0; \\ u_{3n} = 0; t_n = x_{ор} \max \cdot f_0 Q_n^{-1}; 0 \leq t \leq t_n; \\ 2) x_{ор} = x_{ор \max} - Q_{\Sigma_{1n}} \cdot t \cdot f_0^{-1} \\ \text{для: } 0 \leq y_{1n} \leq h_{сн}; u_{3n} = 0; \\ y_{2n} = 0; y_{гд_n} = 0; t_n < t \leq t_1; t = t_1 \text{ для } y_{1n} = h_{сн}; \\ 3) x_{ор} = x_{ор \max} - Q_{\Sigma_{2n}} \cdot t \cdot f_0^{-1} \\ \text{для: } 0 < u_{3n} < h_{вип}; \\ y_{2n} = 0; y_{гд_n} = 0; h_{сн} \leq y_{1n} \leq h_c; \\ t_1 < t \leq t_2; t = t_2 \text{ для } y_{1n} = h_c \text{ та } u_{3n} = h_{вип}; \\ 4) x_{ор} = x_{ор \max} - f_0^{-1} Q_{\Sigma_{3n}} \cdot t \text{ для: } 0 < u_{2n} \leq h_{вн}; \\ 0 < y_{гд_n} < H_{гд}; u_{3n} = h_{вип}; t_2 < t \leq t_3; t = t_3 \\ \text{для } y_{2n} = h_{вн}; y_{1n} = h_c; \\ 5) x_{ор} = x_{ор \max} - f_0^{-1} Q_{\Sigma_{4n}} \cdot t \\ \text{для: } u_{3n} = h_{вип}; y_{1n} = h_c; u_{2n} = h_{вн}; \\ 0 < y_{гд_n} < H_{гд}; t_3 < t \leq t_4; \\ t = t_4 \text{ для } y_{гд_n} = H_{гд} \text{ або } \dot{y}_{гд_n} = 0; \end{cases}$	<p style="text-align: center; margin-bottom: 0;">Рівняння руху</p> $\begin{cases} \dot{Z}_{1s} = U_{1s}; \dot{Z}_{2s} = U_{2s}; \dot{Z}_{3s} = U_{3s}; \dot{Z}_{4s} = U_{4s}; \\ \dot{U}_{1s} = -x_{ор} D_3^{-1} - 2\beta_1 U_{1s} - \omega_{\Sigma_1}^2 \cdot Z_{1s}; \\ \dot{U}_{2s} = -x_{ор} E_3^{-1} - 2\beta_2 U_{2s} - \omega_{\Sigma_2}^2 \cdot Z_{2s}; \\ \dot{U}_{3s} = -x_{ор} H_3^{-1} - 2\beta_3 U_{3s} - (\omega_{\Sigma_3}^2)^2 \cdot Z_{3s}; \\ \dot{U}_{4s} = -x_{ор} G_3^{-1} - 2\beta_4 U_{4s} - \omega_{\Sigma_4}^2 \cdot Z_{4s}; \end{cases}$ <p style="text-align: center; margin-bottom: 0;">Рівняння витрати та умови однозначності</p> $\begin{cases} 1) x_{ор} = x_{ор \max} i_{21}^{0,5} - f_0^{-1} Q_{\Sigma_{1s}} \cdot t' \text{ для: } \\ 0 \leq y_{гд_s} < H_{гд}; 0 < y_{1s} < h_{сн}; 0 \leq u_{3s} < h_{вип}; \\ 0 \leq t' \leq t'_1; t' = t'_1 \text{ для } y_{1s} = h_{сн}; \\ 2) x'_{ор} = x_{ор \max} (1 - i_{21}^{0,5}) - Q_{т3} \cdot t' \cdot f_0^{-1} \text{ для: } \\ 0 < y_{2s} < h_{вн}; 0 \leq t' \leq t'_2; \\ x_{ор} = 0 \text{ для } k_{вн} < k_{вип} \text{ і } u_{2s} = h_{вн}; \\ 3) x_{ор} = x_{ор \max} i_{21}^{0,5} - f_0^{-1} (Q_{\Sigma_{1s}} t'_1 + Q_{\Sigma_{2s}} t') \text{ для: } \\ h_{сн} < y_{1s} < h_c; u_{3s} = h_{вип}; \\ 0 < y_{гд_s} \leq H_{гд}; t'_1 < t' \leq t'_2; t' = t'_2 \text{ для } y_{1s} = h_c; \\ 4) x_{ор} = f_0^{-1} \int_0^{t_n} Q_n dt \text{ для: } y_{1s} = h_c; u_{2s} = h_{вн}; \\ u_{3s} = h_{вип}; y_{гд_s} = H_{гд}; t'_n = x_{ор \max} (1 - i_{21}^{0,5}) f_0 Q_n^{-1}. \end{cases}$
---	---

(4.51)

де $Q_{\Sigma_{1n}} = Q_{\Sigma_{2n}} = Q_{сн} + Q_{др_1} + Q_{c_1}$, - на інтервалах $[t_n, t_1]$ та $[t_1, t_2]$;
 $Q_{\Sigma_{3n}} = Q_{2n} + Q_{др_1} + Q_{тп}$ - на інтервалі $[t_2, t_3]$;
 $Q_{\Sigma_{4n}} = Q_{гд_n} + Q'_{2n} + Q'_{гд_n}$ - на інтервалі $[t_3, t_4]$;
 $Q_{\Sigma_{1s}} = Q_n, Q_{\Sigma_{2s}} = Q_{гд_s} + Q_{2s} + Q'_{2s}$ - відповідно, на інтервалах $[0, t'_1]$ та $[t'_1, t'_2]$; $Q_{т3}$ - на інтервалі $[0, t'_2]$;

$$Q_{сн} = 0,5 \zeta_1 \pi d_2 \left[(y_{1n} - h_{сн}) + |(y_{1n} - h_{сн})| \sqrt{k_0 / \rho} f_0^{-1} \sqrt{f_{4r2} [(y_{3n} - y_{1n}^{i_{0,5}}) + (y_{3n} - y_{1n}^{i_{0,5}})]} \right]$$

$$Q_{c_1} = f_2 \dot{y}_{2n}; \quad Q_{др_1} = \zeta_2 \cdot f_{д_1} \cdot f_0^{-0,5} \sqrt{k_0 / \rho} \sqrt{(x_{ор} - y_{1n}^{i_{0,5}}) + (x_{ор} - y_{1n}^{i_{0,5}})};$$

$$Q_{2n} = \zeta_5 \pi d_{зв} y_{2n} \sqrt{k_0 / \rho} f_0^{-1} \sqrt{f_{гд} [(y_{гд_n} - y_{2n}^{i_{0,5}}) + (y_{гд_n} - y_{2n}^{i_{0,5}})]};$$

$$Q'_{2n} = f_{3x} \dot{y}_{2n}; \quad Q_{тп} = f_{t_2} \dot{y}_{2n}; \quad Q_{гд_n} = f_{гд} \dot{y}_{гд_n}; \quad Q'_{гд_n} = \dot{x}_{ор} y_{гд_n} i_{гд}^{0,5} k_0 K^{-1};$$

$$Q_{гд_s} = f_{гд} \dot{y}_{гд_s};$$

$$Q'_{23} = i_{r_1}^{0,5} Q_{r_3}; \quad Q_{23} = 0,5 \zeta_5 \pi d_{3B} [(h_{вп} - y_{23}) + |(h_{вп} - y_{23})|] \sqrt{k_o / \rho} f_o^{-1} \times \\ \times \sqrt{f_{гд} [(H_{гд} - y_{гд_3}) - i_{3гд}^{0,5} (h_{вп} - y_{23})] + |[(H_{гд} - y_{гд_3}) - i_{3гд}^{0,5} (h_{вп} - y_{23})]|} ;$$

$$Q_{r_3} = \zeta_3 f_{л_2} \cdot f_o^{-1} \sqrt{2k_o / \rho} \sqrt{f_{r_2} [(h_{вп} - y_{23}) + |(h_{вп} - y_{23})|]} \text{ для}$$

$$0 \leq y_{23} \leq h_{вп}; \quad y_{33} = h_{вп};$$

$$y_{1п} = Z_{2п} - \omega_{01}^2 y_{01} / \omega_{\Sigma_1}^2; \quad y_{2п} = Z_{2п} - \omega_{02}^2 y_{02} / \omega_{\Sigma_2}^2; \quad y_{3п} = Z_{3п};$$

$$y_{гд_п} = Z_{4п} - F_{\Sigma R} / (i_{гд} k_o);$$

$$y_{13} = Z_{13} + \omega_{01}^2 (y_{01} + h_c) / (\omega'_{\Sigma_1})^2 - \omega_{p_1}^2 i_{02} h_c / (\omega'_{\Sigma_1})^2;$$

$$y_{23} = Z_{23} + \omega_{02}^2 (y_{02} + h_{вп}) / \omega_{\Sigma_2}^2 - \omega_{p_1}^2 \gamma_1 (i_{03} + i_{06}) h_{вп} / \omega_{\Sigma_2}^2;$$

$$y_{33} = Z_{33} + h_{вп}; \quad y_{гд_3} = Z_{43} + H_{гд} - F_{\Sigma R} / (i_{гд} k_o);$$

$$i_{42} = f_{22}^2 f_{4r_2}^{-2}; \quad i_{3гд} = (f_{3в} - f_{3x})^2 f_{4гд}^{-2}; \quad i_{r_3} = f_{3x}^2 f_{r_2}^{-2} - \text{внутрішні передаточні відношення ГТ і привода.}$$

4.3 Результати аналізу математичних моделей гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним генератором імпульсів тиску

Дослідження математичної моделі (4.51) виконано на ПЕОМ за допомогою комп'ютерної програми, створеної на основі пакету MAT-LAB 6.5. В результаті розв'язання системи диференціальних рівнянь (4.51) з різними значеннями початкових даних, отримані у вигляді графіків теоретичні залежності зміни в часі переміщень $y_1(t)$, $y_2(t)$, $y_3(t)$, $y_{гд}(t)$, швидкостей $\dot{y}_1(t)$, $\dot{y}_2(t)$, $\dot{y}_3(t)$, $\dot{y}_{гд}(t)$ та прискорень $\ddot{y}_1(t)$, $\ddot{y}_2(t)$, $\ddot{y}_3(t)$, $\ddot{y}_{гд}(t)$ заірних елементів каскадів ГТ і рухомої ланки гідродвигуна привода та деформації гідравлічної ланки в напірній порожнині привода $x_{ор}(t)$ (аналог тиску p_r див. (4.10)) і в порожнині виконавчого гідродвигуна $x_{орд}(t)$ (аналог зміни тиску в цій порожнині). Типові графіки зміни $y_1(t)$, $y_2(t)$, $y_3(t)$, $y_{гд}(t)$, $x_{ор}(t)$ та $x_{орд}(t)$ зображені на рисунку 4.6.

За результатами обробки розв'язків системи (4.51), отриманих варіюванням параметрів $f_{л_2}$, m_4 , $x_{омак}$, $F_{\Sigma R}$ та Q_H , встановлено їх вплив на частоту проходження імпульсів тиску v . Теоретичні залежності $v(f_{л_2})$, $v(m_4)$, $v(x_{омак})$ (аналог $v(p_1)$), $v(F_{\Sigma R})$ та $v(Q_H)$ зображені на рисунку 4.7.

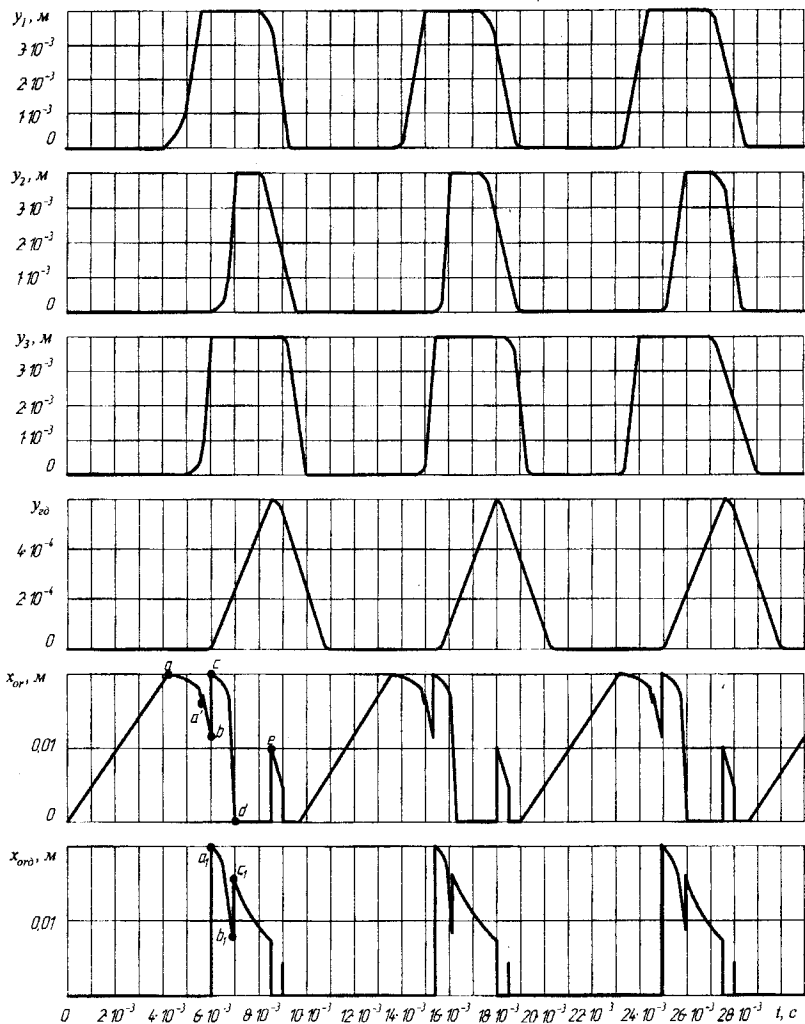
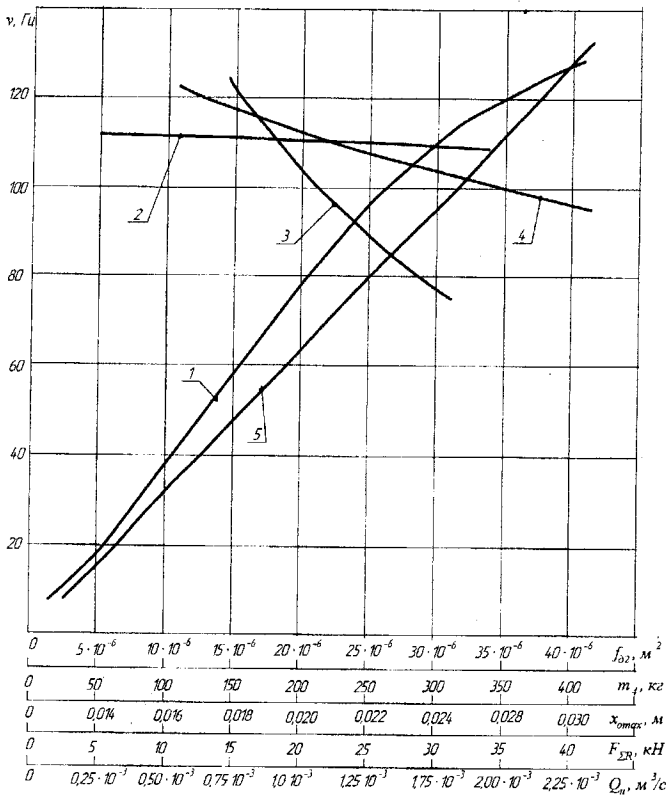


Рисунок 4.6 – Теоретичні графіки зміни в часі переміщень запірних елементів каскадів ГІТ ($y_1(t)$, $y_2(t)$, $y_3(t)$), маси m_4 та деформації гідравлічної ланки в порожнинах напірній ($x_{ор}$) і виконавчого гідродвигуна ($x_{орд}$) з частотою $\nu=107$ Гц для $x_{0\max}=0,02$ м ($p_1=10$ МПа), $m_4=300$ кг, $F_{\Sigma R}=16$ кН, $Q_H=2,4\cdot 10^{-3}$ м³/с та $f_{д2}=30\cdot 10^{-6}$ м²



1- $v(f_{d_2})$ для $m_4 = 300$ кг, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с та $x_{o,max} = 0,02$ м;

2- $v(m_4)$ для $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $F_{\Sigma R} = 12$ кН, $f_{d_2} = 5,024 \cdot 10^{-5}$ м² та $x_{o,max} = 0,02$ м;

3- $v(x_{o,max})$ для $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $F_{\Sigma R} = 12$ кН, $f_{d_2} = 5,024 \cdot 10^{-5}$ м²;

4- $v(F_{\Sigma R})$ для $m_4 = 300$ кг, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с; та $x_{o,max} = 0,02$ м;

5- $v(Q)$ для $m_4 = 300$ кг, $F_{\Sigma R} = 12$ кН та $x_{o,max} = 0,02$ м.

Рисунок 4.7 – Теоретичні залежності частоти проходження імпульсів тиску, побудовані варіюванням f_{d_2} , m_4 , $x_{o,max}$, $F_{\Sigma R}$ та Q

Оскільки за фіксованих значень Q_n , m_4 , $F_{\Sigma R}$, $x_{o,max}$ регулювання частоти проходження імпульсів тиску здійснюється зміною площі прохідного перерізу f_{d_2} дроселя блока тонкого налагодження ГІТ, то побудова теоретичної залежності $v(f_{d_2})$ виконана на основі графіка

$y_2(t)$, вигляд якого для двох значень $f_{d_2} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ та $f_{d_2} = 50,024 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ наведено на рисунку 4.8, а, б (графіки а) та б) зображені в однакових масштабах). Період імпульсів переміщення впускного клапана другого каскаду ГТТ

$$T_{\text{вп}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = v^{-1}, \quad (4.52)$$

де t_1, t_2, t_3, t_4 – відповідно, час прямого ходу, вистою у відкритому положенні, зворотного ходу та вистою у закритому положенні впускного клапана (див. циклограму на рисунку 4.3).

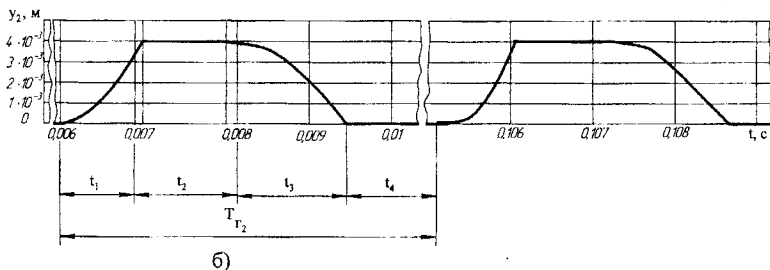
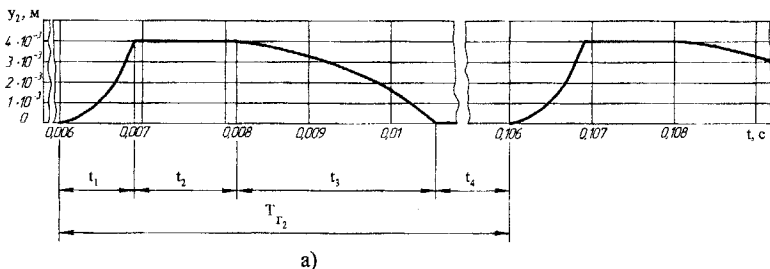


Рисунок 4.8 – Теоретичні графіки переміщення $y_2(t)$ впускного клапана другого каскаду ГТТ для значень площі прохідного перерізу дроселя блока тонкого налагодження: а) $f_{d_2} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ та б) $f_{d_2} = 50,024 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ (крива б)) і незмінних інших параметрах привода ($Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $p_1 = 10 \text{ МПа}$; $F_{\Sigma R} = 16 \text{ кН}$; $m_4 = 300 \text{ кг}$)

Як показав аналіз розв'язків системи (4.51), варіювання f_{d_2} спричиняє тільки зміну тривалостей t_3 та t_4 (див. рисунок 4.8), а $t_1 = \text{const}$ і $t_2 = \text{const}$ на всьому діапазоні зміни f_{d_2} .

Суму $t_1 + t_2 = T_{Г2}$ можна назвати сталою часу другого каскаду ГПТ, якщо значення тиску „відкриття” p_1 ($x_{o_{max}} = \text{const}$ – аналог p_1), подачі гідронасоса $Q_{н}$, маси m_4 і сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$ виконавчої ланки привода не змінюються. Зміна часу витримки t_4 внаслідок регулювання часу t_3 зворотного ходу впускного клапана другого каскаду ГПТ за допомогою дроселя $f_{д2}$ за нелінійною функцією $t_4 = f(t_3)$ (рисунок 4.9) обумовлена складним перехідним процесом закриття впускного клапана і зворотним ходом виконавчої ланки гідродвигуна привода, коли випускний клапан другого каскаду ГПТ відкритий ($k_{вп} < k_{вип}$).

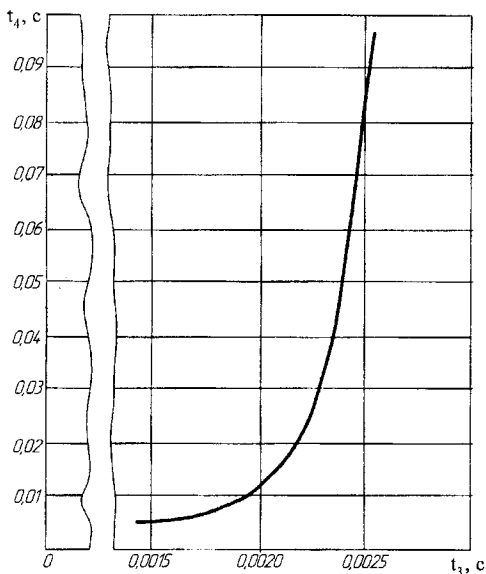


Рисунок 4.9 – Теоретична залежність часу вистою t_4 впускного клапана другого каскаду ГПТ в закритому положенні від тривалості його зворотного ходу t_3 , яка регулюється зміною площі проходного перерізу $f_{д2}$ дроселя модуля тонкого налагодження

Із врахуванням зроблених зауважень і залежності (4.52), закон регулювання частоти проходження імпульсів тиску зміною площі $f_{д2}$ набуває вигляду

$$v = T_{\text{вп}}^{-1} = (T_{r_2} + t_3 + t_4)^{-1} = [T_{r_2} (1 + t_3/T_{r_2} + f(t_3)/T_{r_2})]^{-1}. \quad (4.53)$$

Аналіз кривої $t_4 = f(t_3)$ і графіків зміни $y_2(t)$, $y_3(t)$ та $y_{гд}(t)$ показує, що в інтервалі частот проходження імпульсів тиску (60–120) Гц, на якому $k_{\text{вп}} > k_{\text{вип}}$, тривалість t_4 мало змінюється при регулюванні t_3 . Це дозволяє спростити залежності для проектного розрахунку ГПТ та привода, ввівши t_4 в сталу часу T_{r_2} .

Теоретичні графіки, що характеризують зміну в часі і фазові співвідношення між деформацією гідравлічної ланки привода (в напірній порожнині $x_{\text{ор}}$ та порожнині гідродвигуна $x_{\text{од}}$), переміщеннями, швидкостями та прискореннями запірних елементів ГПТ і рухомої ланки гідродвигуна привода ВМ для режиму роботи з частотою проходження імпульсів тиску $v = 110$ Гц, зображено на рисунку 4.10, а збільшений фрагмент зміни $y_1(t)$, $\dot{y}_1(t)$ та $\ddot{y}_1(t)$ показано на рисунку 4.11.

Під час розробки математичної моделі гідроімпульсного привода, керованого новим швидкодійним ГПТ, було прийнято припущення про миттєву зміну тиску в керівних порожнинах ГПТ внаслідок їх з'єднання за допомогою сервопривода із напірною чи зливною гідролініями. Це припущення відображено на теоретичних графіках зміни деформації гідравлічної ланки (див. рисунок 4.6) та прискорень ланок ГПТ і привода (див. рисунки 4.10 та 4.11) у вигляді стрибкоподібних змін значень деформації і прискорень. Слід відмітити, що екстремальні точки на графіках зміни деформації гідравлічної ланки і прискорень чітко відповідають певним фазам роботи ГПТ та привода. Відмічені на графіках $x_{\text{ор}}$ та $x_{\text{од}}$ (див. рисунок 4.6) точки і ділянки вказують, що т. а – завершення процесу зарядки циклового гідроакумулятора (див. рисунок 4.1) і початок прямого ходу запірного елемента сервопривода ГПТ; ділянка aa' – переміщення запірного елемента сервопривода ГПТ на шляху прямого ходу; ділянка a'b і т. б – закриття випускного клапана другого каскаду ГПТ і початок прямих ходів впускного клапана ГПТ та виконавчої ланки гідродвигуна ВМ (ділянка bc), що характеризується стрибкоподібним зростанням тиску в порожнині гідродвигуна (т. а₁ на графіку $x_{\text{од}}$); ділянка bcd – розрядка циклового гідроакумулятора і розгін виконавчої ланки ВМ (ділянка a₁b₁c₁ на кривій $x_{\text{од}}$); т. е – завершення прямого ходу виконавчої ланки ВМ і початок зворотних ходів впускного клапана ГПТ та виконавчої ланки ВМ.

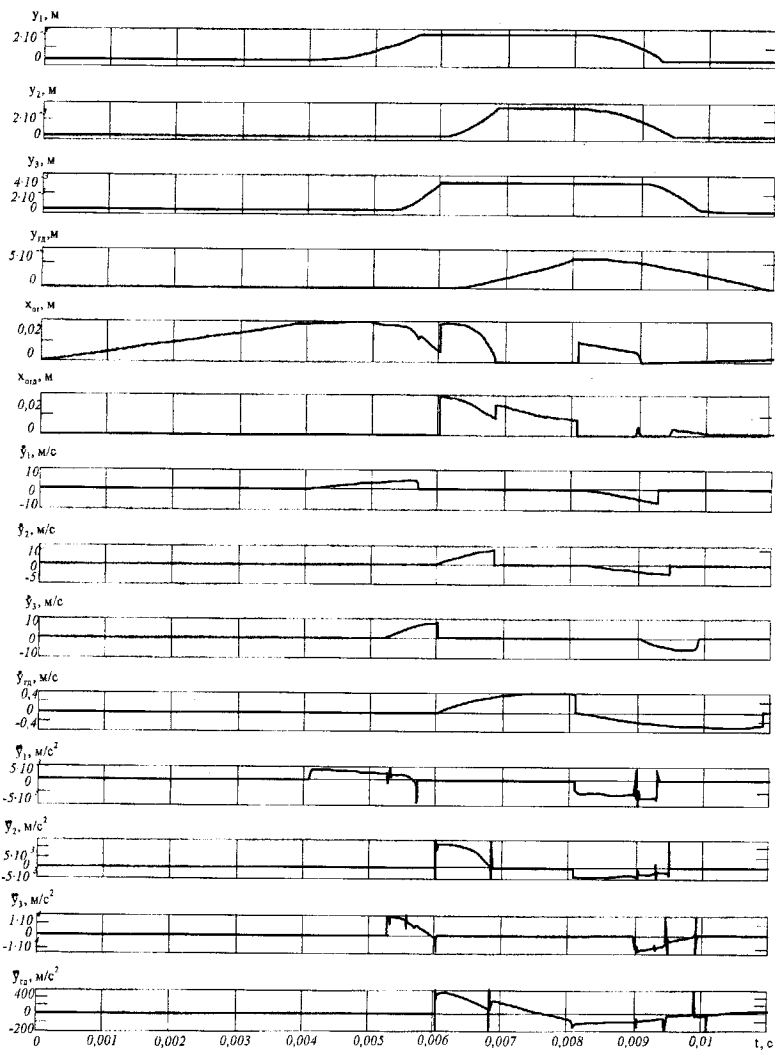


Рисунок 4.10 – Теоретичні графіки зміни в часі і фазових співвідношень між функціями x_{01} , x_{02} , $y_1(t)$, $y_2(t)$, $y_3(t)$, $y_{12}(t)$, $\dot{y}_1(t)$, $\dot{y}_2(t)$, $\dot{y}_3(t)$, $\dot{y}_{12}(t)$, $\ddot{y}_1(t)$, $\ddot{y}_2(t)$, $\ddot{y}_3(t)$ та $\ddot{y}_{12}(t)$ для режиму роботи привода з частотою $\nu = 110$ Гц

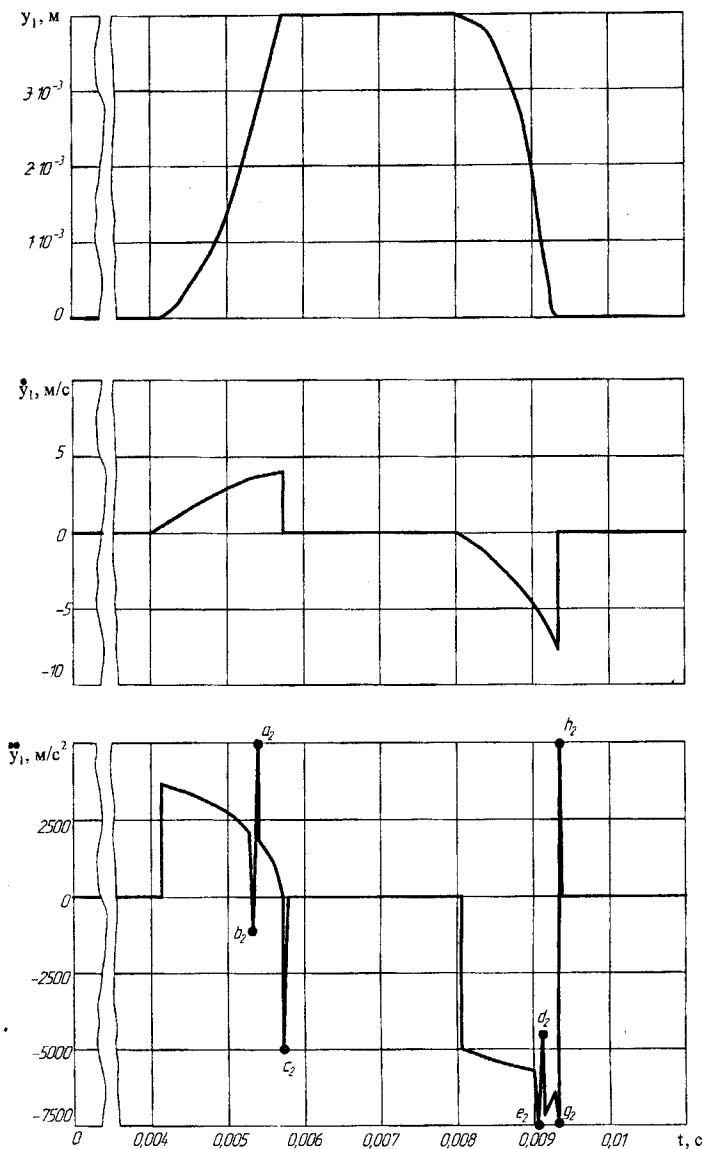


Рисунок 4.11 – Теоретичні графіки і фазові співвідношення між функціями $y_1(t)$, $\dot{y}_1(t)$ та $\ddot{y}_1(t)$ для режиму роботи привода з частотою 110 Гц

Ділянки та точки стрибкоподібної зміни прискорення запірного елемента сервопривода ГТТ (див. рисунок 4.11) характеризують: a_2b_2 – початок закриття і розгін випускного клапана другого каскаду ГТТ під час його прямого ходу; $t. c_2$ – завершення прямого ходу запірного елемента сервопривода; d_2e_2 – початок відкриття випускного клапана ГТТ під час проходження запірним елементом сервопривода додатного перекриття $h_{сп}$ на шляху зворотного ходу; g_2h_2 – завершення зворотного ходу запірного елемента сервопривода.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА, КЕРОВАНОГО ШВИДКОДІЙНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ КЛАПАННОГО ТИПУ

Метою експериментальних досліджень є:

– встановлення реальних закономірностей зміни робочих режимів гідроімпульсного привода ВМ під час регулювання параметрів спрацювання швидкодійного ГТ (тиску „відкриття” p_1 , зусилля пружини повернення та площі поперечного перерізу дроселя регулятора швидкості зворотного ходу впускного клапана другого каскаду (див. рисунок 3.1), подачі гідронасоса тощо);

– перевірка ступеня адекватності розроблених динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода, керованого новим швидкодійним ГТ, та експериментальної системи привода;

– визначення відносних величин розходження між результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

Під час проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного привода ВМ, керованого швидкодійним ГТ, необхідно визначити закон зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині привода під час регулювання: площі прохідного перерізу дроселя-регулятора швидкості зворотного ходу впускного клапана другого каскаду ГТ; тиску „відкриття” p_1 ГТ; подачі гідронасоса (шляхом відведення частини потоку через регулятор витрати в гідробак); зусилля пружини повернення впускного клапана другого каскаду ГТ; інерційного навантаження виконавчої ланки привода (маси m_4);

2) з’ясувати експериментальну залежність амплітуди вібрації виконавчої ланки гідродвигуна від частоти проходження імпульсів тиску для різних величин тиску „відкриття” ГТ;

3) експериментально визначити вплив сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$ (див. розділ 4) на режими роботи ГТ;

4) установити залежність амплітуди і частоти вібрації виконавчої ланки ВМ від об’єму циклового гідроакумулятора W_a для фіксованих значень $F_{\Sigma R}$, Q_n , p_1 та f_{d_2} (див. рисунок 4.1);

5) визначити ступінь відповідності між формами імпульсів тиску та переміщення виконавчої ланки ВМ на різних частотах проходження імпульсів тиску.

Дослідження проводилось на дослідному зразку ВМ, виготовленому Вінницьким національним технічним університетом (ВНТУ) і встановленому в лабораторії кафедри металорізальних верстатів та

обладнання автоматизованого виробництва (МРВ та ОАВ) ВНТУ.

Конструктивні параметри ВМ та трилінійного двокаскадного ГІТ клапанного типу (рисунок 5.1) з комплектом вимірювальної апаратури наведені в таблиці 5.1. Виконавча ланка (вібростіл) дослідного зразка ВМ може здійснювати як вертикально-лінійні так і горизонтально-кутові вібрації. Для збереження відповідності між розробленою структурною схемою гідроімпульсного привода (див. рисунок 5.1) та дослідним зразком ВМ, його кутовий гідроциліндр із кривошипно-повзунним механізмом передачі руху було демонтовано, а гідроканал, що з'єднує порожнину цього гідроциліндра з порожниною лінійного (вертикального) гідроциліндра, заглушено.

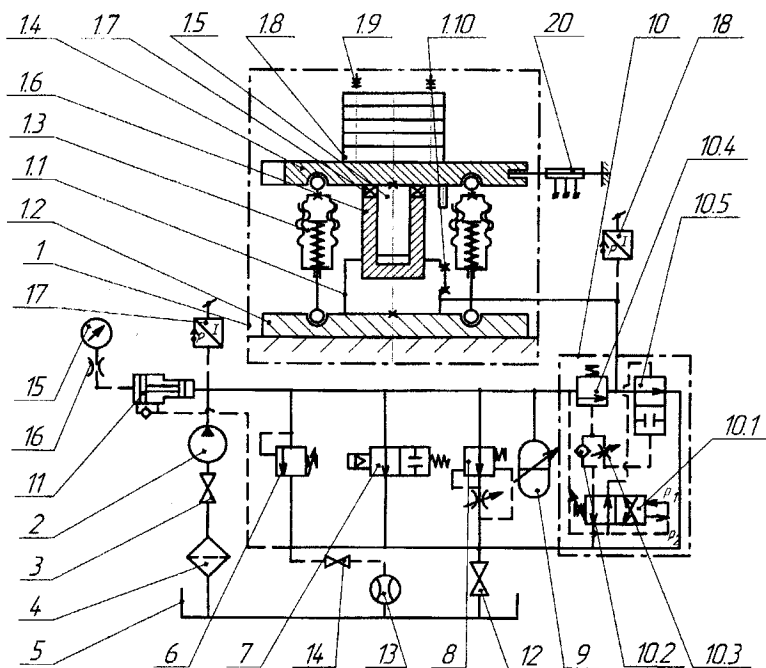


Рисунок 5.1. – Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка ВМ

Таблиця 5.1 – Конструктивні параметри дослідного зразка ВМ і швидкодійного ГТТ

Найменування параметра та його позначення	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
Площі поперечного перерізу:		
– плунжера вертикального гідроциліндра ($f_{гд}$)	m^2	$7,85 \cdot 10^{-3}$
– клапанної (f_1)	m^2	$1,13 \cdot 10^{-4}$
та золотникової (f_2) частин запірного елемента сервопривода ГТТ;	m^2 m^2	$2,01 \cdot 10^{-4}$ $6,39 \cdot 10^{-4}$
– запірної фаски ($f_{зв}$) та хвостовика ($f_{зх}$) впускного клапана;	m^2 m^2	$6,15 \cdot 10^{-4}$ $2,01 \cdot 10^{-4}$
– штовхача більшого діаметра ($f_{т2}$);	m^2	$6,39 \cdot 10^{-4}$
– запірної фаски ($f_{4вип1}$) та кільцевих площ ($f_{4г1}$ і	m^2	$1,256 \cdot 10^{-3}$
$f_{4г2}$) грибка впускного клапана;	m^2	$9,45 \cdot 10^{-4}$
– штовхача меншого діаметра ($f_{т1}$)	m^2	$1,13 \cdot 10^{-4}$
Межі регулювання площ прохідного перерізу дроселів:		
– стабілізації режиму закриття запірного елемента сервопривода ($f_{др1}$);	m^2	$0 \dots 1,256 \cdot 10^{-8}$
– регулювання швидкості зворотного руху впускного клапана ($f_{др2}$)	m^2	$0 \dots 5,024 \cdot 10^{-5}$
Максимальна площа прохідного перерізу зворотного клапана ($f_{кз}$)	m^2	$5,024 \cdot 10^{-5}$
Усереднена площа прохідного перерізу напірної гідролінії (f_0)	m^2	$4,91 \cdot 10^{-4}$
Умовний прохід ГТТ (d_y)	m	$2 \cdot 10^{-2}$

Продовження таблиці 5.1

Найменування параметра та його позначення	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
Об'єм напірної порожнини гідросистеми привода ВМ (W_0)	м^3	$9,05 \cdot 10^{-4}$
Максимальний об'єм циклового гідроаккумулятора типу „місткість” ($W_{a\text{max}}$)	м^3	$5,04 \cdot 10^{-4}$
Подача гідронасоса (Q_H)	$\text{м}^3/\text{с}$	$2,4 \cdot 10^{-3}$
Тип регулятора витрати та його основні характеристики: – номінальний робочий тиск; – межі регулювання витрати; – умовний прохід	МПа $\text{м}^3/\text{с}$ м	ПГ–55–25 10 $(0,3..2,4) \times 10^{-3}$ $2,50 \cdot 10^{-2}$
Ходи, додатні та від'ємні перекриття запірних елементів каскадів ГТТ: – впускного ($h_{\text{вп}}$) та випускного ($h_{\text{вип}}$) клапанів другого каскаду; – сервопривода $h_c = h_{\text{сп}} + h_{\text{св}}$:	м м м м	$4 \cdot 10^{-3}$ $4,5 \cdot 10^{-3}$ $2,5 \cdot 10^{-3}$ $2,0 \cdot 10^{-3}$
Маси ланок ВМ та ГТТ: – виконавчої ланки, зведеної до плунжера гідродвигуна при установці на вібростіл максимальної заготовки (m_4); – запірного елемента сервопривода (m_1); – впускного клапана (сумарна) (m_2); – випускного клапана (m_3)	кг кг кг кг	300 0,284 0,649 0,560
Жорсткості пружних елементів ГТТ та ВМ: – регулятора тиску „відкриття” ГТТ (k_1); – повернення впускного клапана (k_2);	Н/м Н/м	$6,076 \cdot 10^4$ $2,72 \cdot 10^4$

Продовження таблиці 5.1

Найменування параметра та його позначення	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
– повернення виконавчої ланки ВМ	Н/м	$2,37 \cdot 10^6$
Жорсткість (k_0) гідравлічної ланки привода ВМ, заведеної до усередненої площі f_0	Н/м	$2,43 \cdot 10^5$
Максимальне сумарне навантаження виконавчої ланки ($F_{\Sigma R}$)	Н	52000

Гідравлічна система дослідного зразка ВМ 1 складається із гідронасоса 2 типу НШ–100–2 ГОСТ 8753–71, всмоктувальна гідролінія якого через кран 3 і сітчастий фільтр 4 з'єднана з гідробаком 5. Сітчастий фільтр 4 вбудований у всмоктувальний відсік гідробака 5, має розвинену поверхню фільтроелементів (~1/3 об'єму гідробака 5) і товкість фільтрації енергоносія 40 мкм, що достатньо для безвідмовної роботи гідроімпульсного привода ВМ 1. До напірної гідролінії гідронасоса 2 приєднані запобіжний клапан 6 (20–200–2 ГОСТ 21148–75), пусковий кульковий гідророзподільник 7 оригінальної конструкції із пневмокеруванням, регулятор потоку 8 типу ПГ–55–25, цикловий гідроаккумулятор 9 у вигляді місткості, об'єм якої можна регулювати, трілінійний двокаскадний швидкодійний ГПТ 10 клапанного типу та демультиплікатор 11. ГПТ 10 містить сервопривод 10.1, зв'язаний через внутрішні гідроканали з блоком тонкого налагодження у вигляді паралельно встановлених зворотного клапана 10.2 і регульованого дроселя 10.3, та впускним 10.4 і випускним 10.5 клапанами другого (основного) каскаду ГПТ 10, увімкненим за схемою „на вході” [28, 48, 52] в гідролінію виконавчого лінійного гідроциліндра 1.1 ВМ 1. Зливна гідролінія гідроімпульсного привода ВМ 1 через кран 12 з'єднана із зливним відсіком гідробака 5. Для періодичного вимірювання витрати енергоносія, яку споживає привід ВМ 1, між зливною гідролінією і зливним відсіком бака встановлюється витратомір 13, наприклад, у вигляді мірної місткості, який вмикається в зливну гідролінію через кран 14. Під час вимірювання витрати кран 12 закривається, а кран 14 відкривається і весь потік енергоносія направляється у витратомір 13.

Демультиплікатор 11 застосовують з метою виключення передачі на манометр 15, увімкнений через дросель 16 в порожнину низько-

го тиску демультиплікатора 11, високого пульсуючого тиску, що забезпечує тривалу експлуатацію манометра 15. Манометр 15 вимірює тиск „відкриття” ГІТ 10. Вимірювальна шкала манометра 15 експериментальним шляхом змінена у відповідності з реальними значеннями рівня тиску в напірній гідролінії гідросистеми ВМ 1.

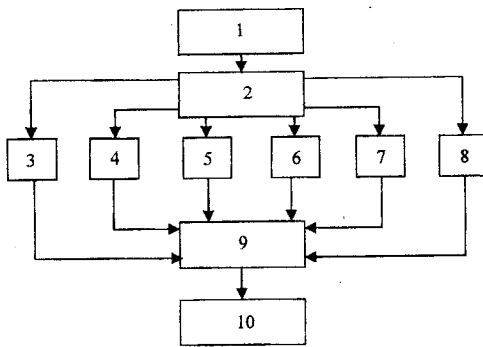
Лінійний гідроциліндр 1.1 кріпиться на станині 1.2 ВМ 1, з якою через шарнірно встановлені пружні елементи 1.3 зв'язаний вібростіл 1.4, що центральним стержнем 1.5 направляється в отворі плунжера 1.6 гідроциліндра 1.1. Плунжер 1.6 взаємодіє з вібростолом 1.4 через упорний підшипник 1.7. Імітація технологічного навантаження вібростола 1.4 здійснюється за допомогою змінних вантажів 1.8, закріплених на вібростолі 1.4 нарізними шпильками 1.9, і сумарної сили пружних елементів 1.3. 1.10 – кришка, що закриває гідроканал приєднання демонтованого кутового гідроциліндра.

Реєстрація параметрів режимів роботи дослідного зразка ВМ 1 під час проведення експериментальних досліджень проводилась методом осцилографування за допомогою тензометричних датчиків тиску 17 та 18 і переміщення 20. Датчики тиску 17 і 18, відповідно, увімкнені в гідролінії напірну та виконавчого гідроциліндра 1.1. Датчик переміщення 20 у вигляді короткої балочки постійного перерізу з наклеєними на неї тензорезисторами одним кінцем жорстко кріпиться до станини, а другим (вільним) за ковзною посадкою входить в горизонтальний проріз на ободі вібростола 1.4, сприймаючи, таким чином, тільки вертикальний рух вібростола 1.4.

Гідроапарати 6, 7, 8, 9, 10 та 11 стиковим способом кріпляться за допомогою нарізних шпильок до розподільного паралелепіпеда (на рисунку 4.1 не показаний), який таким же способом приєднується до лінійного гідроциліндра 1.1. Гідронасос 2 разом з приводним електродвигуном встановлюється через спеціальну платформу на станині 1.2 ВМ 1, а його напірний отвір коротким жорстким патрубком з'єднується з напірним отвором розподільного паралелепіпеда. Крани 3, 12, 14 і витратомір 13 монтуються на гідробакові 5, а їх комунікації згідно зі схемою (див. рисунок 5.1) забезпечуються гумотканими рукавами з відповідною площею поперечного перерізу. Гідробак 5 встановлюється поряд із ВМ 1 за межами її віброізолюваного фундаменту.

5.1 Розробка методики експериментальних досліджень

Методика проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, керованого швидкодійним ГІТ клапанного типу, будувалася згідно з структурною схемою, показаною на рисунку 5.2.



1 – підготовка дослідного зразка ВМ до проведення експериментальних досліджень; 2 – планування та проведення експериментів; 3 – 8 реєстрація динамічних параметрів гідроімпульсного привода та ГТТ дослідного зразка ВУМ на різних режимах робочого процесу; 9 – обробка результатів вимірювань та оцінка їх точності; 10 – побудова за результатами вимірювання експериментальних графічних залежностей.

Рисунок 5.2 – Структурна схема методики проведення експериментальних досліджень

Під час підготовки гідроімпульсного привода ГТТ дослідного зразка ВМ до експериментальних досліджень виконувались такі роботи:

- 1) вимірювання та регулювання у вибраному напрямку конструктивних параметрів попередньої деформації пружних елементів вібростола ВМ (див. рисунок 5.1), пружин регулятора тиску „відкриття” та впускного клапана другого каскаду ГТТ і площі прохідного перерізу дроселя ГТТ – регулятора частоти імпульсів тиску (див. рисунок 3.1);
- 2) установка і закріплення на вібростолі змінних вантажів (див. рисунок 5.1);
- 3) розміщення поблизу ВМ комплексу вимірювально-реєструючої апаратури;
- 4) монтаж на гідроімпульсному приводі та ВМ датчиків тиску і переміщення;
- 5) з’єднання датчиків кабелями з комплексом вимірювально-реєструючої апаратури;
- 6) занулення, налагодження та прогрівання вимірювально-реєструючої апаратури;
- 7) перевірка на холостих режимах функціонування систем привода, ГТТ та апаратури;
- 8) приведення величини підсилення електричних сигналів із датчиків у відповідність з їх тарувальними характеристиками;

9) проведення пробної реєстрації на різних режимах динамічних параметрів привода та ГТТ (тиску, переміщення тощо), з метою вибору найбільш раціональної, наприклад, часової розгортки осцилограм зміни тиску у відповідних порожнинах привода і переміщення вібростола.

Закономірність зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині привода в залежності від площі прохідного перерізу дроселя-регулятора швидкості зворотного ходу впускного клапана другого каскаду ГТТ визначалась на декількох фіксованих значеннях тиску „відкриття” p_1 , попередньої деформації пружин повернення впускного клапана та плунжера гідродвигуна (див. рисунок 2.1), навантаження вібростола та повній подачі Q_n гідронасоса привода для різних співвідношень цих параметрів. На фотострічку записувались режими роботи привода ВМ шляхом послідовної зміни площі прохідного перерізу дроселя, починаючи з мінімального її значення і навпаки.

З метою одержання достовірних значень експериментальних параметрів привода (частоти проходження імпульсів тиску, частоти і амплітуди вібрацій вібростола дослідного зразка ВМ тощо), число n необхідних вимірювань одного і того ж параметра на заданому режимі визначалось за формулою [88, 89]

$$n \geq (1 + P_d + 2n_{np}) \cdot (1 - P_d)^{-1}, \quad (5.1)$$

де n_{np} – число явно недостовірних значень параметрів (грубі промахи), які не беруться до уваги; P_d – довірча ймовірність того, що похибка визначення параметра знаходиться в допустимих межах. Для нормування квантильної оцінки результуючої та випадкової похибок вимірювальної техніки автори робіт [104–106] рекомендують вибирати $P_d = 0,8 \dots 0,9$, тоді за $n_{np} = 0$

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

Випадкова похибка вимірювань розподіляється, згідно з теоремою О. М. Ляпунова [107], за законом близьким до нормального, що дозволяє для знаходження істинного значення виміряного за осцилограмою параметра та його середньої квадратичної похибки σ застосувати формули [90, 91]

$$a \approx \bar{x} = n^{-1} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (5.2)$$

$$\sigma \approx \sqrt{(n-1)^{-1} (x_i - \bar{x})^2}, \quad (5.3)$$

де x_i та \bar{x} – відповідно, вимірне та середньоарифметичне значення параметра. Повна (результуюча) похибка визначення експериментального параметра складається із систематичних, інструментальних, методичних та випадкових похибок вимірювального ланцюга (тракту) [92, 93] – датчик-тензопідсилювач-осцилограф-осцилографо-тарувальний графік-параметр. Середньоквадратичне значення цієї похибки σ_{Σ} розраховувалось за відомою залежністю [90, 91]:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\delta_d^2 + \delta_n^2 + \delta_o^2 + \delta_b^2}, \quad (5.4)$$

де δ_d – похибка датчика; δ_n – сумарна похибка тензопідсилювача; δ_o – сумарна похибка осцилографа; δ_b – похибка вимірювання параметра з осцилограми та тарувальних графіків.

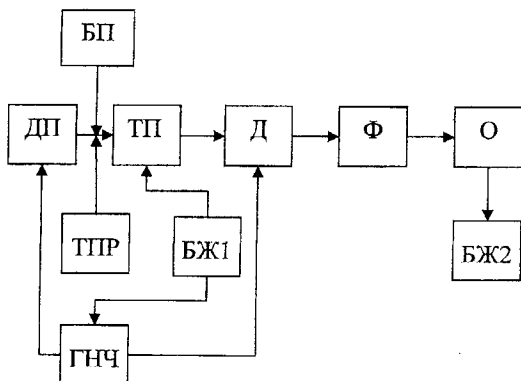
5.2 Вимірювально-реєструюча апаратура та прилади для експериментальних досліджень привода дослідного зразка вібраційної машини

Під час проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного привода ВМ, керованого швидкодійним ГТТ, вимірювались такі параметри:

- переміщення вібростола;
- тиск в напірній гідролінії гідросистеми привода;
- тиск в порожнині гідродвигуна ВМ;
- витрата енергоносія, яку споживає гідроімпульсний привод ВМ;
- температура робочої рідини.

Перераховані параметри реєструвались за допомогою апаратури та приладів: десятиканального тензометричного підсилювача „Топаз-3”, світлопроменевого осцилографа типу Н115, датчиків тиску і переміщення оригінальної конструкції, витратоміра – мірної місткості, манометра (увімкненого через демультимплікатор, див. рисунок 5.1) та термометра типу Р-IV.

Блок-схема вмикання датчика у вимірювальний канал тензометричної установки зображена на рисунок 5.3.



ДП – датчик вимірюваного параметра; БП – балансувальний пристрій; ТПР – тарувальний пристрій; Д – демодулятор; Ф – фільтр; О – осцилограф; ТП – тензопідсилювач; ГНЧ – генератор несучої частоти; БЖ1, БЖ2 – відповідно, блоки живлення підсилювача та осцилографа.

Рисунок 5.3 – Блок-схема вмикання датчика у вимірювальний канал тензOMETричної установки

Параметр (тиск або переміщення), перетворений датчиком ДП в аналоговий електричний сигнал надходить на вхід тензопідсилювача ТП, у вхідну мережу якого увімкнені балансувальний пристрій БП, що здійснює компенсацію початкового розбалансу напівмоста датчика ДП (друга половина напівмоста вбудована в тензопідсилювач ТП), та тарувальний пристрій ТПР, який контролює чутливість підсилювача. Підсилений та модульований сигнал з датчика ДП за допомогою демодулятора Д і фільтра Ф перетворюється в коливання струму з частотою вимірювальної деформації чутливого елемента датчика ДП, які реєструються осцилографом О. Живлення датчика ДП та демодулятора Д напругою з частотою несучого сигналу здійснюється від спільного генератора несучої частоти ГНЧ.

Конструкція тензOMETричного датчика реєстрації зміни тиску в гідросистемі дослідного зразка ВМ зображена на рисунку 5.4, а фотографія його загального вигляду показана на рисунку 5.5.

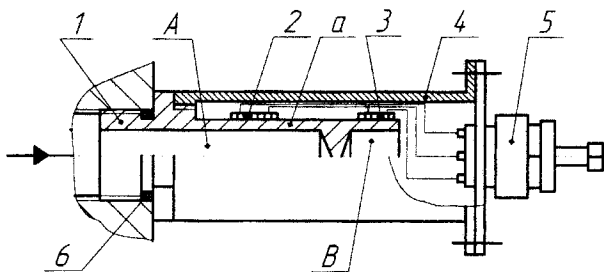


Рисунок 5.4 – Конструкція тензометричного датчика тиску енергоносія в гідросистемі дослідного зразка ВМ



Рисунок 5.5 – Загальний вигляд датчика тиску

Корпус 1 датчика тиску виконано у вигляді ступінчастої втулки-штуцера, ступінь меншого діаметра якої є чутливим елементом „а” трубчастого типу. Тонкостінна глуха трубка „а” утворена свердліннями А та В по осі корпусу 1 з двох його торців. Отвори А і В розділяє тонка перемичка.

На зовнішню стінку трубки „а” з боку отвору А в тангенціальному напрямку наклеєний робочий тензорезистор 2, а на стінку трубки з боку отвору В – компенсаційний 3. Між собою тензорезистори 2 та 3 з’єднані у вигляді напівмоста і підключені до чотирипровідного рознімного контактного з’єднання 5 типу 2РМ14БЧШВ1. Від пошкодження і шкідливого впливу навколишнього середовища тензорезистори 2 та 3 і чутливий елемент „а” захищені кожухом 4. Штуцер корпусу 1 в місці приєднання до гідросистеми ВМ ущільнюється кільцем 6. Із тензопідсилювачем датчик з’єднується спеціальним екранованим кабелем.

Тарування датчиків тиску виконано на ручному гідравлічному пресі. Тарувальні значення тиску контролювались за показаннями зразкового манометра класу точності 0,35. Відхилення h_d променя шлейфа осцилографа реєструвались за поділками шкали його екрана.

З метою підвищення точності тарувальних графіків, діапазон тарувальних тисків пройдено п'ять разів. Тарувальні графіки датчиків тиску в напірній гідролінії привода і порожнині виконавчого гідроциліндра дослідного зразка ВМ показані на рисунку 5.6.

Переміщення вібростола дослідного зразка ВМ реєструвались за допомогою тензометричного датчика балочного типу, конструкцію і фотографію загального вигляду якого показано на рисунках 5.7 та 5.8. Датчик складається з коробчастого стояка 1, який жорстко кріпиться до станини 2 ВМ. У верхній частині стояка 1 одним кінцем защемлена балочка 3 постійного перерізу, а вільний кінець балочки з ковзною посадкою (без зазору) спрягається із горизонтальною прорізью в ободі вібростола 4.

На балочку 3 з обох боків петлями вздовж її поздовжньої осі наклеєні дротяні тензорезистори 5 та 6 типу ПКБ-15-200, увімкнені за схемою двох активних елементів. Виводи тензорезисторів з'єднані з напівмостовою схемою і підключені до розніжного контактного з'єднання 7 типу 2РМ14БШВ1, яке спеціальним екранованим кабелем приєднується до тензопідсилювача.

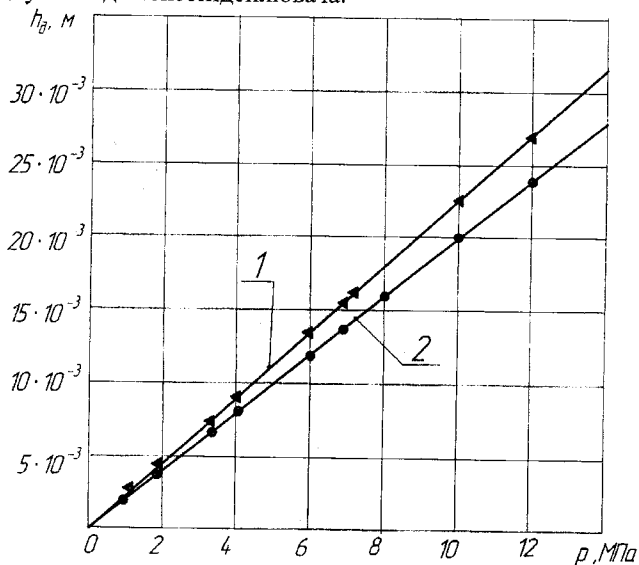


Рисунок 5.6 – Тарувальні графіки датчиків тиску в напірній гідролінії привода (графік 1) та порожнині виконавчого гідродвигуна (графік 2) дослідного зразка ВМ

Тарування датчика переміщення вібростола здійснювалось за допомогою спеціального мікрометричного пристосування з ціною поділки приладу 0,01 мм.

В результаті багатократних вимірювань відхилення h_b променя шлейфа осцилографа в залежності від величини контрольованих переміщень u_d вільного кінця балочки 3 побудовано тарувальний графік датчика реєстрації амплітуди вібрацій вібростола дослідного зразка ВМ (рисунок 5.9).

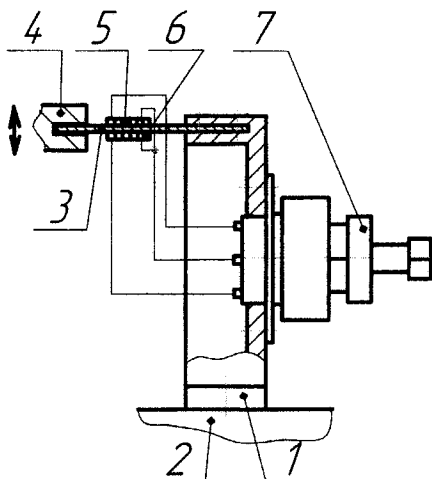


Рисунок 5.7 – Конструкція тензометричного датчика переміщення вібростола дослідного зразка ВМ

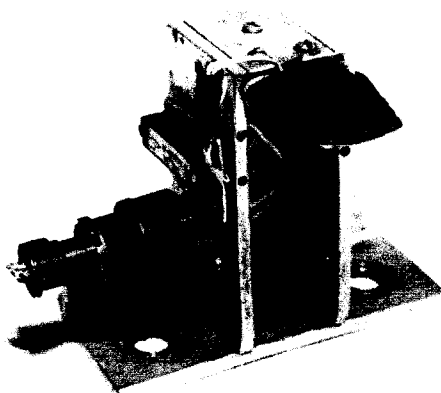


Рисунок 5.8 – Загальний вигляд датчика переміщення

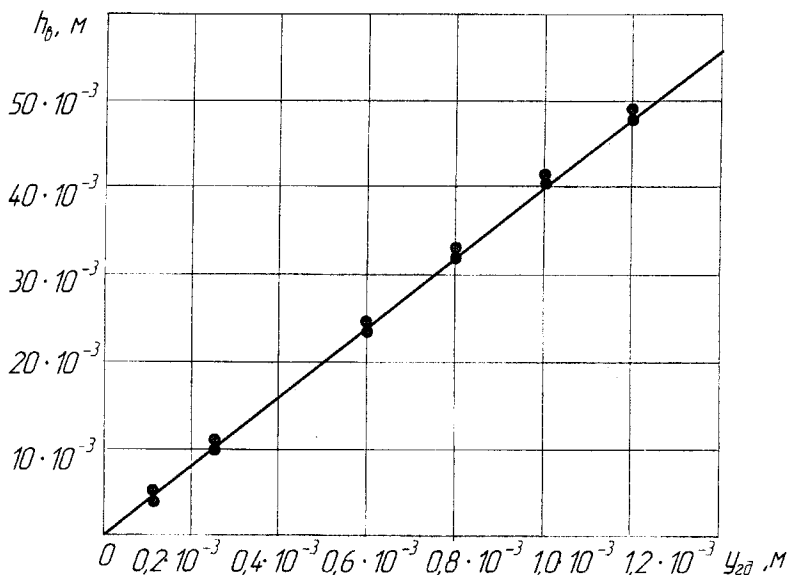


Рисунок 5.9 – Тарувальний графік датчика переміщення вібростола дослідного зразка ВМ

З метою встановлення частотного діапазону, в якому аналоговий електричний сигнал, що виробляється датчиком, буде адекватним вимірюваному механічному параметру (тиску або переміщенню), визначені власні частоти датчиків за формулами, виведеними для описаних конструкцій датчиків в роботі [56], відповідно, для датчиків:

– тиску

$$v_{om} = 0,125 d_k l_k^{-1} \sqrt{E_{np} \kappa \left\{ \rho_{np} (h_m + d_k) \left[d_k \kappa (1 - 0,5 \mu_n) + 0,25 h_m E_{np} \right] \right\}^{-1}}; \quad (5.5)$$

– переміщення

$$v_{op} = 0,164 h_\delta \sqrt{E_{np} \rho_{np}^{-1} \cdot l_\delta^{-2}}, \quad (5.6)$$

де d_k , l_k – відповідно, діаметр та довжина каналу А передачі тиску трубчастого датчика тиску (див. рисунок 5.4); h_m – товщина стінки трубки „а” (див. рисунок 5.4); E_{np} , κ – відповідно, модуль пружності матеріалу пружного елемента датчика та зведений об’ємний модуль

пружності енергоносія (робочої рідини); μ_n – коефіцієнт Пуассона; $\rho_{пр}$ – густина матеріалу пружного елемента датчика; h_δ, l_δ – відповідно, товщина та активна (до заземлення) довжина балочки 3 (див. рисунок 5.7).

Конструктивні параметри, властивості матеріалу пружних елементів та власні частоти, розраховані за формулами 5.5 і 5.6, датчиків тиску і переміщення вібростола дослідного зразка ВМ, наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Конструктивні параметри, властивості матеріалу та власні частоти датчиків тиску і переміщення вібростола

Датчик:	d_k , мм	l_k , мм	h_m , мм	h_δ , мм	l_δ , мм	$\rho_{пр}$, кг/м ³	$E_{пр}$, МПа	κ , МПа	μ_n	$\nu_{ом}$, $\nu_{он}$, Гц
тиску в напірній гідролінії привода ВМ	10,0	60,0	0,8	–	–	$7,8 \times 10^3$	$2,06 \times 10^5$	$1,5 \times 10^3$	0,28	5416
тиску в порожнині виконавчого гідродвигуна ВМ	10,0	60,0	1,0	–	–	$7,8 \times 10^3$	$2,06 \times 10^5$	$1,5 \times 10^3$	0,28	4919
переміщення вібростола	–	–	–	0,6	27,0	$7,8 \times 10^3$	$2,06 \times 10^5$	–	–	694

На основі теоретичного дослідження гідроімпульсного привода ВМ, керованого швидкодійним ГПТ, встановлено, що очікувана максимальна частота проходження імпульсів тиску та вібрацій вібростола ВМ не перевищує 200 Гц, тому конструктивні параметри датчиків тиску і переміщення, власні частоти яких суттєво перевищують очікувану максимальну частоту процесів, задовольняють умови досліджень. Під час осцилографування режимів роботи дослідного зразка ВМ за допомогою осцилографа Н115 використовувались гальванометри типу М004–06, власна частота яких 600 Гц зі ступенем заспокоєння рухомої системи гальванометрів $\beta = 0,7 + 0,1$ [92], що теж в три рази перевищує очікувану частоту процесів.

Для забезпечення лінійності характеристики перетворення товщина стінок трубчастих пружних елементів датчиків тиску та довжина балочки датчика переміщення розраховувались за максимально можливими величинами тиску і переміщень.

5.3 Експериментальні дослідження закономірностей зміни робочих режимів гідроімпульсного привода вібраційної машини регулюванням параметрів спрацювання швидкохідного генератора імпульсів тиску

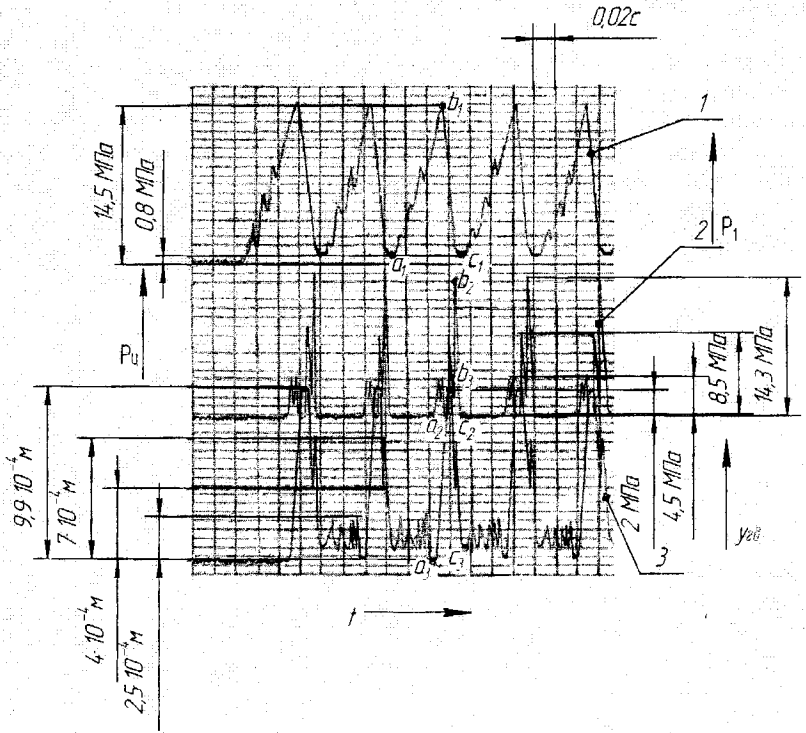
З метою встановлення робочих режимів гідроімпульсного привода ВМ, керованого швидкохідним ГТТ, закономірності зміни цих режимів визначались під час регулювання параметрів спрацювання ГТТ, навантаження виконавчої ланки та витрати енергоносія (енергоживлення), яку споживає гідроімпульсний привід ВМ. Експерименти проводились для випадку підключення ГТТ до виконавчого гідроциліндра дослідного зразка ВМ (див. рисунок 4.1) за схемою „на вході”.

Осцилографування режимів роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ виконано за попередніх деформацій пружин (поз. 1.3, див. рисунок 5.1) повернення виконавчої ланки ВМ $y_{04} = (5...21) \cdot 10^{-3}$ м та пружини навантаження впускного клапана ГТТ $y_{02} = (5...18) \cdot 10^{-3}$ м (поз. 12, див. рисунок 3.1 і рисунок 3.3). Регулювання частоти проходження імпульсів тиску здійснювалось зміною площі прохідного перерізу дроселя 6 ГТТ (див. рисунок 3.1) та витрати енергоносія шляхом відведення частини потоку із напірної гідролінії привода в гідробак 5 через регулятор потоку 8 (див. рисунок 5.1) з наступним уточненням її величини під час обробки осцилограм.

Під час проведення експериментів імітаційне інерційне навантаження виконавчої ланки дослідного зразка ВМ варіювалось в межах від $m_4 = 60$ кг до $m_4 = 300$ кг за допомогою змінних вантажів (поз. 1.8, див. рисунок 5.1), а сумарне навантаження $F_{R\Sigma}$ зміною y_{04} . Експериментально встановлений діапазон регулювання частоти проходження імпульсів тиску гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, керованого швидкохідним ГТТ, охоплює інтервал від 2 Гц до 100 Гц для $m_4 = 300$ кг та $F_{R\Sigma} = 52000$ Н, а для $m_4 = 60$ кг і $F_{R\Sigma_{\min}} = m_4 g + k_3 y_{04_{\min}} = 60 \cdot 9,8 + 2,37 \cdot 10^6 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 12438$ Н верхня межа частоти проходження імпульсів тиску зростає до 150 Гц.

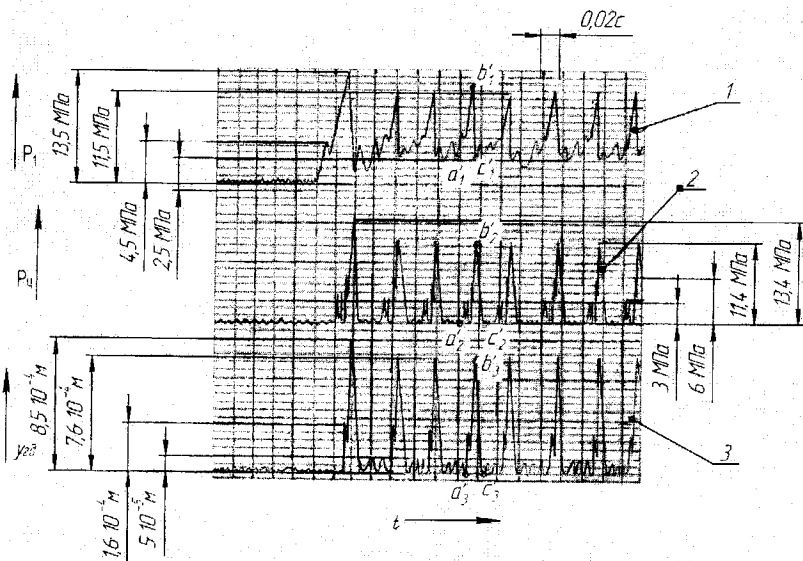
Середньочастотні режими роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, зареєстровані за постійних максимальної подачі гідронасоса 2 $Q_H = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с, об'єму циклового гідроаккумулятора $W_{0_{\max}} = 5,04 \cdot 10^{-4}$ м³, $m_4 = 300$ кг та $F_{R\Sigma} = 52$ кН, ілюструються осцилограмами, показаними на рисунках 5.10 та 5.11. Регулювання частоти проходження імпульсів тиску під час реєстрації

під час реєстрації наведених режимів здійснювалось зміною площі прохідного перерізу дроселя 6 ГТТ (див. рисунок 3.1).



1 – зміна тиску в напірній порожнині (циклового гідроаккумуляторі); 2 – зміна тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ; 3 – переміщення виконавчої ланки (вібростола) дослідного зразка ВМ

Рисунок 5.10 – Осцилограма процесу роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ з частотою проходження імпульсів тиску 14,7 Гц, керованого швидкодіючим ГТТ, та тиском „відкриття” ГТТ, що перевищує номінальний на 45%



1 – зміна тиску в напірній порожнині (цикловому гідроаккумуляторі); 2 – зміна тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ; 3 – переміщення виконавчої ланки (вібростола) дослідного зразка ВМ.

Рисунок 5.11 – Осцилограма процесу роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ з частотою проходження імпульсів тиску 25 Гц, керованого швидкодійним ГТТ

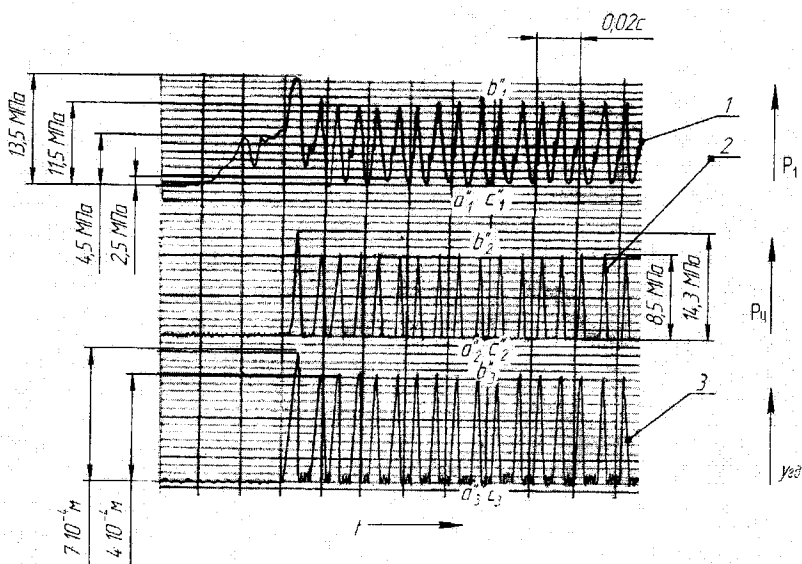
Середньочастотний режим роботи гідроімпульсного привода для тиску „відкриття” ГТТ, що на 45% перевищує номінальний, характеризується трикутним імпульсом тиску $a_1b_1c_1$ в напірній порожнині (цикловому гідроаккумуляторі) із пілкоподібним переднім та близьким до лінійного заднім фронтами. Передній фронт імпульсу тиску $a_2b_2c_2$ в порожнині виконавчого гідроциліндра має складну ступінчасту форму, що характеризується проміжними піками тиску різної амплітуди. Пілкоподібність переднього фронту імпульсу мабуть можна пояснити дією сил тертя та збільшеними внутрішніми витоками енергоносія з напірної порожнини привода в зливну через спряження ГТТ та привода в умовах уповільненої швидкості закриття впускного клапана 11 ГТТ, обумовленої гідравлічним опором дроселя 6 (див. рисунок 3.1), оскільки набір тиску в цикловому гідроаккумуляторі 9 (див. рисунок 5.1) здійснюється за закритого сервопривода ГТТ під час зворотного ходу впускного клапана другого каскаду ГТТ.

Порівнюючи імпульси тисків в порожнинах виконавчого гідроциліндра та циклового гідроаккумулятора, слід відмітити, що зростання тиску в порожнині гідроциліндра починається з незначним випередженням завершення процесу набору тиску в цикловому гідроаккумуляторі, що очевидно можна пояснити випереджувальним відкриттям впускного клапана другого каскаду ГІТ. Як видно з осцилограми, амплітуда тиску цього випереджувального імпульсу достатня для подолання стаціонарного опору рухові плунжера виконавчого гідроциліндра, стрімке переміщення якого на величину ходу виконавчої ланки дослідного зразка ВМ (передній фронт a_3b_3 імпульсу переміщення $a_3b_3c_3$) спричиняє падіння тиску в порожнині гідроциліндра з повторним зростанням, оскільки процес розрядки циклового гідроаккумулятора ще не завершився. Перехідний процес руху виконавчої ланки в кінці її прямого ходу в умовах завершення розрядки гідроаккумулятора очевидно обумовлює третій ступінь зростання тиску на передньому фронті імпульсу $a_2b_2c_2$ до максимального значення, що досягається в кінці процесу розрядки циклового гідроаккумулятора. Напевно на формування такого характеру перехідного процесу в імпульсі переміщення $a_3b_3c_3$ та зміни тиску в передньому фронті імпульсу тиску $a_2b_2c_3$ впливає і постійна подача гідронасоса привода в порожнину виконавчого гідроциліндра, яка при відносно невеликих частотах проходження імпульсів тиску, значному перевищенні номінального тиску „відкриття” ГІТ та малому сумарному об'ємові циклового гідроаккумулятора і напірної порожнини привода може за час розрядки гідроаккумулятора переміщати в порожнину виконавчого гідроциліндра значні об'єми енергоносія співмірні з подачею циклового гідроаккумулятора. Очевидно імпульси тиску в порожнині гідроциліндра, обумовлені випереджувальним відкриттям впускного клапана другого каскаду ГІТ, спричиняють високочастотні коливання виконавчої ланки дослідного зразка ВМ з малою амплітудою. Перехідний процес між прямим та зворотним ходом виконавчої ланки ВМ і ступінчастий характер переднього фронту a_2b_2 імпульсу тиску $a_2b_2c_2$ на процес розрядки циклового гідроаккумулятора не впливають і задній фронт b_1c_1 імпульсу тиску $a_1b_1c_1$ має практично лінійний характер.

Середньочастотний (25 Гц) режим роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, керованого швидкодієвим ГІТ, за незначного перевищення (15%) номінального тиску „відкриття” (див. рисунок 5.11) відрізняється від розглянутого середньочастотного режиму ($v=147$ Гц $a_1=145$ МПа) тим, що передній фронт імпульсу тиску $a_1b_1c_1$ в цикловому гідроаккумуляторі має яскраво виражену пил-

коподібну форму тільки на початку процесу набору тиску в напірній порожнині привода. Очевидно це обумовлено затягуванням процесу набору тиску в напірній порожнині привода, оскільки швидкість зворотного ходу впускного клапана ГТ регламентується гідравлічним опором дроселя b (див. рисунок 3.1). Для $\nu=14,7$ Гц та $\nu=25$ Гц і регулювання частоти дроселем b , імпульси тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра ідентичні за формою. Більш просту форму імпульсу переміщення $a'_3 b'_3 c'_3$ вібростола дослідного зразка ВМ на частоті проходження імпульсів тиску $\nu=25$ Гц мабуть можна пояснити інерційністю виконавчої ланки ВМ, через яку вібростіл не встигає відпрацьовувати всі зміни тиску у порожнині виконавчого гідроциліндра.

У високочастотному режимі роботи гідроімпульсного привода ВМ (рисунок 5.12), записаному для таких же m_4 та $F_{R\Sigma}$, що і в описа-



1 – зміна тиску в напірній порожнині (цикловому гідроаккумуляторі); 2 – зміна тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ; 3 – переміщення виконавчої ланки (вібростола) дослідного зразка ВМ.

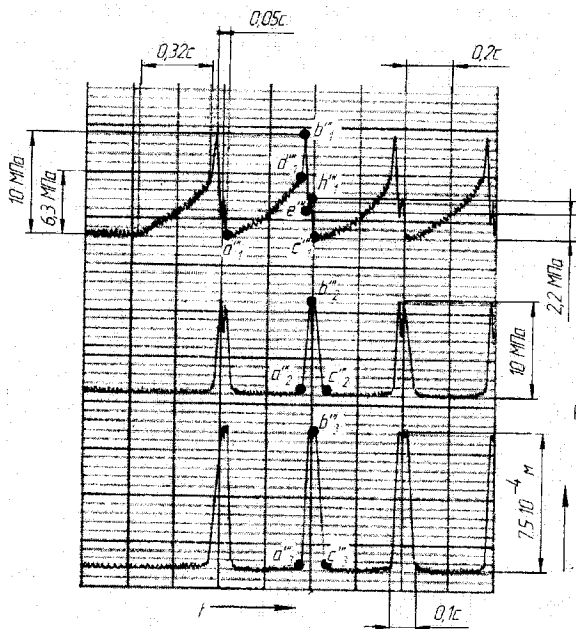
Рисунок 5.12 – Осцилограма процесу роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ з частотою проходження імпульсів тиску 100 Гц, керованого швидкодійним ГТТ

них середньочастотних, імпульси тиску в порожнинах циклового гідроакумулятора $a_1^{\prime}b_1^{\prime}c_1^{\prime}$ та виконавчого гідроциліндра $a_2^{\prime}b_2^{\prime}c_2^{\prime}$ з практично номінальним тиском „відкриття” ГТТ (перевищення на 5%) мають трикутну форму, передні та задні фронти яких змінюються за законами, близькими до лінійних. Імпульс переміщення вібростола ВМ $a_3^{\prime}b_3^{\prime}c_3^{\prime}$ повторює за формою імпульс тиску $a_2^{\prime}b_2^{\prime}c_2^{\prime}$ в порожнині виконавчого гідроциліндра практично без фазового зсуву. Особливість середньочастотного ($\nu = 25$ Гц) та височастотного ($\nu = 100$ Гц) режимів – закид тиску в початкових імпульсах зарядки циклового гідроакумулятора під час вмикання ГТТ, це, очевидно, обумовлюється тим, що в момент початкового зрушування елементів гідроімпульсного привода та ГТТ відбувається деформація ущільнень, вибирання зазорів та взаємне ковзання поверхонь, що контактують. Закид тиску впливає на форму і тривалість переднього фронту початкового імпульсу зарядки циклового гідроакумулятора.

Регулювання частоти проходження імпульсів тиску за допомогою дроселя 6 (див. рисунок 3.1) здійснюється за рахунок затягування процесу зарядки циклового гідроакумулятора через варіювання (зменшення) швидкості зворотного ходу впускного клапана другого каскаду ГТТ, внаслідок чого змінюються тривалість паузи між імпульсами тиску у порожнині виконавчого гідроциліндра привода ВМ і в меншій мірі самого імпульсу (див. рисунки 5.10...5.12). Частоту проходження імпульсів тиску можна також регулювати зміною подачі гідронасоса привода, наприклад, шляхом відведення з його напірної порожнини частини потоку в гідробак через регулятор потоку, оснащений редукційним клапаном для підтримання на потрібному рівні тиску в напірній порожнині.

Експериментальними дослідженнями гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, керованого швидкодійним ГТТ, встановлено, що спосіб регулювання частоти проходження імпульсів тиску зміною подачі гідронасоса є ефективним для низьких частот.

Осцилограма типового режиму роботи гідроімпульсного привода з частотою проходження імпульсів тиску $\nu = 2,5$ Гц і $p_1 = 10$ МПа під час регулювання частоти зміною подачі гідронасоса, показана на рисунку 5.13.



1 – зміна тиску в напірній порожнині (цикловому гідроаккумуляторі); 2 – зміна тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ; 3 – переміщення виконавчої ланки (вібростола) дослідного зразка ВМ.

Рисунок 5.13 – Осцилограма процесу роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ з частотою проходження імпульсів тиску 2,5 Гц під час регулювання частоти зміною подачі гідронасоса привода

Передній фронт $a_1''b_1''c_1''$ імпульсу тиску $a_1''b_1''c_1''e_1''h_1''c_1''$ в порожнині циклового гідроаккумулятора має яскраво виражений нелінійний характер на ділянці $a_1''d_1''$ і близький до лінійного на відрізьку $d_1''b_1''$. Відомо, що середній час набору тиску в замкненій порожнині об'ємом $W_{o\Sigma} = W_o + W_a$ (тут W_o та W_a , відповідно початкові об'єми напірної порожнини привода та циклового гідроаккумулятора (див. розділ 4)) від $p_r = 0$ до $p_r = p_1$ і постійній подачі гідронасоса Q_n , визначається за формулою [67, 68]

$$t_n = p_1 W_{o\Sigma} / (Q_n \kappa). \quad (5.7)$$

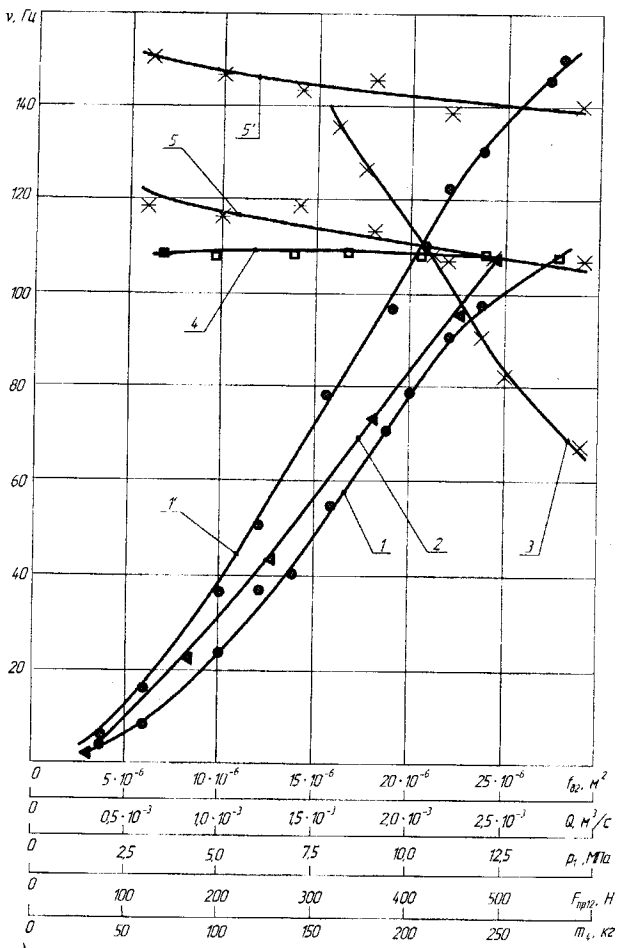
Також встановлено [54, 82], що за величиною тиску $p < 5 \dots 7$ МПа і наявності газової фази в робочій рідині, її модуль не є

постійною величиною, а суттєво залежить від тиску. Очевидно, що за низьких частот проходження імпульсів і розтягнутого в часі процесу підйому тиску в об'ємі $W_{o\Sigma}$, основний вплив на формування ділянки $a_1''d_1''$ переднього фронту імпульсу тиску в порожнині гідроаккумулятора має обернену залежність часу зростання тиску від подачі Q_n гідронасоса і змінного модуля пружності k рідини, який стабілізується на ділянці $d_1''b_1''$, що і визначає її близький до лінійного характер.

Тривалість процесу розрядки циклового гідроаккумулятора та імпульсу тиску $a_2''b_2''c_2''$ в порожнині виконавчого гідроциліндра гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, відповідно, в $0,32/0,05=6,4$ та $0,32/0,1=3,2$ рази (див. рисунок 5.13) менша від тривалості набору тиску на ділянці $a_1''d_1''$, що, напевне, внаслідок інерційності динамічних процесів згладжує нелінійні ефекти в імпульсах тиску $a_2''b_2''c_2''$ та переміщення $a_3''b_3''c_3''$. Ступінчастий характер заднього фронту $b_1''e_1''h_1''c_1''$ імпульсу тиску $a_1''b_1''d_1''e_1''h_1''c_1''$ мабуть можна пояснити дією сил тертя під час прямого ходу виконавчої ланки ВМ, які по різному впливають на рух цієї ланки в початковий момент та після її розгону.

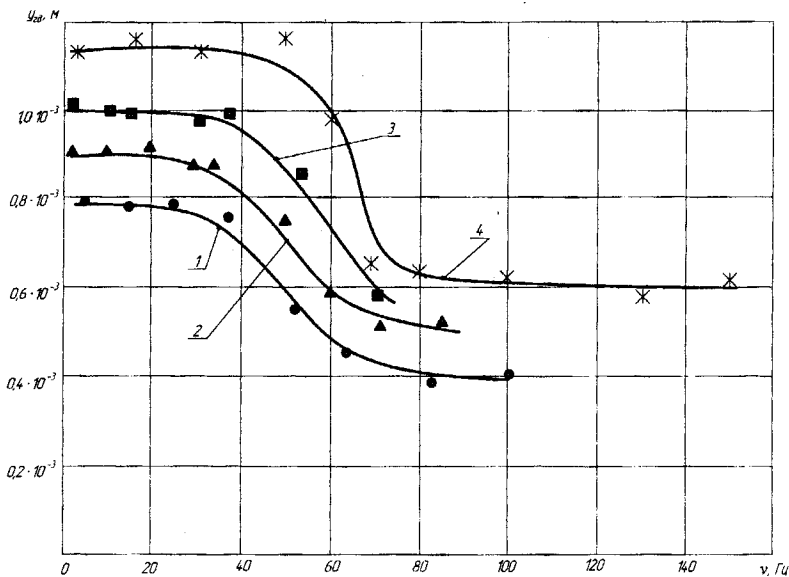
Такий характер розрядки циклового гідроаккумулятора спричиняє появу перехідних процесів на вершинах імпульсів тиску $a_2''b_2''c_2''$ та переміщення $a_3''b_3''c_3''$.

За результатами обробки осцилограм різних режимів роботи гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, керованого швидкодійним ГПТ, побудовано графічні залежності частоти проходження імпульсів тиску (рисунок 5.14) від: величини площі прохідного перерізу дроселя $6 \nu(f_{d_2})$ (див. рисунок 3.1 та рисунок 4.1); змінної подачі гідронасоса $2 \nu(Q)$ (шляхом відведення частини подачі Q_n через регулятор потоку 8 в гідробак 5, див. рисунок 5.1); тиску „відкриття” ГПТ $\nu(p_1)$; зусилля пружини $12 \nu(F_{пр12})$; інерційного навантаження вібростола $\nu(m_4)$ (див. рисунок 3.1). Графічні експериментальні залежності амплітуди вібрацій вібростола 1.4 від частоти проходження імпульсів тиску $u_{гд}(\nu)$ на різних величинах тиску „відкриття” для постійного сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$, амплітуди $u_{гд}(F_{\Sigma R})$ та частоти $\nu(F_{\Sigma R})$ вібрацій вібро-стола 1.4 від величини сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$ за фіксованих значень маси m_4 , подачі гідронасоса Q_n , тиску „відкриття” p_1 ГПТ і частоти ν проходження імпульсів тиску (під час побудови графіків $u_{гд}(F_{\Sigma R})$) показані, відповідно, на рисунках 5.15 та 5.16.



1 - $v(f_{a2})$ для $m_4 = 300$ кг, $Q_H = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с $F_{\Sigma R} = 52$ кН та $p_{1ном} = 10$ МПа; 1' - $v(f_{a2})$ для $m_4 = 60$ кг, $Q_H = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с $F_{\Sigma R} = 12,4$ кН та $p_{1ном} = 10$ МПа; 2 - $v(Q)$ для $m_4 = 300$ кг, $F_{\Sigma R} = 52$ кН та $p_{1ном} = 10$ МПа; 3 - $v(p_1)$ для $m_4 = 300$ кг, $F_{\Sigma R} = 52$ кН, $f_{a2} = 2,83 \cdot 10^{-5}$ м² та $Q_H = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с; 4 - $v(F_{пр12})$ для $m_4 = 300$ кг, $F_{\Sigma R} = 52$ кН, $p_{1ном} = 10$ МПа та $Q_H = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с; 5 - $v(m_4)$ для $y_{o4} = 21 \cdot 10^{-3}$ м, $p_{1ном} = 10$ МПа, $f_{a2} = 2,83 \cdot 10^{-5}$ м² та $Q_H = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с; 5' - $v(m_4)$ для $y_{o4} = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $p_{1ном} = 10$ МПа, $f_{a2} = 2,83 \cdot 10^{-5}$ м² та $Q_H = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с

Рисунок 5.14 – Експериментальні залежності частоти проходження імпульсів тиску, знайдені варіюванням: f_{a2} (o); p_1 (x); Q (Δ); $F_{пр12}$ (□); m_4 (*)



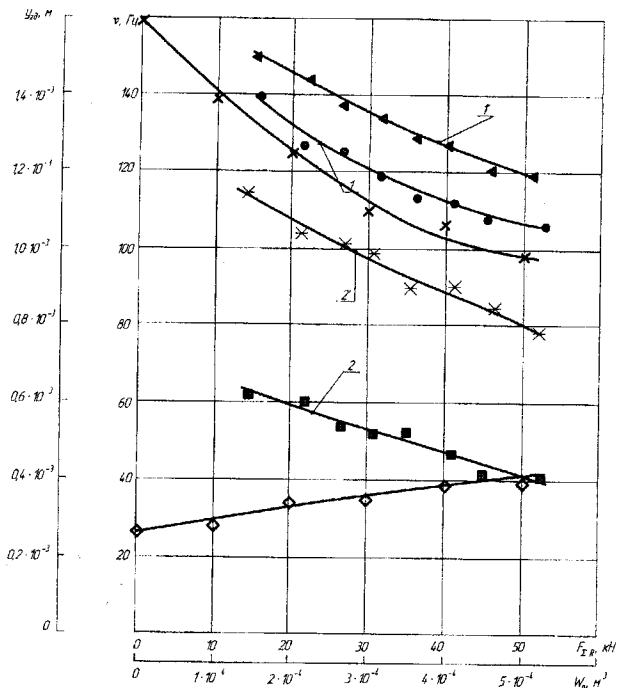
- 1 – $y_{\text{вн}}(\nu)$ для $p_1 = 10,5 \text{ МПа}$, $m_4 = 300 \text{ кг}$, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ та $F_{\Sigma R} = 52 \text{ кН}$;
 2 – $y_{\text{вн}}(\nu)$ для $p_1 = 12 \text{ МПа}$, $m_4 = 300 \text{ кг}$, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ та $F_{\Sigma R} = 52 \text{ кН}$;
 3 – $y_{\text{вн}}(\nu)$ для $p_1 = 14,5 \text{ МПа}$, $m_4 = 300 \text{ кг}$, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ та $F_{\Sigma R} = 52 \text{ кН}$;
 4 – $y_{\text{вн}}(\nu)$ для $p_1 = 10 \text{ МПа}$, $m_4 = 60 \text{ кг}$, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ та $F_{\Sigma R} = 12,4 \text{ кН}$

Рисунок 5.15 – Експериментальні залежності амплітуди вібрацій вібростола ВМ від частоти проходження імпульсів тиску для різних тисків „відкриття” ГТ та постійних Q_n , m_4 і $F_{\Sigma R}$

Під час побудови графіка $\nu(Q)$ витрата енергоносія, яку споживає гідроімпульсний привід ВМ, регулювалась регулятором потоку 8 (див. рисунок 5.1) за постійних значень m_4 , $F_{\Sigma R}$, $p_1 = p_{1\text{ном}}$ та $f_{\text{д}2} = f_{\text{д}2, \text{max}}$. Значення витрати визначались на холостому ході привода за допомогою витратомірної місткості 13, для чого кран 12 на деякий час закривався, а краном 14 відкривався доступ робочої рідини з напірної порожнини привода через відкритий пусковий розподільник 7 до мірної місткості 13 (див. рисунок 5.1). Після визначення витрати кран 14 закривався, а кран 12 відкривався і вмикався ГТ шляхом перекомутації гідророзподільника 7.

Експериментальна залежність $\nu(p_1)$ визначена за максимальних значень $m_4 = 300 \text{ кг}$, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $F_{\Sigma R} = 52 \text{ кН}$ та $f_{\text{д}2} = f_{\text{д}2, \text{max}} = 2,83 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, а оцінка впливу зусилля пружини 12 повер-

нення впускного клапана ГІТ (див. рисунок 3.1) на величину частоти проходження імпульсів тиску здійснювалась для $p_1 = p_{\text{іном}} = 10$ МПа і вказаних вище параметрів.



- 1 - $v(F_{\Sigma R})$ для $m_4 = 300$ кг, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с та $p_1 = 10,6$ МПа;
 1' - $v(F_{\Sigma R})$ для $m_4 = 300$ кг, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с та $p_1 = 9,6$ МПа;
 2 - $y_{\text{ид}}(F_{\Sigma R})$ для $m_4 = 300$ кг, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $v = 82,8$ Гц та $p_1 = 10$ МПа
 2' - $y_{\text{ид}}(F_{\Sigma R})$ для $m_4 = 300$ кг, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $v = 25$ Гц та $p_1 = 10,5$ МПа.
 3 - $v(W_a)$ для $F_{\Sigma R} = 52$ кН, $m_4 = 300$ кг, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $p_1 = 10,5$ МПа;
 $f_{d_2} = 2,83 \cdot 10^{-5}$ М²;
 4 - $y_{\text{ид}}(W_a)$ для $F_{\Sigma R} = 52$ кН, $m_4 = 300$ кг, $Q_n = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $p_1 = 10,5$ МПа;
 $f_{d_2} = 2,83 \cdot 10^{-5}$ М²

Рисунок 5.16 – Експериментальні залежності частоти і амплітуди вібрацій вібростола ВМ від його сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$ для фіксованих значень m_4 , Q_n , p_1 та v

Для встановлення тенденції зміни амплітуди вібрацій виконавчої

ланки (вібростола) дослідного зразка ВМ під час регулювання частоти проходження імпульсів тиску, експериментальні графіки $y_{гд}(v)$ визначались на різних тисках p_1 „відкриття” ГПТ від $p_1 = 10$ МПа до $p_1 = 14,5$ МПа, постійній подачі гідронасоса $Q_H = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с та межових значеннях $m_4 = 60$ кг і $F_{\Sigma R} = 12,4$ кН, і $m_4 = 300$ кг та $F_{\Sigma R} = 52$ кН.

Вплив на частоту і амплітуду вібрацій виконавчої ланки дослідного зразка ВМ імітаційного технологічного навантаження $F_{\Sigma R}$ (графіки та $y_{гд}(W_a)$) досліджувався за постійних значень m_4 і Q_H та різних фіксованих параметрах частоти і тиску p_1 „відкриття” ГПТ (див. підрисункові підписи на рисунку 5.16). Оскільки в приводі дослідного зразка ВМ цикловий гідроаккумулятор 7 (див. рисунок 5.1) – це регульована циліндрична місткість типу поршневого гідроциліндра, об’єм якої можна змінювати за допомогою переміщення поршня вбудованим в кришку корпусу циліндра гвинтом в межах від $W_a = 0$ до $W_a = 5,04 \cdot 10^{-4}$ м³, то ординати функцій $v(W_a)$ та $y_{гд}(W_a)$, що відповідають $W_a = 0$, обумовлені дією в якості циклового гідроаккумулятора початкового об’єму напірної порожнини привода ВМ $W_0 = 9,05 \cdot 10^{-4}$ м³.

Експериментальними дослідженнями гідроімпульсного привода дослідного зразка ВМ, керованого швидкодійним двокаскадним ГПТ клапанного типу встановлено:

1. Частота проходження імпульсів тиску регулюється в широких межах за постійних значень подачі гідронасоса, тиску „відкриття” ГПТ та об’єму циклового гідроаккумулятора зміною швидкості зворотного ходу впускного клапана другого (основного) каскаду ГПТ за допомогою блока із паралельно встановлених регульованого дроселя і зворотного клапана.

2. Залежність $v(f_{д2})$ (див. рисунок 5.14) нелінійна, причому ділянки нелінійності найбільш яскраво виражені на початку і в кінці частотного діапазону. Це можна пояснити тим, що на малих площах прохідного перерізу дроселя 6 (див. рисунок 3.1) закон зворотного руху впускного клапана другого каскаду ГПТ головним чином формується турбулентним гідравлічним опором дроселя 6, а коли площа прохідного перерізу дроселя 6 близька до площі прохідного перерізу щілини запірного елемента 1 сервопривода ГПТ, переважний вплив на характер зворотного ходу впускного клапана 11 має гідравлічний опір щілини запірного елемента 1, відкритий на злив.

3. Збільшення площі прохідного перерізу дроселя 6 від

$f_{d_2} = 2,83 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ до $5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ не приводить до зростання частоти проходження імпульсів тиску, що, напевно, обумовлено тим, що при $f_{d_2} = 2,83 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ гідравлічний опір відкритої на злив щілини запірного елемента 1 сервопривода ГТТ більший від опору дроселя 6.

4. Частота проходження імпульсів тиску в широких межах регулюється зміною витрати енергоносія, яку споживає привод, причому залежність $v(Q)$ близька до лінійної (див. рисунок 5.14). Очевидно такий характер залежності $v(Q)$ можна пояснити тим, що регулювання частоти проходження імпульсів тиску зміною витрати енергоносія головним чином впливає на час зростання тиску в напірній порожнині привода за відносно постійної тривалості зменшення тиску під час спрацювання ГТТ і розрядки циклового гідроакумулятора (див. рисунок 5.13) з різними за тривалістю проміжками між імпульсами тиску, яка залежить від їх частоти проходження, а сам процес зменшення тиску в порожнинах виконавчого гідроциліндра і напірній привода практично лінійний (див. рисунки 5.10...5.13).

5. Збільшення тиску „відкриття” ГТТ за незмінних інших параметрах привода і технологічного навантаження виконавчої ланки ВМ приводить до зменшення частоти проходження імпульсів тиску та зростання амплітуди вібрацій вібростола (див. рисунок 5.14 та рисунок 5.15), що пов'язано з ростом тривалості набору тиску в напірній порожнині і зусиллям початкового поштовху рухомої ланки виконавчого гідроциліндра привода. Залежність $v(p_1)$ нелінійна, оскільки складова частоти імпульсів тиску, яка визначається часом набору тиску, обернено пропорційна тиску (див. (2.9)).

6. Зміна зусилля F_{np12} пружини 12 (див. рисунок 3.1) повернення впускного клапана другого каскаду ГТТ в межах від $F_{np12} = 135 \text{ Н}$ до $F_{np12} = 490 \text{ Н}$ не впливає на частоту проходження імпульсів тиску (див. рисунок 5.14).

7. Під час зростання технологічного навантаження виконавчої ланки дослідного зразка ВМ частота і амплітуда її вібрації зменшуються, причому збільшення технологічного навантаження в 4,2 рази викликає зменшення частоти в 1,3 рази, а амплітуди – в 1,5 як в низькочастотному, так і високочастотному інтервалах діапазону регулювання частоти вібрацій.

8. Експериментальні залежності $y_{vd}(v)$ амплітуди вібрацій вібростола дослідного зразка ВМ від частоти проходження імпульсів тиску в низькочастотних та високочастотних інтервалах, за постійних значень тиску „відкриття” p_1 ГТТ, подачі гідронасоса Q_n і сумарного

навантаження вібростола $F_{\Sigma R}$, мають ділянки на яких амплітуда вібрацій від частоти практично не залежить. Різке зменшення амплітуди вібрацій в середньочастотних інтервалах діапазону регулювання частоти, напевно, обумовлено недостатньою потужністю привода для підтримання амплітуди на рівні низькочастотного інтервалу для даного тиску „відкриття” ГТТ і сумарного технологічного навантаження вібростола. Це припущення певною мірою підтверджується тим, що у випадку зменшення технологічного навантаження $F_{\Sigma R}$, інтервал переходу від більш високої амплітуди до низької зміщується в область високих частот вібрації (див. криву 4 на рисунку 5.15).

9. За однакових інтенсивностей зростання інерційної (див. рисунок 5.14) та пружної (див. рисунок 5.16) складових сумарного технологічного навантаження $F_{\Sigma R}$ вібростола ВМ, інтенсивність зменшення частоти проходження імпульсів від збільшення пружної складової $F_{\Sigma R}$ на 18% більша інтенсивності зменшення частоти внаслідок зростання інерційної складової (див. рисунок 5.14) за незмінних тиску „відкриття” p_1 ГТТ, об’єму циклового гідроаккумулятора W_a , подачі Q_n гідронасоса та прохідного перерізу дроселя b (див. рисунок 3.1).

10. Збільшення сумарного початкового об’єму напірної порожнини привода $W_{o\Sigma}$ за рахунку регулювання об’єму циклового гідроаккумулятора в межах від $W_{oa} = 0$ до $W_{oa} = 5,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ і постійних значеннях $F_{\Sigma R}$, m_4 , Q_n , p_1 та f_{d_2} , спричиняє зменшення частоти проходження імпульсів тиску на ~33% і зростання амплітуди вібрацій виконавчої ланки дослідного зразка ВМ на ~36% у високочастотному інтервалі діапазону регулювання, що, очевидно, обумовлено збільшенням тривалості зарядки циклового гідроаккумулятора і об’єму подачі ним енергоносія в порожнину виконавчого гідроциліндра привода під час його розрядки внаслідок спрацювання ГТТ.

11. Досліджуваний ГТТ генерує в порожнинах циклового гідроаккумулятора і виконавчого гідроциліндра привода ВМ імпульси тиску пікоподібної форми, які у високочастотних режимах роботи привода близькі до трикутних, а імпульси переміщення виконавчої ланки ВМ в цілому відслідковують форму імпульсів тиску у порожнині виконавчого гідроциліндра в усьому діапазоні регулювання частоти проходження імпульсів тиску із незначним зсувом за фазою.

12. Процес розрядки циклового гідроаккумулятора в порожнину виконавчого гідроциліндра привода ВМ під час спрацювання ГТТ здійснюється на низьких, середніх та високих частотах проходження імпульсів тиску за законом близьким до лінійного (див. рисунки 5.10 – 5.13) з від-

ношенням середніх тривалостей зарядки $t_{зар}$ і розрядки t_p рівним ~ 2 для високих та ~ 3 для середніх і низьких частот, а також з відношенням проміжку часу $t_{вн}$ (див. рисунок 4.9), який характеризує витримку тиску в напірній порожнині привода на рівні p_2 до часу $t_p \sim 0,7$ і ~ 1 , відповідно, для тих же ділянок частотного діапазону.

6 МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ, КЕРОВАНОГО ШВИДКОДІЙНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ

6.1 Аналіз і порівняння результатів теоретичного та експериментального досліджень гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним генератором імпульсів тиску

Оцінку ступенів відповідності і розходжень між результатами теоретичного та експериментального досліджень швидкодійного ГІТ і керованого ним привода доцільно виконати в такій послідовності:

– аналіз ступеню відповідності між імпульсами тиску в порожнинах привода – напірній та виконавчого гідродвигуна, і переміщення робочої ланки ВМ;

– порівняння теоретичних і експериментальних графіків залежностей $y_{гд}(t)$, $p_1(t)$, $p_ц(t)$, $v(f_{д_2})$ та $v(Q)$ (див. розділи 4 і 5);

– розрахунок відносної величини розходжень між теоретичними і експериментальними значеннями динамічних параметрів ГІТ та привода.

Приклад порівняння теоретичних (---) та експериментальних графіків (—) залежностей $y_{гд}(t)$, $p_1(t)$, $p_ц(t)$ для режиму роботи привода з частотою $\nu = 100$ Гц і тиском $p_1 = 10,5$ МПа за рівних інших параметрів, показано на рисунку 6.1.

Імпульси тиску $p_1(t)$ та $p_ц(t)$ побудовані на основі графіків $x_{ог}(t)$ та $x_{огд}(t)$ (див. підрозділ 4.3) з використанням залежності (4.10), де відношення $k_o/f_o = \text{const}$. Теоретичні та експериментальні імпульси тиску $p_1(t)$ і $p_ц(t)$ за формою дещо відрізняються. Це пояснюється прийнятими під час розробки математичної моделі ГІТ та привода припущеннями, із яких, на нашу думку, основними, що впливають на форму імпульсів тиску, є нехтування тиском в зливній гідролінії та допущення миттєвості зростання тиску в керівних порожнинах ГІТ і виконавчого гідродвигуна.

Експериментальний імпульс переміщення $y_{гд}(t)$ для високочастотного режиму ідентичний теоретичному, але має незначний зсув за фазою ($\sim 5 \cdot 10^{-4}$ с) через різну крутизну переднього та заднього фронтів (див. (4.50)).

Практично однакові форма і кількісні характеристики залежностей $v(m_4)$, $v(p_1)$ та $v(F_{\Sigma R})$ свідчать про достатній ступінь адекватнос-

ті математичної моделі привода реальній системі ВМ. Оскільки залежності $v(f_{\text{л2}})$ та $v(Q)$ є основними регульовальними характеристиками ГІТ та привода, то порівняння теоретичного і експериментального графіків цих функцій (рисунок 6.2) взято за основу разом із графіками $y_{\text{гд}}(t)$, $p_{\text{г}}(t)$ і $p_{\text{ц}}(t)$ для розрахунку відносної величини розходжень між теоретичними і експериментальними динамічними параметрами ГІТ та привода.

Відносна похибка δ_r динамічного параметра визначалась за відомою методикою [101, 104],

$$\delta_r = \left| \frac{\Delta_{r\text{max}} - \sigma}{\Delta_{r\text{max}}} \right| \cdot 100\%, \quad (6.1)$$

де $\Delta_{r\text{max}} = \mu_y |y_{\text{гг}} - y_{\text{ге}}|$ – абсолютне максимальне відхилення на вимірюваному інтервалі графіків теоретичної функції $f_{\text{гг}}$ від експериментальної $f_{\text{ге}}$; $y_{\text{гг}}$, $y_{\text{ге}}$ – відповідно, ординати функції $f_{\text{гг}}$ та $f_{\text{ге}}$; μ_y – масштаб функцій $f_{\text{гг}}$ та $f_{\text{ге}}$ по ординаті;

$\sigma = \sqrt{(n-1)^{-1}(f_{\text{гг}} - f_{\text{ге}})^2} = \mu_y \sqrt{(n-1)^{-1}(y_{\text{гг}} - y_{\text{ге}})^2}$ – середнє квадратичне відхилення функції $f_{\text{гг}}$ від $f_{\text{ге}}$.

Точність вимірювання експериментальних даних розраховувалась за формулою (5.4), де складові середньої квадратичної похибки вимірювань взяті за рекомендаціями праць [88, 92, 93], зокрема: для датчиків тиску $\pm 1,6\%$ [88, 92] і переміщень $\pm 6\%$ [38, 104, 108], сумарна похибка тензопідсилювача й осцилографа $\pm 0,7\%$ [92, 94] та відносна помилка визначення параметрів за осцилограмою і тарувальними графіками не більша $\pm 6\%$ [92]. Таким чином відносна похибка під час вимірювання тиску складає $\pm 6,3\%$, а переміщення виконавчої ланки ВМ $\pm 8,5\%$, що задовольняє вимоги до технічних вимірювань під час дослідження гідроприводів [4, 55].

В результаті порівняння (див. рисунок 6.1 та рисунок 6.2) теоретичних та експериментальних графіків залежностей для динамічних параметрів ГІТ і привода на різних режимах їх роботи встановлено, що розходження за частотою проходження імпульсів тиску не перевищують 18...20%, амплітудою переміщення виконавчої ланки ВМ 12...15%, і тиском „відкриття” ГІТ 8...11% з середньою похибкою обробки експериментальних даних не більше 7,4%. Це дозволяє вважати прийняті для теоретичних досліджень припущення достатньо обґрунтованими, а математичну модель гідроімпульсного привода ВМ з новим ГІТ адекватною реальній системі.

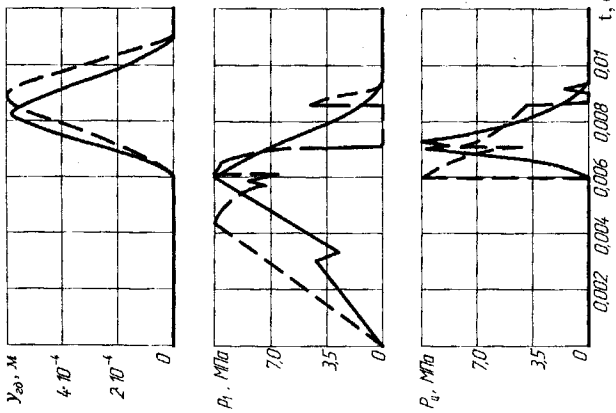


Рисунок 6.1 — Порівняння теоретичних (---) та експериментальних (—) графіків функцій $U_{20}(t)$, $P_1(t)$, $P_4(t)$

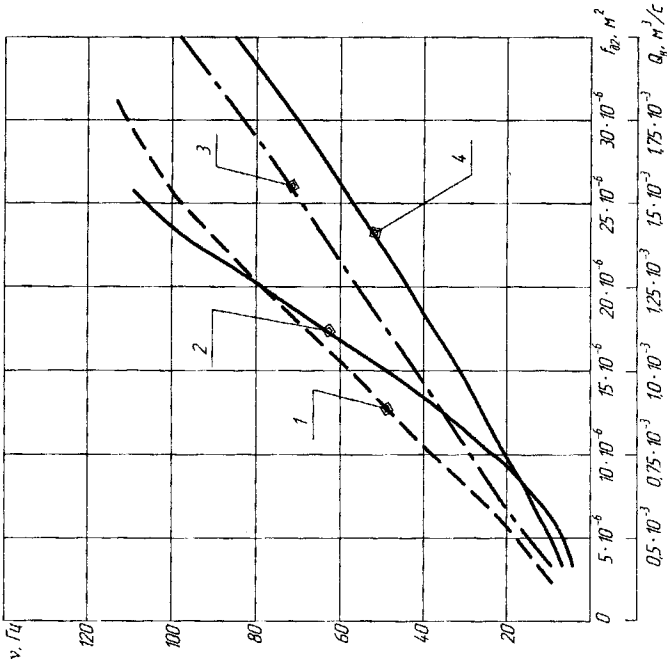


Рисунок 6.2 — Порівняння графіків залежностей $v(f_{\text{вн}})$ та $v(Q)$, відповідно, теоретичних (1, --- і 3, - - -) та експериментальних (2, 4, —)

6.2 Методика проектного розрахунку гідроімпульсного привода з швидкодійним генератором імпульсів тиску клапанного типу

Під час проектування гідроімпульсних приводів технологічних ВМ, як правило [20, 56, 83, 95, 96], в технічному завданні задаються такі основні початкові дані:

- 1) діапазон регулювання частоти проходження імпульсів тиску $\left[v_{\min} \dots v_{\max} \right]$ та амплітуди вібрацій виконавчої ланки ВМ — $\left[H_{\text{гд}_{\min}} \dots H_{\text{гд}_{\max}} \right]$;
- 2) максимальна інерційна маса $m_{\text{ін}} = m_4$ (тут збережена індексація, прийнята в розділах 2, 3 і 4), яка складається з мас виконавчої ланки ВМ, заготовки та додаткового інерційного навантаження;
- 3) максимальне технологічне зусилля F_T ;
- 4) марка робочої рідини (енергоносія), в залежності від якої вибирається контрольно-розподільна гідроапаратура та гідроарматура;
- 5) номінальний тиск „відкриття” ГПТ, за яким попередньо призначається тип гідронасоса;
- 6) орієнтовна амплітуда тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ в порожнинах напірній або виконавчого гідроциліндра привода ВМ, яка визначає максимальний рівень тиску p_2 „закриття” ГПТ та передаточного відношення i_{21} (див.(4.13)), що зв'язує деформації гідравлічної ланки привода під час відкриття $x_{\text{оmax}}$ і закриття $x_{\text{ок}}$ ГПТ (див. розділ 4);
- 7) спосіб організації комунікацій між ланками привода, в першу чергу, гідроапаратурою, що входить в його систему.

Крім цих основних даних, яких не достатньо для повного розрахунку геометричних, силових і енергетичних параметрів привода та ГПТ, необхідно, керуючись набутим досвідом проектування і експлуатації ВМ із гідроімпульсним приводом [20, 56, 83] і технічними показниками призначення, наведеним в технічному завданні, із конструктивних міркувань орієнтовно задати:

- маси запірних елементів сервопривода (m_1) та другого каскаду (m_2 і m_3) ГПТ (див. розділ 4 та рисунок 4.2);
- діапазон регулювання попередніх деформацій пружин регулятора тиску „відкриття” $\left[y_{01\min}, y_{01\max} \right]$ та пружин повернення впускного клапана другого каскаду $\left[y_{02\min}, y_{02\max} \right]$ ГПТ і пружин повернення виконавчої ланки ВМ $\left[y_{04\min}, y_{04\max} \right]$;
- квалітет точності спряжень напрямних поверхонь запірних елементів та інших рухомих з'єднань ГПТ і привода;
- мінімально можливе, виходячи із заданої точності та умов за-

безпечення потрібної герметичності, позитивне перекриття $h_{\text{сп}}$ сервопривода ГТТ (див. рисунок 3.1);

- марку матеріалів основних деталей ГТТ та привода;
- допустимі швидкості $[V]$ руху енергоносія в напірних та зливних гідролініях привода і ГТТ та через відкриті щілини запірних елементів каскадів ГТТ під час його спрацювання.

Проектний розрахунок гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним ГТТ, доцільно почати з визначення необхідної площі поперечного перерізу плунжера виконавчого гідроциліндра технологічної вібромашини, зробивши припущення, що: коливання виконавчої ланки привода близькі до гармонічних (див. розділ 5); повна енергія E_v гармонічних коливань виконавчої ланки дорівнює середній роботі \overline{A}_v сил тиску під час переміщення плунжера виконавчого гідроциліндра привода на шляху прямого та зворотного ходів виконавчої ланки ВМ; оскільки початкове положення виконавчої ланки (плунжера гідроциліндра) не є положенням рівноваги, прийнятим для гармонічних коливань, наприклад маятника, то коливальний рух виконавчої ланки можна розглядати як додатну частину гармонічного коливального процесу, амплітуда якого дорівнює ходу $H_{\text{гд}}$ (див. рисунок 4.3); тиск в порожнині виконавчого гідроциліндра привода також змінюється за пульсаційним гармонічним законом із амплітудою $\Delta p = p_1$.

За результатами експериментальних досліджень гідроімпульсного привода ВМ, керованого швидкодійним ГТТ (див. розділ 5) та інших дослідників [56, 71, 79, 83], встановлено, що найбільшу потужність гідроімпульсний привід споживає на високих частотах проходження імпульсів тиску. Згідно з цим зауваженням та наведеними припущеннями, повну енергію E_v коливань виконавчої ланки вібромашини можна розрахувати за відомою залежністю [87]

$$E_v = 0,5m_4H_{\text{гдmin}}^2\omega_{\text{гдmax}}^2 = 2\pi^2m_4H_{\text{гдmin}}^2\nu_{\text{max}}^2, \quad (6.2)$$

де $\omega_{\text{гдmax}} = 2\pi\nu_{\text{max}}$ – колова частота коливань маси m_4 .

Середню роботу \overline{A}_v сил тиску під час переміщення виконавчої ланки на шляху прямого і зворотного її ходів знайдемо за циклограмою (див. рисунок 4.3):

$$\overline{A}_v = 0,5(0,5p_1H_{\text{гдmin}}f_{\text{гд}} + 0,5p_1H_{\text{гдmin}}f_{\text{гд}}) = 0,5p_1H_{\text{гдmin}}f_{\text{гд}}. \quad (6.3)$$

Прирівнюючи (6.2) та (6.3) і розв'язуючи ці рівняння відносно

$f_{гд}$, отримаємо формулу для розрахунку площі поперечного перерізу плунжера виконавчого гідроциліндра привода

$$f_{гд} = 4\pi^2 m_4 H_{гд\min} v_{\max}^2 p_1^{-1} = 39,48 m_4 H_{гд\min} v_{\max}^2 p_1^{-1}. \quad (6.4)$$

Якщо використовувати як цикловий акумулятор місткість з регульованим об'ємом (що і прийнято в цьому дослідженні), то максимальний об'єм ΔW_{\max} рідини, що подається в порожнину виконавчого гідроциліндра привода під час спрацювання ГПТ, обумовлюється тільки власною стисливістю рідини і визначається за відомим виразом [54, 55, 82]

$$\Delta W_{\max} = W_{\Sigma\max} \Delta p \kappa^{-1}, \quad (6.5)$$

де $\Delta W_{\max} = W_o + W_{a\max}$; $\Delta p = p_1 - p_2 = p_1(1 - i_{21}^{0,5})$ – амплітуда тиску в порожнині циклового гідроакумулятора (див. розділ 4). Об'єм рідини ΔW_{\max} спричиняє переміщення рухомої ланки гідроциліндра привода на відповідний хід, але через можливе додаткове інерційне переміщення виконавчої ланки вібромашини добуток

$$H_{гд\max} f_{гд} \geq \Delta W_{\max}. \quad (6.6)$$

Беручи у формулі (6.6) для ΔW_{\max} коефіцієнт запасу $K_3 = 1,2 \dots 1,5$, який гарантовано враховує можливий інерційний рух виконавчої ланки вібромашини для різних значень технологічного сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$, отримаємо

$$H_{гд\max} f_{гд} = K_3 \Delta W_{\max} = K_3 W_{\Sigma\max} p_1 (1 - i_{21}^{0,5}) \kappa^{-1}, \quad (6.7)$$

звідки знайдемо

$$\Delta W_{\max} = H_{гд\max} f_{гд} \kappa / [K_3 p_1 (1 - i_{21}^{0,5})]. \quad (6.8)$$

Очевидно, що мінімальна амплітуда $H_{гд\min}$ вібрацій виконавчої ланки (ВМ) буде для $W_{\Sigma\min} = W_o$ ($W_a = 0$), коли в якості циклового акумулятора працює тільки початковий об'єм напірної порожнини привода, тоді, згідно зі зробленим зауваженням

$$W_{a_{\max}} = W_{\Sigma_{\max}} - W_o = (H_{\text{гд}_{\max}} - H_{\text{гд}_{\min}}) f_{\text{гд}} \kappa / [K_3 p_1 (1 - i_{21}^{0,5})]. \quad (6.9)$$

Знайдені значення W_o та $W_{a_{\max}}$ під час компонування привода коректуються в межах $W_{\Sigma_{\max}}$.

Подача Q_n гідронасоса привода є основним параметром, який за фіксованих інших параметрів робочого циклу (p_1 , $f_{\text{д}_2}$, $F_{\Sigma R}$, m_4 , W_a) визначає верхню межу частоти проходження імпульсів тиску, що генеруються ГТТ. Якщо розглядати процес зміни тиску в цикловому гідроакумуляторі (див. рисунок 5.10...5.13), то можна відмітити, що в момент завершення розрядки гідроакумулятора витримки тиску на рівні p_1 немає, як це показано на орієнтовній циклограмі (див. рисунок 4.3). Розрядка циклового гідроакумулятора починається відразу після відкриття впускного клапана другого каскаду ГТТ, причому кінцевий тиск розрядки менший теоретичного значення тиску p_2 „закриття” ГТТ, яке визначається передаточним відношенням i_{21} , на всьому діапазоні регулювання частоти проходження імпульсів тиску. Згідно з фазами робочого циклу гідроімпульсного привода (див. підрозділ 4.1) зростання тиску в цикловому гідроакумуляторі до рівня p_1 відбувається за закритих запірного елемента сервопривода і впускного клапана другого каскаду ГТТ. Тривалість набору тиску до $p_r = p_1$ за цих умов визначається класичною залежністю (5.7). В момент відкриття сервопривода за закритого впускного клапана другого каскаду ГТТ, процес зарядки циклового акумулятора продовжується до повного перемикання запірного елемента сервопривода, тому повний час зарядки циклового гідроакумулятора

$$t_{\text{зар}} = t_n + t_{\text{спр}}, \quad (6.10)$$

де $t_n = p_1 W_{\Sigma} / (Q_n \kappa)$ – час набору тиску в порожнині $W_{\Sigma} = W_o + W_a$ за закритого ГТТ; $t_{\text{спр}}$ – час перемикання (прямого ходу) запірного елемента сервопривода ГТТ (див. рисунок 4.3). Під час прямого ходу запірного елемента сервопривода частина подачі гідронасоса Q_n витрачається на переміщення запірного елемента на відстань h_c , а частина витікає через дросель 2 (див. рисунок 3.1) в зливну гідролінію, що збільшує час $t_{\text{зар}}$. Враховуючи наведені міркування і результати експериментальних досліджень гідроімпульсного привода, керованого швидкодійним ГТТ, та теоретичний аналіз процесу роботи привода (див. розділ 4), період T_a коливань тиску в напірній порожнині привода

(циклового гідроаккумулятори) можна представити простою залежністю

$$T_a = t_{зар} + t_p + t_{вн} = t_{зар} \left[1 + (t_p + t_{вн}) / t_{зар} \right] = K_v t_{зар} = K_v t_n (1 + t_{спр} / t_n) = K_v K_c t_n, \quad (6.11)$$

де $K_v = 1 + (t_p + t_{вн}) / t_{зар}$ – коефіцієнт, що враховує співвідношення між тривалістю зарядки циклового гідроаккумулятора і періодом коливань тиску в ньому; $K_c = 1 + t_{спр} / t_n$ – інтегральний коефіцієнт впливу на час зарядки циклового гідроаккумулятора тривалості $t_{спр}$ прямого ходу запірного елемента сервопривода ГІТ, зростання тиску до рівня p_1 в напірній порожнині t_n і зменшення подачі гідронасоса внаслідок витрати енергоносія на переміщення запірного елемента сервопривода на хід h_c і витікання через дросель 2 (див. рисунок 3.1); $t_{вн}$ – проміжок часу (див. рисунок 4.3 та рисунок 5.10...5.13), що характеризує витримку тиску в напірній порожнині привода на рівні p_2 в період зворотного ходу запірного елемента сервопривода ГІТ.

Беручи до уваги, що $T_{a\max} = v_{\max}^{-1}$ для $W_{\Sigma} = W_{\Sigma\min} = W_o$, із виразу (6.11) з врахуванням залежності для t_n , виведемо формулу для розрахунку потрібної для забезпечення v_{\max} подачі гідронасоса:

$$Q_n = K_v K_c W_o p_1 v_{\max} \kappa^{-1}. \quad (6.12)$$

Експериментальними дослідженнями встановлено (див. розділ 5), що $t_{зар} / t_p \approx 2...3$ та $t_{вн} / t_p \approx 0,7...1$, тоді для високочастотної ділянки діапазону регулювання частоти проходження імпульсів тиску $K_v \approx 1,9$ і для низьких і середніх частот – $K_v \approx 1,7$.

Теоретичні та експериментальні оцінки [56, 71, 79, 83], в тому числі і цього дослідження, показують, що час прямого ходу $t_{спр}$ запірного елемента сервопривода ГІТ складає від тривалості t_n набору тиску в напірній порожнині від $p_r = 0$ до $p_r = p_1 \sim 30\%$ для високих та $\sim 50\%$ для низьких частот проходження імпульсів тиску. За такого відношення $t_{спр}$ до t_n , $K_c = 1,3...1,5$ і середній добуток $(\overline{K_v K_c}) \approx 2,5$. Підставляючи в формулу (6.12) значення $W_o = N_{гд\min} f_{гд} \kappa / [K_{зр} p_1 (1 - i_{21}^{0,5})]$, отримаємо залежність для визначення Q_n через основні дані для розрахунку гідроімпульсного привода:

$$Q_H = K_v K_c H_{гд\min} v_{\max} f_{гд} \kappa / [K_3 p_1 (1 - i_{21}^{0,5})]. \quad (6.13)$$

Для середніх значень $(\overline{K_v K_c}) \approx 2,5$, $K_3 = 1,2$ та $i_{21}^{0,5} = 0,5$ [23, 24, 69, 96]

$$Q_H = 4,2 H_{гд\min} v_{\max} f_{гд}. \quad (6.14)$$

Для забезпечення гарантованого безударного переміщення запірнього елемента сервопривода ГПТ на хід h_c (див. рисунок 3.1) його коливальний рух повинен здійснюватись в зарезонансному режимі, умова якого [77, 97]

$$\omega_{\max} / \omega_{\Sigma_1} \geq \sqrt{2}, \quad (6.15)$$

де $\omega_{\max} = 2\pi v_{\max}$ – колова частота коливань запірнього елемента сервопривода, яку слід прийняти рівною частоті проходження імпульсів тиску; $\omega_{\Sigma_1} = \sqrt{k_{\Sigma_1} / m_{1\Sigma}}$ – власна колова частота системи запірний елемент – гідравлічна ланка (див. розділ 4); $m_{1\Sigma} = m_1 + \rho W_0$ – сумарна зведена маса запірнього елемента сервопривода з урахуванням маси енергоносія в об'ємі W_0 ; $k_{\Sigma_1} = k_1 + f_2^2 \kappa / W_0$ – зведена сумарна жорсткість гідросистеми привода ВМ відносно площі f_2 поперечного перерізу золотникової частини запірнього елемента сервопривода (див. рисунок 3.1).

Жорсткість k_1 пружини регулятора тиску p_1 „відкриття” ГПТ, згідно з умовою (6.14), має задовольняти нерівність

$$k_1 \leq 2\pi^2 m_{1\Sigma} v_{\max}^2 - f_2^2 \kappa W_0^{-1}. \quad (6.16)$$

З іншого боку за заданих номінального тиску p_1 „відкриття”, діапазону зміни попередньої деформації $[y_{01\min}, y_{01\max}]$ пружини регулятора тиску та передаточного відношення $i_{21} = f_1^2 f_2^{-2}$ (див. (4.13))

$$k_1 \leq i_{21}^{0,5} p_1 f_2 y_{01}^{-1}, \quad (6.17)$$

де $y_{01} = 0,5[y_{01\min} + y_{01\max}]$ – попередня деформація пружини регулятора тиску, яка відповідає номінальному тиску „відкриття” ГПТ.

Прирівнюючи (6.16) та (6.17) і розв'язуючи отримане квадратне рівняння, знайдемо залежність для розрахунку площі f_2 поперечного перерізу золотникової частини запірнього елемента сервопривода:

$$f_2 = \frac{0,5i_{21}^{0,5}P_1W_0}{y_{01}K} \left(\sqrt{1 + \frac{8\pi^2 m_{1z}^2 v_{\max}^2 K y_{01}^2}{i_{21} P_1^2 W_0}} - 1 \right) = \frac{0,5i_{21}^{0,5}P_1W_0}{y_{01}K} \left(\sqrt{1 + \frac{7896 m_{1z}^2 v_{\max}^2 K y_{01}^2}{i_{21} P_1^2 W_0}} - 1 \right). \quad (6.18)$$

Знайдене за (6.18) значення $f_{2_{\min}}$ уточнюється під час проектування ГПТ.

Необхідні величини жорсткості k_1 визначаються за будь-якою із нерівностей (6.16) чи (6.17), а середня площа f_1 поперечного перерізу по герметизуючій фасці клапанної частини запірнього елемента сервопривода розраховується за заданим передаточним відношенням i_{21} :

$$f_1 = i_{21}^{0,5} f_2. \quad (6.19)$$

Діаметр $d_{\text{пс}}$ отвору напірного гідроканалу (отвору підведення енергоносія) сервопривода ГПТ визначаємо за умовою рівності прохідних перерізів напірного гідроканалу і повністю відкритої щілини золотникової частини запірнього елемента сервопривода:

$$\pi d_2 h_{\text{св}} = \pi d_{\text{пс}}^2 / 4, \quad (6.20)$$

звідки

$$d_{\text{пс}} = 2\sqrt{d_2 h_{\text{св}}} = 2\sqrt{d_2 [h_{\text{св}} - (0,5 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}]} = 2,13 i_{21}^{-0,125} f_1^{0,25} [h_{\text{св}} - (0,5 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}]^{0,5}, \quad (6.21)$$

де $d_2 = \sqrt{4\pi^{-1} f_2} \approx 1,13 \sqrt{f_2}$ – діаметр золотникової частини запірнього елемента сервопривода, м; $h_{\text{св}} = h_{\text{сн}} - (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ – від'ємне перекриття золотникової частини запірнього елемента сервопривода (див. рисунок 3.1), яке, з метою зменшення витрат енергоносія під час відкриття ГПТ за рахунок перетікання робочої рідини із напірної порожнини в зливну, призначається [21, 22, 24, 69, 87] меншим від позитивного перекриття $h_{\text{св}}$ на (0,5...1) мм в залежності від якості точності спряження золотникової частини запірнього елемента сервопривода 3 з його гільзою 2 (див. рисунок 3.5).

Висоту b_c герметизуючої фаски запірнього елемента сервопривода, за якої забезпечується потрібна зносостійкість клапанної частини запірнього елемента, знаходимо за формулою (3.11), попередньо визна-

чивши силу F_c та швидкість V запірнього елемента за залежностями, наведеними в розділі 4 (див. (4.42)):

$$b_c \geq 0,5d_{nc} \operatorname{ctg}(\alpha/2) \left[\sqrt{\frac{8\overline{F'_c}}{\pi d_{nc}^2 \sigma_{np}} + 1} - 1 \right], \quad (6.22)$$

де $\overline{F'_c} = k_1(h_c + y_{01}) - p_2 f_2 = k_1(h_c + y_{01}) - p_1 f_1 = k_1 h_c$ – середня рушійна сила руху запірнього елемента сервопривода на його зворотному ході (тут прийнято: $p_2 = p_1 i_{21}^{0,5} \approx p_1 f_1 / f_2$; $p_1 = k_1 y_{01} / f_1$; $h_c = h_{cn} + h_{cb}$).

Для унеможливлення заклинювання клапанної частини запірнього елемента сервопривода в гнізді сідла 4 (див. рисунок 3.5), кут конуса гнізда сідла призначається в межах $\alpha = 60^\circ \dots 90^\circ$ [67, 68, 112]. Кільцева площа поперечного перерізу порожнини B_2 (див. рисунок 3.1) між клапанною і золотниковою частинами запірнього елемента сервопривода повинна бути не меншою площі поперечного перерізу напірного гідроканалу сервопривода:

$$\pi(d_2^2 - d_{kc}^2)/4 \geq \pi d_{nc}^2/4, \quad (6.23)$$

звідки

$$d_{kc} \leq \sqrt{d_2^2 - d_{nc}^2}, \quad (6.24)$$

де d_{kc} – діаметр клапанної частини запірнього елемента сервопривода з боку порожнини B_2 . Умова (6.24) із врахуванням того, що для високочастотних ГІТ передаточне відношення $i_{21} \leq 0,5$ [28, 32, 56, 83], виконується при $\alpha = 60^\circ$. Підставляючи у формулу (6.21) $\alpha = 60^\circ$ та $\overline{F'_c} = k_1 h_c$, знайдемо:

$$b_c \geq 1,38d_{nc} \left(\sqrt{\frac{k_1 h_c}{d_{nc}^2 \sigma_{np}} + 1} - 1 \right). \quad (6.25)$$

Умовний прохід d_y ГІТ розраховуємо за відомою залежністю [54, 55, 82]

$$d_y = \sqrt{4Q_\Sigma / (\pi[V])} = 1,13 \sqrt{Q_\Sigma / [V]}, \quad (6.26)$$

де $Q_\Sigma = Q_n + \overline{Q_a}$ – сумарна витрата енергоносія через відкритий впус-

кний клапан другого каскаду ГПТ під час прямого ходу виконавчої ланки ВМ; \overline{Q}_a – середня подача циклового гідроакумулятора за час t_p його розрядки. Подачу гідроакумулятора \overline{Q}_a можна визначити за простою залежністю:

$$\overline{Q}_a = \Delta W / t_p = \Delta p W_{\Sigma} / (\kappa \cdot t_p) = p_1 (1 - i_{21}^{0,5}) W_{\Sigma} / (\kappa \cdot t_p). \quad (6.27)$$

Знайшовши із (6.11) співвідношення $t_n / t_{зар} = K_c^{-1}$ і враховуючи, що за результатами експериментальних досліджень гідроімпульсного привода ВМ, керованого новим швидкодійним ГПТ $t_{зар} / t_p = 2 \dots 3$ (див. розділ 5), установимо:

$$t_n / t_p = (2 \dots 3) K_c^{-1}, \quad (6.28)$$

звідки

$$t_p = t_n K_c / (2 \dots 3) = p_1 W_{\Sigma} K_c / [(2 \dots 3) Q_n \kappa]. \quad (6.29)$$

Підставляючи (6.29) в (6.27), отримаємо

$$\overline{Q}_a = (2 \dots 3) (1 - i_{21}^{0,5}) K_c^{-1} Q_n. \quad (6.30)$$

Цикловий гідроакумулятор під час розрядки подає в порожнину виконавчого гідроциліндра найбільшу кількість енергоносія на високих амплітудах і низьких частотах вібрацій, тоді середнє значення \overline{K}_c можна взяти рівним 1,5 (див. (6.13)) і числовий коефіцієнт в (6.21) рівним 3. За таких величин цих коефіцієнтів $\overline{Q}_a = 2(1 - i_{21}^{0,5}) Q_n$, $Q_{\Sigma} = 3(1 - 0,67i_{21}^{0,5}) Q_n$ і

$$d_y = 1,96 \sqrt{(1 - 0,67i_{21}^{0,5}) Q_n / [V]}. \quad (6.31)$$

Дослідниками гідроімпульсного привода відмічається [56, 71, 79, 83], що високочастотні приводи мають малий сумарний об'єм W_{Σ} напірної порожнини і короткі гідрокомунікації, що дозволяє призначати більш високі, ніж для гідроприводів з постійним тиском в напірній порожнині, допустимі швидкості енергоносія, в тому числі різні за величиною на окремих ділянках гідросистеми привода. З метою зменшення ходів запірних елементів ГПТ, під час його спрацювання, допустима швидкість $[V_1]$ енергоносія через щілини цих елементів може бу-

ти збільшена до рівня, що рекомендується для переливних та запобіжних клапанів [55, 98, 99, 100].

Для мінімізації ударної взаємодії впускного й випускного клапанів другого каскаду ГТГ під час їх прямого і зворотного ходів з сідлами та корпусними деталями і з конструктивних міркувань розміщення у внутрішніх розточках цих клапанів спряжених з ними деталей, ходи впускного $h_{вп}$ та випускного $h_{вип}$ клапанів (див. рисунок 3.1) не слід призначати великими, оскільки швидкості переміщення цих клапанів пропорційні ходу за відносно постійних руйнівних сил (див. (4.40) і (4.42)). В роботах [32, 56, 83, 95] для двокаскадних ГТГ клапанного типу рекомендується вибирати хід запірних клапанних елементів другого каскаду $h_k \leq 5$ мм для $d_y = (20...32)$ мм. Із міркувань конструктивної доцільності слід взяти $h_{вп} = h_{вип} = h_k$ і попередньо розраховувати внутрішній діаметр $d_{по}$ отвору гнізда сідла 5 випускного 4 та впускного 7 клапанів другого каскаду (див. рисунок 3.3) за рівнянням витрати через щілину впускного клапана 7 відкриту на хід h_k :

$$Q_{\Sigma} = \pi d_{по} h_k \sin(\alpha/2) [V_1], \quad (6.32)$$

звідки для $\alpha = 60^\circ$

$$d_{по} = Q_{\Sigma} / [\pi h_k \sin(\alpha/2) [V_1]] = 1,91(1 - 0,67i_{21}^{0,5}) Q_n / (h_k [V_1]), \quad (6.33)$$

де $[V_1] = (2...3)[V]$ – допустима швидкість руху енергоносія через щілину впускного клапана в момент розрядки циклового гідроаккумулятора, вибрана за аналогією із співвідношеннями допустимих швидкостей рідини в напірних гідролініях та запобіжних клапанах машинобудівних гідроприводів [55, 82, 98, 99].

Щоб забезпечити потрібну зносостійкість впускного 7 та випускного 4 клапанів другого каскаду їх потрібно притирати по фасках гнізда сідла 5 (див. рисунок 3.3), висота b_k яких обумовлює таку площу контакту, що контактний тиск між клапанами і сідлом не перевищував межу пружності $\sigma_{пр}$ матеріалів клапанів і сідла (див. (3.9)).

Виконання герметизуючих фасок клапанів 4 та 5 широкими технологічно не доцільно, оскільки це ускладнює процес притирання. За аналогією із розподільними клапанами двигунів внутрішнього згоряння, які працюють в подібних умовах, можна рекомендувати вибирати висоту фасок $b_k = 2...5$ мм [100, 101] з наступним уточненням за формулою типу (6.25):

$$b_k \geq 1,38d_{\text{по}} \left(\sqrt{\frac{k_2 h_k}{d_{\text{по}}^2 \sigma_{\text{пр}}} + 1} - 1 \right). \quad (6.34)$$

Задавшись попередньою висотою b_k фасок впускного і випускного клапанів другого каскаду ГТТ, за простими геометричними співвідношеннями (див. рисунок 3.8) попередньо розрахуємо діаметри $d_{3в}$ і $d_{4вип}$ та площі поперечного перерізу за цими діаметрами, відповідно впускного і випускного клапанів (див. рисунок 3.1):

$$d_{3в} = d_{4вип} = d_{\text{по}} + 2b_k \operatorname{tg}(\alpha/2); \quad f_{3в} = f_{4вип} = \pi d_{3в}^2 / 4 = 0,785d_{3в}^2. \quad (6.35)$$

Відкривання впускного клапана 11 в момент проходження запірним елементом 1 сервопривода додатного перекриття $h_{\text{ст}}$ з боку порожнини B_2 відбувається за короткий проміжок часу (див. розділ 4) – практично імпульсно, оскільки об'єм порожнини і гідроканалів між камерами A_3 та A_4 малий (див. рисунки 3.1 та 4.3), що обумовлює швидке збільшення тиску в порожнині A_4 до рівня p_1 , оскільки зворотний клапан 5 має незначний гідравлічний опір. Пружина 12 повернення впускного клапана 11 призначена в основному для створення початкової герметизації, оскільки фіксація впускного клапана 11 в закритому положенні здійснюється дією робочого тиску в порожнині A на різницю площ $(f_{3в} - f_{3х})$ за закритого сервопривода ГТТ.

Перетворимо нерівність (3.1) для $p_{\text{вн}} = p_1$ таким чином:

$$k_2 y_{02} / (p_1 f_{T_1}) < 1 - (f_{3в} - f_{3х}) / f_{T_2}. \quad (6.36)$$

і проаналізуємо отриманий вираз. Для того, щоб відбулося перемикання впускного клапана, відношення $0 < (f_{3в} - f_{3х}) / f_{T_2} < 1$, а ліва частина нерівності (6.36) $k_2 y_{02} / (p_1 f_{T_1}) \neq 1$ і може бути тільки меншою одиниці, що дозволяє встановити залежність жорсткості k_2 пружини повернення впускного клапана другого каскаду від фіксованих параметрів ГТТ:

$$k_2 < p_1 f_{T_2} y_{02}^{-1}. \quad (6.37)$$

Із конструктивних міркувань різницю площ $(f_{3в} - f_{3х})$ не доцільно призначати великою, оскільки для збереження відношення $(f_{3в} - f_{3х}) / f_{T_2}$ в указаних межах, необхідно збільшувати площу f_{T_2} , що

спричинити певні труднощі розміщення штовхача 8 у нерухомій втулці 7 і призведе до зростання габаритів впускного клапана 9 (див. рисунок 3.1). Дуже малу різницю ($f_{3в} - f_{3х}$) не можна реалізувати технологічно, оскільки під час притирання герметизуючої фаски впускного клапана 11 важко отримати потрібне значення діаметра $d_{3в}$, тому, з метою задоволення конструкторських, технологічних і функціональних умов, діаметр $d_{3х}$ хвостовика впускного клапана 11 слід вибирати з інтервалу $d_{по} \leq d_{3х} \leq 0,5(d_{3в} + d_{по})$. Для $d_{3х} = 0,5(d_{3в} + d_{по})$ із залученням з (6.35) значення $d_{3в}$, матимемо:

$$d_{3х} = d_{по} + b_k \operatorname{tg}(\alpha/2); \quad f_{3х} = \pi d_{3х}^2 / 4 = 0,785 d_{3х}^2. \quad (6.37, a)$$

В роботі [56] зроблено оцінку співвідношень між рухомими силами, що спричиняються дією тиску або пружин, та силами в'язкого тертя під час переміщення запірних елементів ГТТ. В результаті цих досліджень було встановлено, що сили в'язкого тертя складають всього (8...12)% від сил тиску або позиційних. На підставі цих даних для гарантованого імпульсного перемикання впускного клапана ГТТ з врахуванням впливу сил тертя, виконання нерівності (6.36) буде забезпечено співвідношенням $(f_{3в} - f_{3х})/f_{T_2} = 0,08...0,12$. Беручи з цього інтервалу середнє значення $(f_{3в} - f_{3х})/f_{T_2} = 0,1$, знайдемо

$$f_{T_2} = 10 \cdot (f_{3в} - f_{3х}). \quad (6.38)$$

Згідно з (6.38) права частина нерівності (6.36) $k_2 y_{02} / (p_1 f_{T_2}) < 0,9$, де $k_2 y_{02} / f_{T_2} = p_{пр}$ - тиск, що його створює зусилля пружини повернення впускного клапана (попередньо деформованої на величину y_{02}) відносно площі f_{T_2} і який може змінюватись в широких межах від $p_{пр} \geq \delta p_1$ до $p_{пр} \leq (0,9 - \delta) p_1$ (тут δ - мале, близьке до нуля додатне число).

Варіювати значення $p_{пр}$ для $f_{T_2} = \text{const}$ можна зміною жорсткості k_2 або y_{02} . Із конструктивних і експлуатаційних міркувань $y_{02_{\max}} > (20...30)$ мм не доцільна, а якщо вибрати $p_{пр}$ близьким до $0,9 p_1$, та за прийнятної деформації y_{02} потрібно призначати велику жорсткість k_2 пружини повернення впускного клапана, що робить неможливим застосування звичайних витих пружин стискання з дроту круглого перерізу через їх значні габарити за великих жорсткостей. Використання тарілчастих та інших типів пружин високої жорсткості

не прийнятно в умовах великого числа циклів зміни напружень з причини швидкого їх втомного руйнування. У відповідності зі зробленими зауваженнями оптимальна жорсткість k_2 пружини повернення впускного клапана, за якої забезпечуються її потрібні габарити, може бути реалізована зі співвідношення $p_{np}/p_1 = 0,05...0,30$, звідки для середнього значення $p_{np} = 0,175p_1$ і заданого y_{02} , отримаємо

$$k_2 = 0,175p_1 f_{T_2} y_{02}^{-1}. \quad (6.38, a)$$

Штовхач 10 виконується за меншим діаметром ніж штовхач 8 з метою, щоб в початковий момент відкривання впускного клапана 11, коли впускний 9 вже закритий і тиск в порожнині В зростає до рівня p_1 , система штовхачів 8 та 10 могла підтримувати прямий хід впускного клапана 11 (див. рисунок 3.1). За умови достатньої жорсткості штовхача 10 із врахуванням впливу на рух системи штовхачів 8 і 10 сил тертя, співвідношення між площами їх поперечного перерізу слід обмежити

$$f_{T_1} / f_{T_2} = 0,5...0,6, \quad (6.39)$$

звідки для середнього значення цього інтервалу

$$f_{T_1} = 0,55f_{T_2}. \quad (6.40)$$

Кільцева площа $f_{4\Gamma_2}$ поперечного перерізу впускного клапана 9 (див. рисунок 3.1) є визначальним геометричним фактором, що впливає на швидкість закривання цього клапана та швидкодію ГПТ в цілому. Для забезпечення достатньої величини цієї площі, вводимо в праву частину нерівності (3.4) коефіцієнт запасу $K_{4\Gamma_2} = 1,5...2,0$, тоді, з врахуванням (6.40) і $\bar{K}_{4\Gamma_2} = 1,75$,

$$f_{4\Gamma_2} = 1,75(f_{4\text{вип}} - 0,45f_{T_2}). \quad (6.41)$$

Хвостовик впускного клапана 4 виконується у вигляді юбки, зовнішній діаметр якої спрягається за ходовою посадкою з отвором гільзи 8, а у внутрішній розточці юбки з вільним зазором розташована хвостова частина грибоподібної нерухомої втулки 9 (див. рисунок 3.3). З метою отримання оптимальних, з точки зору міцності і технологічності, товщини стінок трубчастих елементів гільзи 8, втулки 9 і хвос-

товика випускного клапана 4, а також конструктивно прийняттого діаметра $d_{4МГ}$ грибка цього клапана, можна взяти діаметр хвостовика випускного клапана 4

$$d_{4x} = 1,13\sqrt{f_{4x}} = (1,0...1,2)d_{4вип}, \quad (6.42)$$

тоді з $f_{4Г_2} = \pi(d_{4МГ}^2 - d_{4x}^2)/4$, знайдемо

$$d_{4МГ} = \sqrt{\frac{4f_{4Г_2}}{\pi} + d_{4x}^2} = \sqrt{\frac{4f_{4Г_2}}{\pi} + (1,0...1,41)d_{4вип}^2}, \quad (6.43)$$

де $(1,0...1,2)$ – коефіцієнт конструктивного запасу.

Потрібна кільцева площа $f_{4Г_1}$ з боку порожнини D_1 (див. рисунок 3.1) розраховується з простої формули:

$$f_{4Г_1} = \pi(d_{4МГ}^2 - d_{4вип}^2)/4. \quad (6.44)$$

Згідно з циклограмою робочого циклу гідроімпульсного привода (див. рисунок 4.3), результатами досліджень (див. розділи 4 і 5) коливання тиску в порожнинах напірної (цикловогом гідроакумуляторі) і виконавчого гідроциліндра привода та ходи запірних елементів каскадів ГТТ здійснюються з однаковою частотою і різним зсувом за фазою по відношенню до зміни тиску в напірній порожнині і один до одного. Враховуючи зроблені зауваження, запишемо

$$T_{вп} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \quad (6.45)$$

де $T_{вп}$ – період перемикування випускного клапана; t_1, t_2, t_3, t_4 – відповідно, час прямого ходу, вистою у відкритому положенні, зворотного ходу та вистою в закритому положенні випускного клапана 4 (див. рисунок 4.3). Період $T_{вп}$ для діапазону частоти $(80...140)$ Гц та $Q_n = \text{const}$ і $p_1 = \text{const}$ змінюється в основному тільки за рахунок регулювання часу зворотного ходу t_3 випускного клапана 11 ($t_4 \approx \text{const}$, див. підрозділ 4.3) шляхом зміни витрати через дросель 6 (див. рисунок 3.1):

$$t_3 = h_{вп} / \bar{V}_{впз} = h_{вп} f_{Г_2} / \bar{Q}_{Г_3}, \quad (6.46)$$

де $\bar{V}_{впз} = \bar{Q}_{Г_3} / f_{Г_2}$ – середня швидкість руху випускного клапана 4 на шляху зворотного ходу;

$$\bar{Q}_{T_3} = f_{T_2} \bar{V}_{впз} = 0,5\zeta_3 f_{д2} \sqrt{2k_o / \rho} \cdot f_o^{-1} \cdot \sqrt{f_{T_2} (h_{вп} - y_{23_m})} = 0,5Q_{T_3 \max}$$

середня витрата через прохідний переріз $f_{д2}$ (див. рисунок 4.1) дроселя 6 при зворотному ході впускного клапана 11 (див. (4.45), тут $y_{23_m} < 0$ – мінімальне значення переміщення впускного клапана 11 за якого Q_{T_3} набуває максимального значення для заданого прохідного перерізу $f_{д2}$). Сума тривалостей $T_{Г2} = t_1 + t_2 + t_4$ є сталою часу другого каскаду ГПТ за заданим тиском p_1 „відкриття” і $Q_H = \text{const}$, тоді, оскільки $T_{вп} = v^{-1}$, закон регулювання частоти проходження імпульсів тиску можна подати у вигляді

$$v = (T_{Г2} + t_3)^{-1} = [T_{Г2}(1 + t_3/T_{Г2})]^{-1}. \quad (6.47)$$

Грунтуючись на результатах теоретичного аналізу процесу роботи ГПТ (див. розділ 4) та експериментальних дослідженнях гідроімпульсного привода і припускаючи, що рух запірних елементів каскадів ГПТ є рівномірно прискореним під час їх прямого і зворотного ходів, складові сталої $T_{Г2}$ можна визначити з простих залежностей:

$$t_1 = \sqrt{2h_{вп} m_2 / F_{вп}} = \sqrt{2h_{вп} m_2 / [p_1(f_{T_2} + f_{3x} - f_{3в}) - k_2(y_{o2} + h_{вп})]} \quad ; (6.48)$$

$$t_2 \approx t_{сзв} = \sqrt{2h_{св} m_1 / F_{св}} = \sqrt{2h_{св} m_1 / [k_1(y_{o1} + h_c) - p_1 i_{21}^{0,5}]} \quad ; \quad (6.49)$$

$$t_4 = t_{зар} - t_{пв} = K_c t_H - \sqrt{2h_{вип} m_3 / F_{вип}} = [K_c p_1 W_{\Sigma} / (K Q_H)] - \sqrt{2h_{вип} m_3 / (p_1 f_{4Г2})}, \quad (6.50)$$

де $F_{вп} = p_1(f_{T_2} + f_{3x} - f_{3в}) - k_2(y_{o2} + h_{вп})$, $F_{св} = k_1(y_{o1} + h_c) - p_1 i_{21}^{0,5}$, $F_{вип} = p_1 f_{4Г2}$ – відповідно, рушійні сили під час переміщення на шляху: прямого ходу – впускного клапана 11, зворотного ходу на відстань $h_{св}$ – запірний елемент 1 сервопривода та прямого ходу – випускного клапана 9 (див. рисунок 3.1); $t_{сзв}$, $t_{пв}$ – час зворотного та прямого руху, відповідно, запірний елемент сервопривода 1 та випускного клапана 9 на відстані $h_{св}$ і $h_{вип}$.

Якщо припустити, що розгін впускного клапана під час його зворотного ходу до максимальної швидкості за $v = v_{\max}$ та $f_{д2} = f_{д2 \max}$ здійснюється на шляху $y_{23_m} = (0,5 \dots 0,6)h_{вп}$, то із врахуванням (6.46), (6.47), (6.45) та (4.3) після нескладних перетворень, виведемо формулу

для розрахунку максимальної площі прохідного перерізу дроселя 6 (див. рисунок 3.1)

$$f_{d2_{\max}} = (2,82 \dots 3,17) \kappa_{53}^{-1} t_{3_{\min}}^{-1} (h_{\text{вп}} f_{T_2} \rho W_{\Sigma} \kappa^{-1})^{0,5}, \quad (6.51)$$

де $t_{3_{\min}} = v_{\max}^{-1} - T_{T_2}$ – мінімальний час переміщення впускного клапана на шляху $h_{\text{вп}}$ під час зворотного ходу.

Особливості конструкції дослідного зразка нового швидкодійного двокаскадного ГТТ детально викладені в підрозділі 3.2, а його конструктивні параметри, розраховані за викладеною методикою, наведені в таблиці 6.1.

Дослідний зразок швидкодійного двокаскадного ГТТ розроблено за вихідними даними технічного завдання, виданого відділом нестандартного обладнання ЗАТ „Автоелектроапаратура” (смт Сутиски, Тиврівського району, Вінницької області). ГТТ передбачається використати в установці з гід्रोімпульсним приводом для віброобразивного очищення гартованих великогабаритних сталевих виробів від окалини і окислів.

Таблиця 6.1 – Технічні дані дослідного зразка швидкодійного ГТТ

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
Номінальна витрата енергоносія	м ³ /с	2,4·10 ⁻³
Номінальний тиск „відкриття”	МПа	10
Діаметр умовного проходу другого каскаду	м	25·10 ⁻³
Діаметр умовного проходу першого каскаду (сервопривода)	м	10·10 ⁻³
Межі регулювання площі прохідного перерізу дроселя–регулятора частоти проходження імпульсів тиску	м ²	0...5,024·10 ⁻⁵
Діапазон регулювання частоти проходження імпульсів тиску при номінальній витраті	Гц	5...150

Продовження таблиці 6.1

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
Максимальна площа прохідного перерізу дроселя-регулятора режиму посадки запірних елементів сервопривода	м ²	$5 \cdot 10^{-8}$
Жорсткість пружин:		
– регулятора тиску „відкриття”	Н/м	$6,076 \cdot 10^4$
– повернення впускного клапана — другого каскаду	Н/м	$2,72 \cdot 10^4$
Межі регулювання попередньої деформації пружин:		
– регулятора тиску „відкриття”	м	$(0...30) \cdot 10^{-3}$
– повернення впускного клапана другого каскаду	м	$(0...25) \cdot 10^{-3}$
Площа прохідного перерізу зворотного клапана модуля тонкого налагодження	м ²	$5,024 \cdot 10^{-5}$
Максимальні ходи запірних елементів каскадів:		
– сервопривода	м	$4,5 \cdot 10^{-3}$
– впускного клапана	м	$4 \cdot 10^{-3}$
– випускного клапана	м	$4 \cdot 10^{-3}$
Внутрішні передаточні відношення (див. розділ 4):		
$i_{21} = f_1^2 \cdot f_2^{-2}$	–	0,227
$i_{42} = f_2 \cdot f_{4r_2}^{-2}$	–	0,045
$i_{r_3} = f_{3x}^2 \cdot f_{r_2}^{-2}$	–	9,362
$i_{82} = f_2^2 \cdot f_{4r_1}^{-2}$	–	0,026
$i_{4r_2} = f_{4r_1}^2 \cdot f_{4r_2}^{-2}$	–	1,767

Продовження таблиці 6.1

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
Тип енергоносія (рекомендовані марки)	—	Мастила
		індустріальні за
		ГОСТ 17429.4–
		87:
		И–Г–А32;
		И–Г–А46;
		И–Г–А68
Габаритні розміри за нульової попередньої деформації пружин регуляторів:		
– в зібраному виді	м	$(200 \times 368 \times 391) \times 10^{-3}$
– корпусу основного каскаду в плані	м	$(110 \times 110) \cdot 10^{-3}$
Маса	кг	30,3

Дослідний зразок ГТТ виконано за схемою приєднання до виконавчого гідродвигуна гідроімпульсного привода „на вході”. У випадку необхідності сполучення за схемою „на виході”, порожнини В та С з’єднуються між собою, а виконавчий гідродвигун вмикається замість циклового гідроаккумулятора 13 в напірну порожнину А (див. рисунок 3.1).

7 ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ ГЕНЕРАТОРІВ З ШИРОКИМ ДІАПАЗОНОМ РЕГУЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ

Діапазон регулювання і якісні показники вібронавантаження технологічного об'єкта в гідроімпульсних ВМ в першу чергу залежать від ступеня досконалості і технічних характеристик ГТТ, тому пошук нових схемних розв'язків генераторів та технологічне і конструкторське удосконалення їх окремих вузлів та деталей залишається актуальною задачею для дослідників і проектувальників обладнання з гідроімпульсним приводом.

Аналіз результатів експериментальних досліджень, виконаних в цій роботі і наведених в працях [56, 71, 79], показує, що у відомих конструкціях ГТТ, в тому числі і в дослідженій, чітко регулюється тиск p_1 „відкриття”, а тиск p_2 „закриття”, внаслідок інерційності потоку енергоносія і надлишкового переміщення запірного елемента сервопривода ГТТ, коливається у відносно широких межах, зазвичай в бік зменшення від розрахункового значення. Такий характер зміни тиску p_2 впливає на стабільність частоти проходження v і амплітуду $\Delta p = p_1 - p_2$ імпульсів тиску, що погіршує якість технічної характеристики гідроімпульсного привода.

Висвітлена проблема розв'язана в конструкції сервопривода, структурна схема якого зображена на рисунку 7.1 [102], особливим виконанням регулятора тиску „відкриття”, який складається з двох, концентрично встановлених пружин 4 та 5, розміщених в розточці стакану регулятора (стакан умовно не показаний). Пружина 4 через плунжер 3 навантажує запірний елемент 1 сервопривода, ідентичний показаному на рисунку 3.5. Плунжер 3 розташований в осьовій розточці рухомої ступінчастої втулки 2, притисненої у початковому положенні через буртик до корпусу сервопривода (умовно не показаний) пружиною 5. Попередня деформація пружини 4 (y_{01}) та 5 (y'_{01}) регулюється, відповідно, гвинтами 6 і 7. Гвинт 6 розміщується в осьовому нарізному отворі гвинта 7.

Розмірний ланцюг осьового складання запірного елемента 1 та втулки 2 розрахований таким чином, що у початковому положенні зазор між правим (за кресленням) торцем запірного елемента 1 і лівим торцем втулки 2 дорівнює додатному перекриттю $h_{\text{сп}}$ золотникової частини запірного елемента (тут прийняті такі ж позначення відповідних порожнин і геометричних параметрів як і на рисунку 3.1). Хід втулки є рівним від'ємному перекриттю $h_{\text{сп}}$ запірного елемента 1.

До керівних порожнин другого каскаду ГПТ

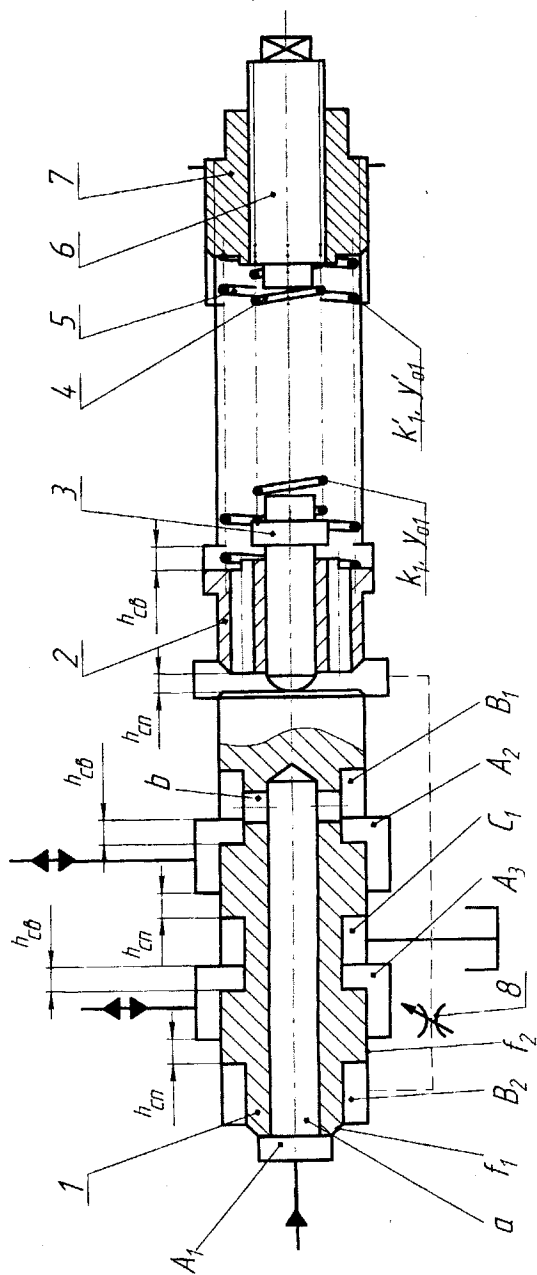


Рисунок 7.1 – Структурна схема сервопривода ГПТ із регулюванням тиску „закриття”

Підвищення тиску в порожнині A_1 до $p_r \geq p_1 = k_1 y_{01} / f_1$ (див. (2.1)) спричиняє рух запірнього елемента 1, який, проходячи шлях $h_{сн}$, впирається у втулку 2, через яку додатково навантажується пружиною 5. На шляху $h_{св}$ запірний елемент 1 переміщується під навантаженням двох пружин 4 та 5. За аналогією з (2.3) тиск „закриття” сервопривода

$$p_2 = p_1 \frac{f_1}{f_2} + \frac{k_1 h_c + k'_1 h_{св}}{f_2} + \frac{k'_1 y'_{01}}{f_2}, \quad (7.52)$$

де k_1, k'_1 – відповідно, жорсткість пружин 4 та 5; $f_2 = f_1 i_{21}^{-0.5}$ (див. розділи 2 та 3) – площі поперечного перерізу клапанної (f_1) та золотникової (f_2) частин запірнього елемента 1; $h_c = h_{сн} + h_{св}$ (див. розділи 3 та 4). Із формули (7.52) видно, що регулювати p_2 можна тільки зміною попередньої деформації y'_{01} пружини 5. Для аналізу меж зміни y'_{01} та оцінки величини жорсткості пружини 5, виразимо жорсткість k'_1 та деформацію y'_{01} як частки від k_1 та y_{01} :

$$\theta_1 = k'_1 / k_1; \quad (7.53)$$

$$\xi = y'_{01} / y_{01}, \quad (7.54)$$

звідки

$$k'_1 = \theta_1 k_1; \quad (7.55)$$

$$y'_{01} = \xi y_{01}. \quad (7.56)$$

З врахування (1.7), (7.55) та (7.56) перетворимо (7.52) до вигляду

$$p_2 = p_1 i_{21}^{0.5} (1 + \theta_1 \xi) + \frac{k_1 h_c}{f_2} (1 + \theta_1 h_c / h_{св}). \quad (7.57)$$

Візьмемо $\xi = 1$ та $h_c / h_{св} = 0,5$, тоді, оскільки $k_1 h_c f_2^{-1} < p_1 i_{21}^{-0.5}$, основний вплив на рівень p_2 має вираз $i_{21}^{0.5} (1 + \theta_1)$. Оскільки за параметричним принципом роботи ГІТ $p_2 < p_1$, то $i_{21}^{0.5} (1 + \theta_1) < 1$. В сервоприводах із традиційним регулятором тиску величина тиску p_2 визначається тільки передаточним відношенням i_{21} , а в запропонованому добутком $i_{21}^{0.5} (1 + \theta_1 \xi)$, що дозволяє низькочастотні однокаскадні ГІТ перевести в

розряд високочастотних, наприклад, ГТТ із $i_{21}^{0,5} = 0,3$ і звичайним регулятором тиску не може генерувати імпульси тиску високої частоти внаслідок великої різниці між тисками p_1 та p_2 ($p_2 = 0,3p_1$). В генераторі з модернізованим регулятором для $\theta_1 = 1$ та $\xi = 1$ $p_2 = p_1 \cdot 0,3 \cdot 2 = 0,6p_1$, що характерно для швидкодійних ГТТ [56]. Якщо орієнтуватись на передаточні відношення $i_{21}^{0,5} = 0,5 \dots 0,6$, то на основі аналізу (7.57) для ГТТ високочастотного типу слід рекомендувати $\theta < 1$ і $\xi < 1$, а для низькочастотних, з метою підвищення їх швидкодійності, $\theta \leq 1$ і $\xi \geq 1$.

В багатьох працях [3, 33, 34, 66, 103], в яких розглядаються теорії різних видів вібраційних та віброударних технологічних процесів, практично відсутні аналітичні методи розрахунку оптимальних режимів вібронавантаження об'єктів технологічного впливу. Зазвичай такі режими для конкретних вібраційних технологій знаходяться експериментальним шляхом, для реалізації якого необхідні ВМ з широким діапазоном регулювання частоти і амплітуди вібрацій та форми силових імпульсів. Викладену задачу можна розв'язати за допомогою гідроімпульсних ВМ, привід яких оснащено ГТТ з широким діапазоном параметрів спрацювання як під час прямого, так і під час зворотного ходів запірних елементів каскадів і в першу чергу другого. Структурна схема двокаскадного клапанного ГТТ такого типу зображена на рисунку 7.2, новизна якого захищена патентом України [104]. ГТТ складається з клапана (сервопривід) 1 першого каскаду, конструкція якого ідентична сервопривода дослідженого ГТТ (див. рисунку 3.1), та другого каскаду. Другий каскад виконано у вигляді двох клапанів стаканного типу – впускного 4 та випускного 7, закривання яких здійснюється за допомогою двох штовхачів 5 та 9 однакового діаметра, розмішених в нерухомих грибоподібних втулках 3 і 8, ніжки яких розташовані в глухих осьових розточках клапанів 4 та 7. Впускний 7 та випускний 4 клапани звернуті запірними фасками до спільного сідла 6 назустріч один одному. Штовхачі 5 і 9, втулки 3 та 8, випускний 4 і впускний 7 клапани та сідло 6 розміщені на одній геометричній осі.

Початкова герметизація впускного клапана 7 забезпечується пружиною 10. Керування швидкостями відкривання випускного 4 та впускного 7 клапанів виконується за допомогою модулів 2 і 11 тонкого налагодження, складених із паралельно встановлених зворотного клапана та регульованого дроселя, відповідно, 2.1 та 2.2 і 11.1 та 11.2. Енергоносій підводиться від гідронасоса привода в напірну порожнину А, в яку увімкнено цикловий гідроаккумулятор 12, безпосередньо сполучену внутрішнім гідроканалом в корпусі (умовно не показаний) другого каскаду

ГТТ з напірною порожниною сервопривода 1.

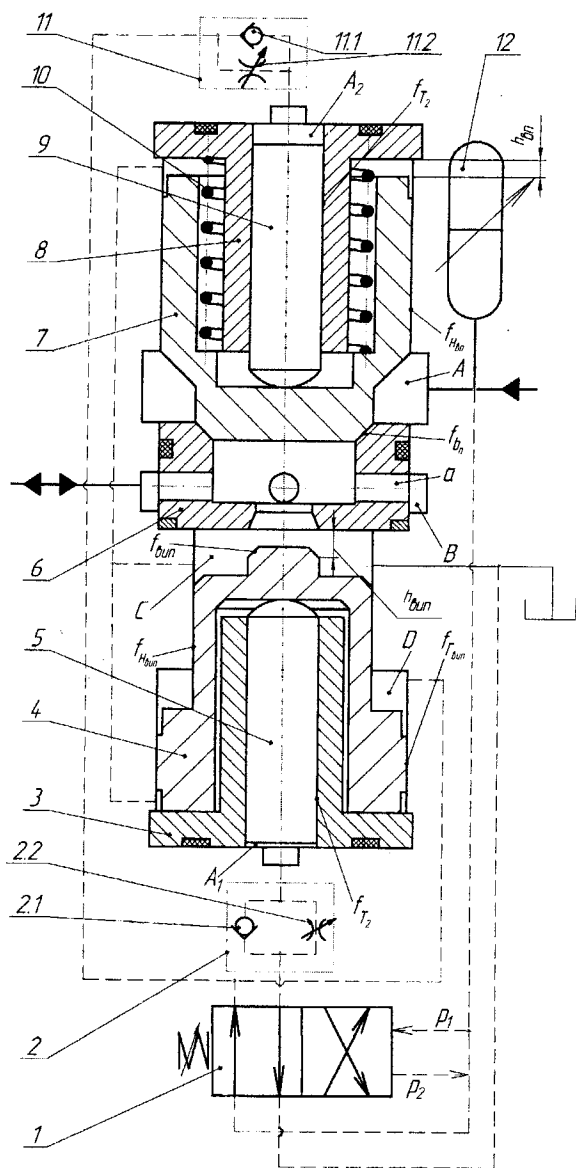


Рисунок 7.2 – Структурна схема двокаскадного ГТТ клапанного типу з регуляторами швидкості руху впускного та випускного клапанів другого каскаду

Керівні порожнини A_1 випускного 4 та A_2 випускного 7 клапанів з'єднані з відповідними керівними порожнинами сервопривода 1 через модулі 2 і 11, а керівна порожнина D відкриття випускного клапана 4, що має грибкову форму, безпосередньо увімкнена внутрішнім гідроканалом у відповідну порожнину сервопривода 1.

До виконавчого гідродвигуна ГТТ підключається порожниною В за схемою „на вході”, а зливна гідролінія гідросистеми привода підведена в порожнину С. Вихідне положення випускного 4, випускного 7 клапанів другого каскаду та сервопривода 1, яке показано на рисунку 7.2, відповідає величині тиску в гідросистемі привода $p_r < p_1$. Збільшення тиску понад $p_r \geq p_1$ спричиняє перемикання сервопривода 1 в праве (за рисунком) положення, за якого порожнина A_1 через сервопривод 1 і модуля 2 (головним чином його зворотного клапана 2.1) сполучається з напірною порожниною А, порожнина A_2 через дросель 11.2 і сервопривід 1 з'єднується зі зливною С, до якої через сервопривід 1 також підключається керівна порожнина D. Під дією тиску енергоносія в порожнині A_1 , що швидко зростає до рівня $p_r \geq p_1$ внаслідок малого гідравлічного опору зворотного клапана, випускний клапан 4 закривається. Впускний клапан 7 починає відкриватись з деяким зсувом за фазою після закриття випускного 4, який обумовлений гідравлічним опором дроселя 11.2 і початковим зусиллям пружини 10. Швидкість руху випускного клапана 4 на шляху прямого ходу $h_{\text{вп}}$ регулюється дроселем 1.2. Після розрядки циклового гідроаккумулятора 12 через відкритий впускний клапан 7 в порожнину В виконавчого гідродвигуна і зменшення тиску в гідросистемі привода до рівня $p_r \leq p_2$ тиску „закриття” ГТТ, сервопривод 1 перемикається в початкове положення, що спричиняє зворотний хід з різними швидкостями випускного 7 і випускного 4 клапанів. Швидкість зворотного руху на шляху $h_{\text{вип}}$ випускного клапана 4 регулюється дроселем 2.2.

Якщо знехтувати тиском в зливній порожнині С ($p_{\text{зл}} = 0$), то умови гідравлічної фіксації випускного 7 і випускного 4 клапанів у закритому положенні, відповідно, мають вигляд [105]:

$$p_{A_2} f_{T_2} + k_{\text{вп}} y_{o_{\text{вп}}} > p_A (f_{h_{\text{вп}}} - f_{\text{вп}}); \quad (7.58)$$

$$p_{A_2} f_{T_2} > p_B f_{\text{вип}}, \quad (7.59)$$

де $p_A = p_{A_2} \geq p_1$ – тиск енергоносія в порожнинах А та A_2 ; f_{T_2} , $f_{h_{\text{вп}}}$, $f_{\text{вп}}$, $f_{\text{вип}}$ – площі поперечного перерізу, відповідно, штовхачів 6 і 9, направляючого стакана випускного клапана 7, запірних фасок випускного 7

та випускного 4 клапанів; $k_{\text{вп}}, y_{0_{\text{вп}}}$ – відповідно, жорсткість та попередня деформація пружини 10; p_{A_1}, p_B – тиск енергоносія в порожнинах A_1 та B . В початковий момент відкриття випускного клапана 7 $p_{A_1} = p_B \geq p_1$, а після переміщення виконавчої ланки привода на робочий хід – $p_{A_1} = p_B \leq p_2$. Фіксація випускного клапана 4 у відкритому положенні здійснюється прямою дією тиску на кільцеву площу грибка ($f_{\Gamma_{\text{вип}}} - f_{H_{\text{вип}}}$) (тут $f_{\Gamma_{\text{вип}}}$ і $f_{H_{\text{вип}}}$ – площі поперечного нерерізу, відповідно, грибка та напрямного стакана випускного клапана 4) з боку порожнини D .

Відкриття і закриття випускного клапана 7 реалізується за виконання умов, відповідно [105]:

$$p_A (f_{H_{\text{вп}}} - f_{\text{вп}}) \geq p_{A_2} f_{T_2} + k_{\text{вп}} y_{0_{\text{вп}}}; \quad (7.60)$$

$$p'_{A_2} f_{T_2} + k_{\text{вп}} (y_{0_{\text{вп}}} + h_{\text{вп}}) > p'_A f_{H_{\text{вп}}}, \quad (7.61)$$

де $p_A \geq p_1$; $p_{A_2} < p_A$; $p'_{A_2} < p_2$; $p'_{A_2} \approx p'_A$. Відкриття випускного клапана 4 гарантується за умови [105]:

$$p_D (f_{\Gamma_{\text{вип}}} - f_{H_{\text{вип}}}) > p_{A_1} f_{T_2}, \quad (7.62)$$

де $p_D \geq p_1$; $p_{A_1} < p_D$.

Аналіз процесу спрацювання описаного ГТТ за наведеними умовами (7.58)...(7.62) дозволяє зробити висновок: за незалежного регулювання швидкостей відкриття випускного 4 та випускного 7 клапанів другого каскаду закриття випускного клапана 7 може здійснюватись з різними швидкостями відкриття випускного клапана 4, що певною мірою впливає на форму імпульсу тиску в порожнині виконавчого гідродвигуна привода.

Різниця умовних проходів випускного 7 та випускного 4 клапанів другого каскаду, обумовлена необхідністю запобігання передчасному відкриттю випускного клапана 4 (див. (7.59)) під час робочого ходу випускного клапана 7, дозволяє за рахунок нескладної конструктивної модернізації цього клапана і сідла 6 (рисунок 7.3 [106]) підвищити швидкість відкриття випускного клапана 7. Суть модернізації полягає тому, що на торці випускного клапана 7 з боку його запірної фаски утворено короткий циліндричний хвостовик, який за закритого положення випускного клапана 7 входить в центральний осьовий отвір сідла 6 із додатним перекриттям $h_d = (0,5...1,0)$ мм золотникового типу, яке

отримано додатковою розточкою A_3 (проміжна порожнина) в сидлі 6, причому поверхні циліндричного хвостовика та осьового отвору сидла 6 спрягаються за ходовою посадкою 8...9 квалітету точності, а площі поперечного перерізу циліндричного хвостовика f_{XB} і запірної фаски $f_{ВП}$ впускного клапана 4 рівні одна одній. Таким конструктивним виконанням сидла 6 та впускного клапана 7 реалізується параметричний принцип відкриття клапана 7, оскільки на початку його прямого ходу тиск енергоносія в проміжній порожнині A_3 через її малий об'єм практично миттєво урівноважується із тиском в напірній порожнині А. Внаслідок наявності додатного перекриття h_d відбувається розгін впускного клапана 7 під дією сили $F_{ВП}$, середню величину якої можна оцінити за формулою:

$$F_{ВП} = p_A (f_{НВП} - f_{XB}) - (p_{A_2} f_{T_2} + k_{ВП} v_{0ВП}). \quad (7.63)$$

Таким чином на момент з'єднання порожнин А та В, яка безпосередньо приєднана до порожнини виконавчого гідродвигуна ВМ чи ВУМ, впускний клапан 7 набуває значної швидкості руху на шляху прямого ходу і деяке зменшення тиску в напірній порожнині А, обумовлене приєднанням до неї порожнини виконавчого гідродвигуна, не уповільнює прямий хід впускного клапана 7 і не спричиняє небажаних його коливань на цьому шляху, що можливо для варіанта ПТ, схема якого показана на рисунку 7.2, тобто зростає чіткість відкриття впускного клапана 7. Відносно великий зазор в спряженні поверхонь циліндричного хвостовика та осьового отвору сидла 6 забезпечує нормальний, практично безударний, режим закриття впускного клапана 7, оскільки в момент посадки цього клапана на сидло 6 енергоносії дроселюється через цей зазор із порожнини A_3 в порожнину В, яка на цей час вже за допомогою впускного клапана 4 приєднана до зливної порожнини С.

Параметричний принцип відкриття можна використати для збільшення швидкості прямого ходу золотника другого (основного) каскаду в дво- та багатолінійних ПТ золотниково-клапанного типу. Принципові схеми таких ПТ, відповідно, дволінійного [107] і п'ятилінійного [108, 109] зображені на рисунках 7.4 та 7.5. Запірний елемент другого каскаду цих ПТ є комбінацією золотника, відповідно, з одною (див. рисунок 7.4) та п'ятьма (див. рисунок 7.5) робочими кромками, і клапана, сформованого на нижньому (за рисунками) торці золотника у вигляді циліндричного шипа з конічною запірною фаскою, висота якої, з метою забезпечення потрібної зносостійкості пари клапан – сидло, розраховується з формули, аналогічної (6.34).

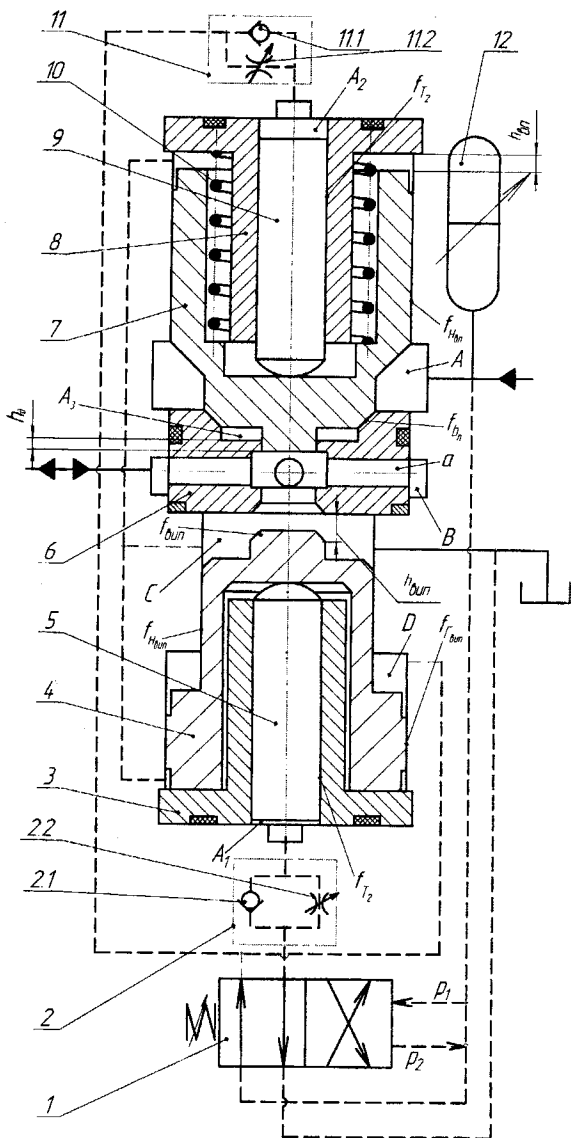


Рисунок 7.3 – Структурна схема двокаскадного ГТТ клапанного типу з регуляторами швидкості руху впускного та випускного клапанів другого каскаду і підвищеною швидкістю відкриття впускного клапана

Діаметр шипа клапана виконується меншим за діаметр золотника, причому співвідношення між цими діаметрами диктується технологічними і конструктивними умовами та заданою швидкістю переміщення запірнього елемента на шляху його прямого ходу.

Схематично ГТТ (див. рисунки 7.4 та 7.5) побудовані з трьох модулів – сервоприводів 1 (перших каскадів), блоків тонкого налагодження 2, складених із паралельно встановлених зворотного клапана 2.1 та регульованого дроселя 2.2, і основних золотниково–клапанних каскадів 3. З метою забезпечення оптимального режиму посадки золотника–клапана 3.3 на сідло в кінці його зворотного ходу в центральну осьову розточку шипа клапана з боку запірньої фаски вмонтовано плунжерний ступінчастий клапан 3.4, хід якого обмежується розрізним пружинним кільцем 3.5. Сідло клапана 3.4 утворено перехідною поверхнею між розточкою розміщення його плунжерної (направляючої) частини і отвором a_1 , з'єднаним центральним a і радіальними b отворами зі зливною порожниною C . Надклапанна (за рисунком) порожнина C_1 косими отворами b_1 в золотниково–клапані 3.3 сполучається з проміжною порожниною B де розміщується шип запірнього елемента другого каскаду ГТТ.

Початкова герметизація золотника–клапана 3.3 на сідлі здійснюється зусиллям пружини 3.1, яке регулюється гвинтом 3.2. За закритого сервопривода 1 клапан 3.4 відкритий і порожнина B через отвори b_1 , a_1 , a та b з'єднана із зливною порожниною C (в ГТТ, показаному на рисунку 7.5, друга зливна порожнина C' з'єднана із основною зливною порожниною C через отвори b' та a). Всі інші з'єднання порожнин та гідроліній ГТТ у початковому положенні каскадів зрозумілі із рисунків 7.4 і 7.5. Після відкриття сервопривода 1 клапан 3.4 під дією робочого тиску p_1 з боку порожнин A_1 та A_2 притискається до сідла і роз'єднує порожнини B та C . Внаслідок дії робочого тиску p_1 на золотник–клапан 3.3 з боку порожнини A_1 , останній відривається від сідла і дія тиску розповсюджується на всю площу поперечного перерізу золотника–клапана 3.3, що спричиняє різке зростання рухомого зусилля і швидке переміщення запірнього елемента другого каскаду ГТТ на величину робочого ходу h . Після здійснення робочого ходу виконавчої ланки ВМ чи ВУМ тиск в гідросистемі привода зменшується до рівня тиску p_2 "закриття" ГТТ, сервопривід 1 повертається у початкове положення і золотник–клапан 3.3 під дією сили пружини 3.1 переміщується на шляху зворотного ходу, в кінці якого через стискання рідини порожнини B виникає перепад тиску між порожнинами C_1 та A_2 , який відкриває клапан 3.4, чим забезпечується чітка фіксація золотника–клапана 3.3 на сідлі.

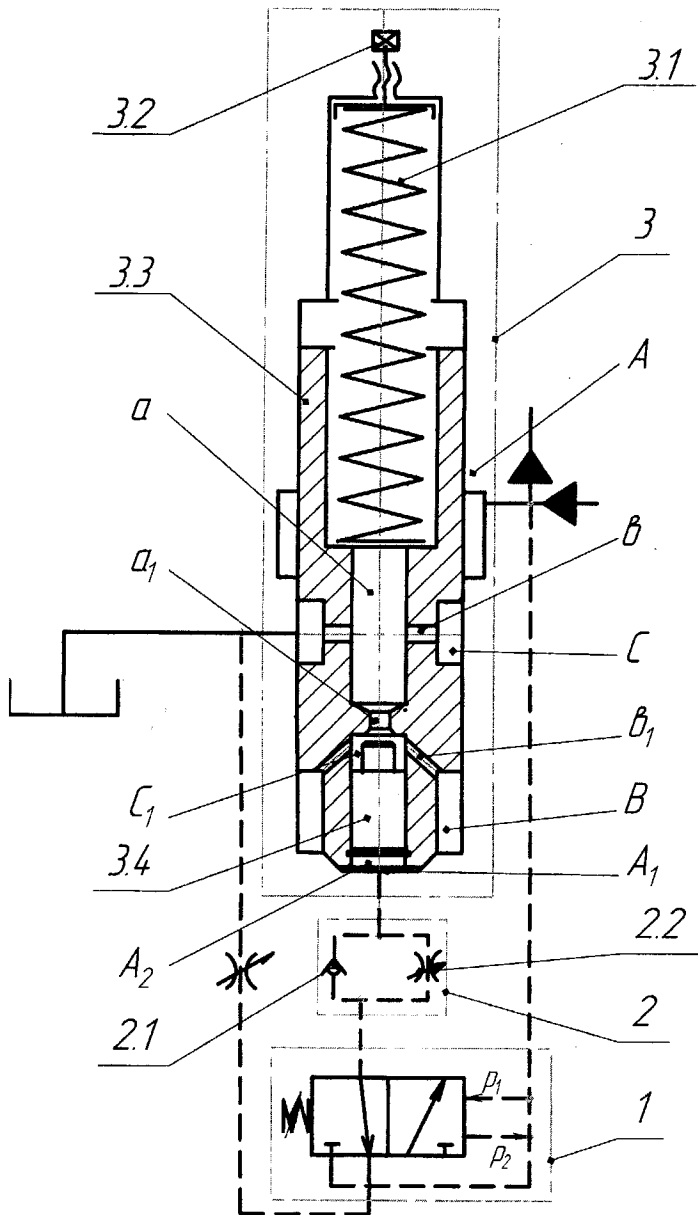


Рисунок 7.4 – Принципова схема двокаскадного дволінійного ГТТ золотникового типу з параметричним принципом керування другим каскадом

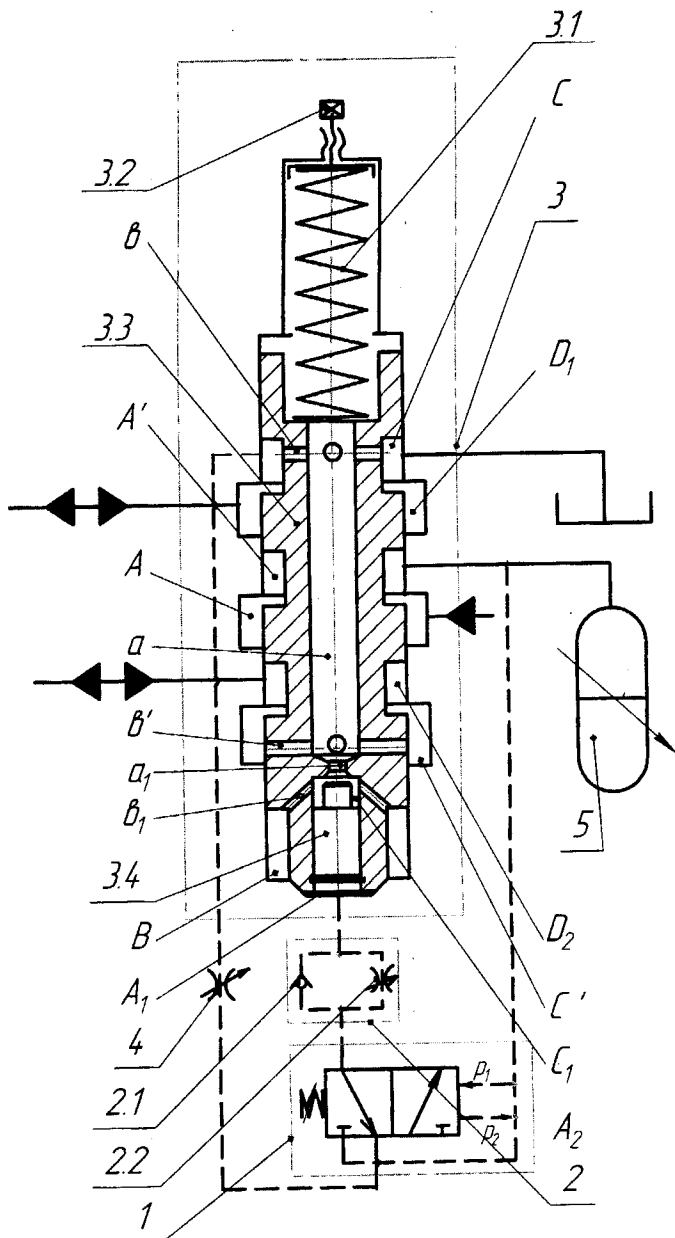


Рисунок 7.5 – Принципова схема двокаскадного п'ятилінійного ГТТ золотниково-го типу з параметричним принципом керування другим каскадом

Важливою перевагою п'ятилінійного ГТТ (див. рисунок 7.5) є його комбінована схема приєднання до двох виконавчих гідродвигунів привода ВМ або ВУМ спочатку за схемою "на вході" (порожнина D_1), а потім "на виході" (порожнина D_2), чим практично забезпечується робота гідронасоса привода з постійним тиском рівним p_1 , що суттєво підвищує його термін служби. П'ятилінійний ГТТ можна використати для керування гідроімпульсними приводами технологічних ВМ та ВУМ із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску [108, 109], які оснащені диференціальним виконавчим гідроциліндром, поршнева порожнина якого приєднується до основного каскаду ГТТ за схемою "на вході", а штокова – за схемою "на виході."

Підсумовуючи викладене, можна зробити висновок: схемний пошук, розробка нових конструктивних схем ГТТ із застосуванням параметричного принципу підвищення швидкодійності основного каскаду і регулювання тиску "закриття" генератора є перспективним напрямком створення нових гідроімпульсних приводів ВМ та ВУМ з розширеними технічними і технологічними можливостями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высш. школа, 1977. – 255 с.
2. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
3. Гончаревич И. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.
4. Баранов В.Н., Захаров Ю.Б. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 326 с.
5. Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов / Берник П. С., Ярмоленко Л. В.; под ред Берника П. С. – Винница: Издательский центр ВГСХИ, 1998. – 116 с.
6. Заика П. М. Вибрационные зерноочистительные машины. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1967. – 144 с.
7. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов: Справочник / Под ред. В. А. Баумана, Н. И. Быховского и Б. Г. Голдштейна. – М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.
8. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта /Под ред. Г. А. Гулого. – М.: Машиностроение, 1977. – 320 с.
9. Бабичев А. П., Трунин В. Б., Самодумский Ю. М., Устинов В. П. Вибрационные станки для обработки деталей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
10. Опирский Б. Я. Денисов П. Д. Новые вибрационные станки: конструирование и расчет. – Львов: Світ, 1991. – 160 с.
11. Ленк А., Ренитц Ю. Механические испытания приборов и аппаратов: Пер. с нем. П. С. Богуславского./Под ред. П. И. Булового. – М.: Мир, 1976. – 270 с.
12. Серенсен С. В., Гарф М. Е., Кузьменко В. А. Динамика машин для испытания на усталость. – М.: Машиностроение, 1967. – 460 с.
13. Nelson D. B. Performance and methodology of a digital random vibration control system// “Institute of Environmental Sciences”, Annual technical meeting Proceedings, 1973. – P. 187-191.
14. D. Hofman. Handbuch Messtechnik und Qualitätssicherung. Zweite stark bearbeitete Auflage. – Berlin: VEB Verlag Technik, 1981. – 472 S.
15. Испытательная техника: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1982. – Кн. 1. 1982. – 528 с.; – Кн.

2. 1982. – 560 с.

16. Ленк А. Электромеханические системы. – М.: Мир, 1978. – 283 с.

17. Больших А. Б. Электродинамические вибровозбудители с короткозамкнутой подвижной катушкой. // Виброметрия, МДНТП, 1979. – С. 99-103.

18. Iskovich-Lototsky R. D. Nev hydraulyc and pneumatic vibration exciters of technology machines. – Poznan: Vibration in phisical systems, 1998. – P. 810–812.

19. Быховский И. И. Основы вибрационной техники. – М.: Машиностроение, 1979. – 143 с.

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

21. Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б. Вибрационные прессы: Обзор. – М.: НИИМаш, 1979. – 50 с.

22. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.

23. Иванов М. Е., Матвеев И. Б., Немировский И. А. Новые гидроприводы технологических машин ударного действия. – К.: УкрНИИТИ, 1971. – 36 с.

24. Гидроимпульсный привод / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх, Н. Н. Вирнык // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев. 1982. – Выпуск 18. – С. 56-60.

25. Зимин А. И. Периодическая система энерготипов кузнечно-прессовых машин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1965. – №10. – С. 25–28.

26. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебн. для машиностроительных вузов / А. И. Банкетов, Ю. А. Бочаров, Н. С. Добринский и др.; Под ред. А. И. Банкетова, Е. И. Ланского. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982 – 576 с.

27. Иванов М. Е., Искович-Лотоцкий Р. Д., Коц И. В. Специальная гидроаппаратура управления короткоходовыми возвратно-поступательными прямолинейными и вращательными перемещениями в машиностроении: Обзор. – М.: НИИМаш, 1982. – 52 с.

28. Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Обертюх М. Р., Генератори імпульсів тиску для технологічних вібромашин з гідроімпульсним приводом // Вибрації в техніці і технологіях. – 1998. – №2 (6). – С. 84–87.

29. Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібромашин декількома робочими ланка-

ми // Вісник ВПІ. – 1994. – №1(2). – С. 82–88.

30. Пат. 12381А, Україна, 6. МПК В21J/06. Гідроімпульсний вібропрес–молот / Р. Р. Обертюх, Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов, Д. М. Климчук (Україна). – №94097041; Заявл. 23.09.94; Опубл. 02.12.96, Бюл. №1. – С. 54.

31. Якубович В. П. Однокаскадний клапан-пульсатор для гідроприводов циклического действия: Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 1994. – 215 с.: іл. – 75. Бібліогр.: С. 176 – 188.

32. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Томчук В. І., Обертюх М. Р. Генератор імпульсів тиску для гідроімпульсних приводів технологічних машин: Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. – Кіровоград: КДТУ, – 2000. – Вип. 7. – С. 9-14.

33. Иващенко В. В. Влияние инерционного нагружения на процесс вибрационного уплотнения порошковых материалов // Порошковая металлургия. – 1972. – №5. – С. 18–21.

34. Порошковая металлургия жаропрочных сплавов и тугоплавких материалов / В. С. Раковский, А. Д. Силаев, В. И. Ходкин и др. – М.: Металлургия, 1984. – 184 с.

35. Инерционная гидроимпульсная вибромашина: А. с. 967651 СССР, МКИ³ В21J9/06В. И. Ходкин, И. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх и др. – №3289833/25–27; Заявл. 18.05.81; Опубл. 23.10.82. Бюл. №39 // Открытия. Изобретения. – 1982. – №39. – С. 66–67.

36. Р. Р. Обертюх, Іскович-Лотоцький Р. Д., Бульга Ю. В. Динамика гідроімпульсного привода вибромашин складно-просторовного навантаження // Вибрації в техніці та технологіях. – 1996. – №1(3). – С. 23–26.

37. Трьохкоординатний гідроімпульсний вібропрес: А. с. 1581843 СССР, МКИ³ В21J9/06 Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, А. А. Гуменчук и др. – №4485205/30–09; Заявл. 20.09.88; Опубл. 01.04.90. Бюл. №24 // Открытия. Изобретения. – 1990. – №24. – С. 69.

38. Гідроімпульсний вібропрес : А. с. 1322319 СССР, МКИ³ В21J9/06. Ю. А. Бочаров, Р. Р. Обертюх, Р. Д. Іскович-Лотоцький и др. Опубл. 15.07.87, Бюл. №26 // Открытия. Изобретения. – 1987. – №26. – С. 81.

39. Инерционная гидроимпульсная вибромашина: А с. 1301544 СССР, МКИ³ В21J9/06. Р. Р. Обертюх, Ю. А. Бочаров, Р. Д. Іскович-Лотоцький и др. – № 3978739/25–27; Заявл. 22.11.85; Опубл. 07. 04. 87, Бюл. №13// Открытия. Изобретения. – 1987. – № 26 – С. 81.

40. . Вибраційна формувальна машина: А с. 1540929 СССР, МКИ³ В21J9/06 Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, Л. Я. Нетес и др. – № 4390611/31–02; Заявл. 01. 02. 88; Опубл. 07. 02. 90, Бюл. №5 // Открытия. Изобретения. – 1990. – №5. – С. 101–102.

41. Гидроимпульсный вибропресс: А с. 1697968 СССР, МКИ³ В21J9/06. Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, В. И. Беньковский, А. А. Гуменчук. – № 4749728/27; Заявл. 16.10.89; Опубл. 15.12.91, Бюл. №46 // Открытия. Изобретения. – 1991. – №46. – С. 105–106.
42. Искович-Лотоцкий Р. Д., Севостьянов И. В. Экспериментальные исследования гидроимпульсного привода многокоординатного вибростенда // Вибрации в технике и технологиях. – 1996. – №1(5). – С. 19–21.
43. R. Obertuh, R. Iskovich-Lototkiy, Y. Bulyha. Machine with hydroimpulse drive for vibroabrasive cleaning of large manufactured articles // TSTM-4 Optimum technologies. Romanian Academy. Branch office of Iasi and University of Bacau, 1998. – P. 134–138.
44. Гидроимпульсный привод вибропресса: А с. 1426685 СССР, МКИ³ В21J9/06. Р. Р. Обертюх, Р. Д. Искович-Лотоцкий, А. А. Гуменчук. – № 4228388/31–27; Заявл. 13.04.87; Опубл. 30.09.88, Бюл. №36// Открытия. Изобретения. – 1998. – №.36. – С. 95–96.
45. Пат. 44113 А, Україна, 7. МПК В 21 Н 1/06. Спосіб вібраційного розкочування кілець та пристрій для його реалізації / В. І. Повстенюк, В. І. Томчук, Є. П. Мітечкін, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, Ю. В. Булига (Україна). – №2001053046; Заявл. 04.05.2001; Опубл. 15.01.2002, Бюл. №1. – С. 36.
46. Іскович-Лотоцький Р. Д., Томчук В. І. Вібродокочувальна машина з гідроімпульсним приводом для виготовлення кілець шарикопідшипників // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛДТУ. – 2000. – №6. – С. 80–86.
47. Іскович-Лотоцький Р. Д., Томчук В. І. Розробка спеціального гідроімпульсного привода вібраційної розкочувальної машини // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт», Машиностроение. – 2000 – Т. 1, №38 – С. 88–92.
48. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Пентюк Б. Н. Гидравлические вибровозбудители на базе стандартной контрольно-распределительной аппаратуры // Вестн. машиностроения. – 1984. – №8. – С. 17–20.
49. Томчук В. І. Реалізація кінематичних схем вібраційного розкочування кілець на машинах з гідроприводом // Вестник национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Технологии в машиностроении. – 2001. – Выпуск №129. – Часть 2. – С. 209–216.
50. Томчук В. І. Гідроімпульсний привод вібраційного руху робочого органу розкочувальної машини для виготовлення кільцевих заготовок: Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2003. – 209 с.: іл.

– 75. Бібліогр.: С. 166 – 177.

51. Розробка теорії процесів та обладнання вібраційних методів зневоднення продуктів переробки харчової промисловості: Звіт про НДР (проміжний)/ Вінницький державний технічний університет, Міністерство освіти і науки України; №ДР 0100U002416; інв. №0208U000723 – Київ, 2005. – 44 с.

52. Обертюх Р. Р., Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для гідроімпульсного привода // Вісник ВГП – 1995. – №1(6). – С. 42–47.

53. Пантелеев В. Ф. Исследование гидросистемы периодического нагружения с клапанами-пульсаторами: Дис канд. техн. наук: 05.02.03. – М., 1978. – 216 с.: іл. – 78. Бібліогр.: С. 175 – 186.

54. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов. Элементы гидропривода: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – К: Техніка, 1977. – 320 с.

55. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

56. Обертюх Р. Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростолы: Дис канд. техн. наук: 05.03.05. – М., 1986. – 313 с.: іл. – 84. Бібліогр.: С. 233 –243.

57. Гидроімпульсное устройство: А с. 591646 СССР, МКИ³ F15B21/12. И. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх, В. А. Дрончак, И. И. Ланкамер.– № 2342601/25–06; Заявл. 30.03.76; Опубл. 05.02.78, Бюл №5. // Открытия. Изобретения. –1978. – №5. – С. 94–95.

58. Клапан-пульсатор: А с. 476935 СССР, МКИ³ F15B21/12. И. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх – № 1986363/25–27; Заявл. 08.01.74; Опубл. 15.07.75, Бюл №26 // Открытия. Изобретения.–1975. – №26. – С. 101–102.

59. Распределитель пульсирующего давления: А с. 1610097 СССР, МКИ³ F15B21/12. Б. Н. Пентюк, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, В. С. Павленко. – №4424873 31–29/; Заявл. 17.05.88; Опубл. 30.11.90, Бюл №44 // Открытия. Изобретения. –1990. – №44. – С. 99–100.

60. Клапан-пульсатор: А с. 477279 СССР, МКИ³ F16K18/00 И. Б. Матвеев, Н. Н. Вирнык, Р. Р. Обертюх, В. А. Пипенин. – № 1977788/25–8; Заявл. 17.12.73; Опубл. 15.07.75, Бюл. №26// Открытия. Изобретения. – 1975. – №26. – С. 84–85.

61. Гидроімпульсный клапан: А с. 658320 СССР, МКИ³ F15B21/12 И. Б. Матвеев, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх. – № 2141603/25–06; Заявл. 29.05.75; Опубл. 25.04.79, Бюл. №15// Откры-

тия. Изобретения. –1979. – №15. – С. 89–90.

62. Генератор импульсов в жидкости: А с. 1045696 СССР, МКИ³ F15B21/12. Ходкин В. И., Дмитриченко С. С. Кугель Р. В., Татаренко Н. Б., Матвеев И. Б., Обертюх Р. Р. И др. – № 3405591/25–06; Заявл. 01.03.82; Опубл. 01.06.83, Бюл. №26// Открытия. Изобретения. –1982. – №26. – С. 103 – 104.

63. Генератор импульсов давления: А с. 1116234 СССР, МКИ³ F15B21/12. Ю. А. Бочаров, В. И. Ходкин, Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, В. И. Саутин. – № 3638502/25–06; Заявл. 24.06.83; Опубл. 30.09.84, Бюл. №36// Открытия. Изобретения. –1984. – №36. – С.101–102.

64. Генератор импульсов давления: А с. 1588035 СССР, МКИ³ F15B21/12. Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх и др. – № 4402987/25–06; Заявл. 15.04.88; Опубл. 22.04.90, Бюл. №18// Открытия. Изобретения. –1990. – №18. – С. 96 – 97.

65. Генератор імпульсів тиску: Пат. 12377 А, Україна, б. F15B 21/12. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов, Д. М. Климчук (Україна). – № 94097057; Опубл. 02.12.96, Заявл. 26.09.97. Бюл. №12 – С. 49.

66. Виброформование заготовок для получения изделий из монокристаллического карбида кремния на Броварском заводе порошковой металлургии / В. В. Иващенко, Г. Г. Гнесин, А. К. Гайдученко и др. // Порошковая металлургия. – 1976. – №7. – С. 96–99.

67. Iskovich-Lototsky R. D. Dynamics of vibration machines by hydroimpulsive drive. – Poznan: Vibration in physical systems, 1996.-P. 1170-1173.

68. Иванов М. Е., Коц И. В. Определение рабочих параметров гидравлической вибрационной площадки с вертикально направляющими колебаниями // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн. – техн. сб. – К. 1980. – Выпуск 16. – С. 61 – 65.

69. Иванов М. Е., Коц И. В., Матвеев И. Б. Математическая модель гидропривода возвратно-поступательного действия, управляемого клапаном-пульсатором // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн. – техн. сб. – К. 1981. – Выпуск 17. – С. 54 – 59.

70. Искович-Лотоцкий Р. Д., Севостьянов И. В. О динамике срабатывания запорного элемента вибровозбудителя гидроимпульсного привода // Вибрации в технике и технологиях. – 1998.– №1(5). – С. 22 – 25.

71. Булыга Ю. В. Разработка и исследование гидроимпульсного привода установки для виброабразивной очистки крупногабаритных деталей: Дис канд. техн. наук: 05.02.03. – Винница, 1996. – 220 с.: іл. –

81. Бібліогр.: С. 184 – 195.

72. Обертюх Р. Р., Іскович-Лотоцький Р. Д., Булига Ю. В., Климчук Д. М. До питання інженерного розрахунку генераторів імпульсів тиску в рідині // Вибрації в техніці та технологіях. – 1998. №1(5). – С. 37–41.

73. R. Iskovich-Lototkiy, R. Obertuh, Y. Bulyha, M. Arkhipchuk. Dynamics of transient processes in hydroimpulsive drives / Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVI (L) Fasc. 3–4. 2000. Stiinta si Ingineria Materialelor.– P. 15–20.

74. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Обертюх М. Р., Томчук В. І. Проектний розрахунок двокаскадних генераторів імпульсів тиску для гідроімпульсних приводів технологічних машин // Весник НТУ “Харьковский политехнический институт”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2001. – Вып. 129.– С. 10–22.

75. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением: Сб. науч. Трудов МВТУ №330. – М., 1980. – С. 12 – 40.

76. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р. Томчук В. І. Дослідження динаміки гідроімпульсного привода вібраційної розкочувальної машини // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. научн. тр. №12 – Донецк: ДонІТУ, – 2000. –С. 42 – 52.

77. Пановко Я. Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1977.– 224 с.

78. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. Учебн. для студентов вузов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, – 1975. – 400 с.

79. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. Експериментальні дослідження режимів роботи вібромашини із клапанним генератором імпульсів тиску //Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – №1(7). – С. 83 – 88.

80. Пат. 53711, Україна, 7. МПК F15B 21/12: Генератор імпульсів тиску/ Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, В. І. Томчук, Ю. В. Булига, М. Р. Обертюх (Україна). – №99123916; Заявл. 20.12.1999; Опубл. 17.02.2003, Бюл.№13. – С. 56.

81. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы: [Справочник]. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.

82. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие 2-е изд. перераб. и доп.– М.: Машиностроение, 1971.– 672 с.

83. Розробка та дослідження спеціальної контрольно-розподільної апаратури та арматури гідроімпульсного привода: Звіт

про НДР (заклучний) / Вінницький державний технічний університет, Міністерство освіти і науки України; №ДР 0100U002927; інв. № 0202U002388 – Київ, 2001. – 89 с.

84. Генератор імпульсів тиску: Пат. 65844 А, Україна, 7. МПК F15B 21/12; Р. Р. Обертюх, Р. Д. Іскович-Лотоцький, М. Р. Архипчук, М. А. Бернада (Україна). – №2003065359; Заявл. 10.06.2003; Опубл. 15.04.2004. Бюл. №4. – С. 49.

85. Лозовский В. Н. Надежность гидравлических агрегатов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.

86. Н. Kuchling. Physik. Nachschlagebücher für Grundlagenfächer. 15. Auflage. – Leipzig: VEB Fachbuchverlag, 1980. – 520 S.

87. Кузьмичев В. Е. Законы и формулы физики / отв. ред. В. К. Тартаковский. – Киев: Наукова думка, 1989. – 864 с.

88. Левшина Е. С., Новицкий П. В. Электрические измерения физических величин: (Измерительные преобразователи). Учебн. пособие для вузов. – Ленинград.: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1983. – 320 с.

89. Математическая теория планирования эксперимента / С. М. Ермаков, В. З. Бродский и др.; под. ред. С. М. Ермакова. – М.: Наука, 1983. – 392 с.

90. Севостьянов Б. А. Курс теории вероятностей и математической статистики. – М.: Наука, 1982. – 256 с.

91. Коваленко И. Н., Филиппова А. А. Теория вероятностей и математическая статистика: Учебн. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982. – 256 с.

92. Шупкевич В. А. Основы электротензометрии. – Минск: Вышэйш. школа, 1975. – 352 с.

93. Методы и средства натурной тензометрии: [Справочник/ М. Л. Дайчик, Н. И. Пригоровский, Г. Х. Хуршудов. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

94. D. Hofman. Handbuch Messtechnik und Qualitätssicherung. Zweite stark bearbeitete Auflage. – Berlin: VEB Verlag Technik, 1981. – 472 S.

95. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Обертюх М. Р., Томчук В. І. Проектний розрахунок двокаскадних генераторів імпульсів тиску для гідроімпульсних приводів техмашин // Весник НТУ “Харьковский политехнический институт”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2001. – Вып. – 129. – С. 10 – 22.

96. R. Iskovich-Lototkiy, R. Obertuh, Y. Bulyha, M. Arkhipchuk. Structure end organization of the automated systems of designing works “hydraulic impulse drive // Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVIII (LII) Fasc. 3–4. 2002. Stiinta si Ingineria Materialelor.–P. 187–191.

97. Бидерман В. А. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.

98. Хорин В. Н. Объемный гидропривод забойного оборудования. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 415 с.

99. Поляков Д. И., Коновалов В. М. Производство гидрооборудования в США: Обзор. – М.: НИИМаш, 1977. – 61 с.

100. Кармугин Б. В., Стратиневский Г. Г., Мендельсон Д. А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1983. – 152 с.

101. Юшков В. В., Толкачев Ю. А. Обработка клапанов и седел двигателей // Автомобильный транспорт. – 1995. – №3. – С. 45–47.

102. Пат. 13858 U, Україна, F15B 21/00. Генератор імпульсів тиску / Р. Р. Обертюх, Р. Д., Іскович-Лотоцький, М. Р. Архипчук, Бернада М. А, М. О. Мовчанюк (Україна). – № u200510479; Заявл. 07.11.2005; Опубл. 17.04.2006, Бюл. №4 – С. 61.

103. Рудь В. Д. Якісний аналіз схем віброформування сипучих матеріалів // Наукові нотатки. . – Луцьк: ЛДТУ. – 2002. – Випуск 11. – С. 245 – 248.

104. Пат. 7804 U, Україна, 7. МПК F15B21/12. Генератор імпульсів тиску / Р. Р. Обертюх., Р. Д., Іскович-Лотоцький, М. Р. Архипчук, Бернада М. А (Україна). – №20041109354; Заявл. 15.11.2004; Опубл. 15.07.2005, Бюл. №7. – С. 61.

105. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р., Бернада М. А. Клапанний генератор імпульсів тиску з регуляторами швидкості руху запірних елементів другого каскаду // Вібрації в техніці та технологіях. – 2005 – №1(39) – С.25 – 27.

106. Пат. 22520 U, Україна, F15B 21/00. Генератор імпульсів тиску/Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук, М. А. Мовчанюк (Україна). – № u200612405; Заявл. 27.11.2006; Опубл. 25.04.2007, Бюл. №5 – С. 51.

107. Пат. 22670 U, Україна, F15B 21/00. Генератор імпульсів тиску / Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук, М. А. Мовчанюк (Україна). – № u200613034; Заявл. 11.12.2006; Опубл. 25.04.2007, Бюл. №5 – С. 51.

108. Обертюх Р. Р., Іскович-Лотоцький Р. Д., Архипчук М. Р. Мовчанюк М. А. Гідроімпульсні приводи технологічних вібромашин із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску // Промислова гідраліка і пневматика. – 2007. – №1(15). – С. 52 – 57.

109. Обертюх Р. Р., Іскович-Лотоцький Р. Д., Архипчук М. Р. Мовчанюк М. А. Нові гідроімпульсні приводи технологічних вібромашин із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – №3(109). Ч. 1. – С. 189 – 194.

Наукове видання

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович
Обертюх Роман Романович
Архипчук Марія Романівна**

**ГЕНЕРАТОРИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ДЛЯ КЕРУВАННЯ
ГІДРОІМПУЛЬСНИМИ ПРИВОДАМИ ВІБРАЦІЙНИХ
ТА ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН**

Монографія

Редактор С. Малішевська

Оригінал-макет підготовлено М. Архипчук

Видавництво ВНТУ «УНІВЕРСУМ-Вінниця»

Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001 р.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95
ВНТУ, головний корпус, к.114
Тел. (0432) 59-85-32

Підписано до друку 04.06.2008 р.
Формат 29,7x42¼ Папір офсетний
Гарнітура Times New Roman
Друк різнографічний Ум. друк. арк. 9,88
Наклад 100 прим. Зам. № 2008-077

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001 р.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95
ВНТУ, ГНК, к.113
Тел.: (0432) 59-81-59