

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Вінницький національний технічний університет

**Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук**

**ВІБРАЦІЙНІ ТА ВІБРОУДАРНІ  
ПРИСТРОЇ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ  
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

**Монографія**

Вінниця  
ВНТУ  
2011

УДК 629.114.42  
ББК 39.335.4  
І-86

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (протокол № 2 від 29.09.2011 р.)

Рецензенти:

**І. О. Сивак**, доктор технічних наук, професор

**В. Ф. Анісімов**, доктор технічних наук, професор

**Іскович-Лотоцький, Р. Д.**

І-86 Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук. — Вінниця : ВНТУ, 2011— 155 с.

ISBN 978-966-641-...

В монографії розглядаються питання використання вібрацій і ударів та визначено переваги і недоліки існуючих типів віброприводів, що можуть бути використані для підвищення ефективності процесів розвантаження транспортних засобів, а також наведено теоретичне і експериментальне дослідження динаміки робочого циклу гідравлічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів.

**УДК 629.114.42**

**ISBN 978-966-641-...**

© Р. Іскович-Лотоцький, Я. Іванчук, 2011

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. Процеси вібраційного та віброударного розвантаження.....	8
1.1. Застосування вібрацій та віброударних навантажень для підвищення ефективності процесів розвантаження.....	8
1.2. Вібраційні та віброударні механізми для розвантажувальних робіт.....	18
1.3. Аналіз конструктивних схем і принципів роботи вібробуджувачів із різними типами приводів.....	24
1.4. Огляд і аналіз методів розрахунку гідравлічних та віброударних приводів.....	30
2. Принципові та конструктивні схеми гідроімпульсного привода віброударного пристрою.....	40
2.1. Обґрунтування вибору параметрів гідроімпульсного привода віброударного пристрою.....	40
2.2. Розробка гідроімпульсного привода віброударного пристрою автомобіля-самоскида.....	47
2.3. Розробка гідроімпульсного привода віброударного пристрою розвантажувача кузова автомобіля-самоскида.....	50
2.4. Розробка універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором.....	52
3. Теоретичне дослідження динаміки робочого циклу гідравлічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів.....	58
3.1. Розробка структурно-розрахункової схеми гідроімпульсного привода віброударного пристрою.....	58
3.2. Розробка динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода віброударного пристрою.....	65
3.3. Аналіз результатів теоретичних досліджень комплексної математичної моделі робочого циклу гідроімпульсного привода віброударного пристрою.....	69
3.3.1. Теоретичне дослідження робочого циклу гідропривода на фазі підйому гідроциліндра.....	69
3.3.2. Теоретичне дослідження робочого циклу гідропривода на перехідній фазі спрацювання клапана-пульсатора другого каскаду.....	74

3.3.3. Теоретичне дослідження робочого циклу гідропривода на фазі опускання гідроциліндра.....	76
3.4. Аналіз результатів теоретичних досліджень комплексної математичної моделі робочого циклу універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором.....	83
3.5. Аналіз параметрів ударної взаємодії гідроциліндра з інерційними масами з кузовом самоскида.....	85
4. Експериментальні дослідження гідравлічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів.....	102
4.1. Задачі експериментальних досліджень гідравлічного віброударного привода.....	102
4.2. Методика експериментальних досліджень та оцінка точності вимірювань.....	102
4.3. Методика експериментальних досліджень та оцінка точності вимірювань.....	106
4.4. Результати експериментальних досліджень.....	119
4.5. Методика та результати експериментальних досліджень ударної взаємодії гідроциліндра з інерційними масами і днища кузова.....	124
4.6. Порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень.....	127
5. Результати та перспективи промислового впровадження нового гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів.....	130
5.1. Методика проектного розрахунку гідравлічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів.....	130
5.2. Перспективи і результати впровадження розробленого привода та методики його проектного розрахунку.....	138
5.3. Перспективи впровадження нових конструкцій гідроімпульсного привода віброударного пристрою для підвищення ефективності процесів розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів.....	141
ЛІТЕРАТУРА.....	144

## ВСТУП

Вантажно-розвантажувальні роботи на транспортних засобах відносяться до категорії найбільш трудомістких і важких. Середній рівень механізації орієнтовно складає 70 %, що значно нижче рівня механізації цих робіт на залізничному, річковому і морському транспорті.

У загальному об'ємі вантажів, що перевозяться на транспортних засобах, навалочні вантажі (грунт, пісок, гравій, щебінь, овочі, зерно, мінеральні добрива тощо) складають приблизно 80 %. При розвантаженні навалочних вантажів в залежності від їхньої вологості, температури, гранулометричного складу частина вантажів залишається на кузові. В залежності від типу вантажу і його складу залишки коливаються в межах від 3 т до 20 т. Тому впровадження нових сучасних технологій у вантажно-розвантажувальних роботах на автомобільному транспорті дає можливість прискорити розвантаження, знизити затрати і скоротити наднормативні простой транспортних засобів при розвантажувальних роботах [28, 41].

До найбільш ефективних та енергозощаджувальних технологій відносяться вібраційні та віброударні [63, 95, 113], які реалізуються за допомогою пристроїв з різними типами приводів – механічним, електричним, гідравлічним, пневматичним, комбінованим [12, 54, 79, 116].

Перспективним є застосування гідроімпульсних приводів у виробництві вібраційних та віброударних розвантажувальних пристроїв, що обумовлене простотою конструкції, компактністю, високою енергоємністю, широким діапазоном регулювання робочих параметрів та можливістю роботи в автоматизованому режимі [10, 18, 79, 116].

Зокрема перспективним напрямком є створення змінного навісного обладнання з гідроімпульсним приводом для автомобілів-самоскидів, бортових автомобілів, причепів тракторів та інших транспортних засобів [51, 54].

Тому розробка вібраційного та віброударного обладнання з метою використання для вантажно-розвантажувальних робіт на транспорті є актуальною задачею.

У першому розділі монографії досить детально розглядається

застосування вібрацій та ударів для підвищення ефективності процесів розвантаження. Проводиться огляд відомих вібраційних та віброударних машин для розвантажувальних робіт на транспорті із проведенням аналізу конструктивних схем і принципів роботи віброзбуджувачів із різними типами приводів. Дається об'єктивна і всебічна оцінка ефективності кожного з приводів, з переліком основних переваг і недоліків. При розгляді теорії та методів розрахунку гідравлічних віброударних приводів зроблено висновок, що найпридатнішим для здійснення розглядуваних процесів є гідроімпульсний привод (ГІП), як достатньо енергоємний, компактний, гнучкий, зручний в експлуатації та обслуговуванні, конструктивно простий та дешевий, що дозволяє реалізувати широкий діапазон різних робочих режимів навантаження і здійснювати роздільне та точне регулювання їх параметрів.

У другому розділі монографії розглядається вибір технічних та технологічних вимог до гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів. Наведено розроблені авторами вібраційні і віброударні гідроприводи розвантажувача автомобіля-самоскида і на базі вищезроблених приводів створено новий універсальний гідроімпульсний привод віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором. При описанні принципу роботи та конструктивного виконання нового універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою та його основних структурних складальних одиниць особлива увага приділяється основному елементу керування та регулювання робочих параметрів ГІП – віброзбуджувачу, що в подальшому служить вихідними даними в інженерному розрахунку ГІП.

Наступний розділ включає результати теоретичних досліджень динамічної та математичну моделі гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів, а саме обґрунтовано припущення, на основі яких для багатофазного процесу робочого циклу складені і розв'язані математичні моделі. Проведено аналіз результатів теоретичних досліджень комплексної математичної моделі робочого циклу гідроімпульсного привода віброударного пристрою; теоретично досліджено ударну взаємодію гідроциліндра з інерційними масами з

кузовом автомобіля-самоскида і на основі розробленої вище теорії встановлено теоретичні закономірності зміни в часі динамічних параметрів привода при варіюванні вхідних даних.

Четвертий розділ включає в себе результати експериментальних досліджень зразка гідравлічного віброударного привода для розвантажування транспортних засобів. Детально описано дослідну установку та реєструвальну апаратуру і прилади, встановлено реальні закономірності зміни робочих режимів гідравлічного віброударного привода. Проведено аналіз основних режимів роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантажування транспортних засобів, проведено порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень, що підтверджують коректність прийнятих при розробці динамічних та математичних моделей припущень.

Далі в монографії наводяться основи розрахунку та проектування процесів та обладнання нової конструкції універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів. Зокрема розглядаються структурні та функціональні зв'язки проектованого пристрою з кузовом транспортного засобу, на якому знаходиться вантаж, а також додатково розглядаються перспективні схемні і конструкторські рішення гідравлічних віброударних приводів та їх вузлів для розвантаження транспортних засобів.

Завершується монографія розглядом перспектив розвитку, впровадження та удосконалення гідроімпульсного привода віброударних пристроїв. Монографія є результатом узагальнення науково-дослідної та дослідно-конструкторської роботи, виконаної авторами на кафедрі Металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва Вінницького національного технічного університету. Вказана робота виконувалась за координаційними планами науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

# **1. ПРОЦЕСИ ВІБРАЦІЙНОГО ТА ВІБРОУДАРНОГО РОЗВАНТАЖЕННЯ**

## **1.1. Застосування вібрацій та віброударних навантажень для підвищення ефективності процесів розвантаження**

В сучасних умовах науково-технічного розвитку широко використовуються вібраційні та віброударні технології для інтенсифікації виробничих процесів у різних галузях промисловості [12, 41, 57, 78, 83].

Широке застосування силових пульсуючих (коливальних) і імпульсних (ударних) систем обумовлене простотою конструкції, компактністю, швидкодією, високою чутливістю і можливістю використання в автоматизованому процесі, що відрізняється при використанні подібного роду механізмів високою продуктивністю.

В наш час важко знайти галузь народного господарства, де б не знаходили застосування силові імпульсні системи. Завдяки високій ефективності і простоті конструкції такі машини використовуються в машинобудівній, будівельній, гірничодобувній, металооброблюючій, транспортній і в інших галузях промисловості.

Для багатьох типів машин віброударні рухи є єдиноможливими за умовами технологічного процесу. Це, наприклад, різні види молотів, вібровідбійний інструмент, машини для віброударних випробувань, віброударні розвантажувачі, системи так званої циклічної автоматики.

Особливий інтерес представляє використання вібраційних та віброударних розвантажувальних пристроїв для підвищення ефективності процесів розвантаження на транспортних засобах з метою збільшення продуктивності праці шляхом механізації і автоматизації процесу розвантаження різних навалочних вантажів з кузовів транспортних засобів.

Дослідження [57, 68] показали, що для підвищення ефективності процесів розвантаження доцільно застосовувати примусові вібрації та удари, які впливають на фізико-механічні параметри матеріалу вантажу.



При підведенні до дисперсійного матеріалу вібраційного навантаження в ньому відбудеться низка перетворень [15, 28], характер яких залежить від інтенсивності і виду вібраційного навантаження.

З ростом інтенсивності дії вібрації на дисперсне середовище в межах амплітудних значень прискорення, які не перевищують величини прискорення сили тяжіння [30, 78, 83], середовище почне набувати рухомості – псевдотекучості.

У цьому стані сили зчеплення між частинками зменшуються, зменшується об'єм порожнин (досягається більш щільне укладання частинок), середовище ущільнюється. Найбільше ущільнення середовища має місце при значенні амплітудного прискорення вібрації, близької до прискорення сили тяжіння [61, 94, 116].

При подальшому збільшенні інтенсивності коливань дисперсне середовище почне періодично втрачати контакт із дном ємності, в якій воно знаходиться.

Порушуються зв'язки між частинками, в масі виникає циркуляційний рух, на поверхні бурління – середовище переходить у стан вібраційного кипіння. Стан віброкипіння характеризується розрихленням дисперсного середовища і зменшенням його густини, що приводить до таких змін характеристики навалочного вантажу, як зменшення кута природного відкосу, зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя, збільшення швидкості переміщення навалочного вантажу відносно несучої платформи [40, 97, 122].

Характер розвантаження суттєво різний в залежності від того, яке навантаження здійснюється – вібраційне чи віброударне.

Існують дві відомих теорії природи ударного (імпульсного) руйнування: теорія відкольного руйнування [63, 92], і резонансно-структурна теорія [34, 84, 95].

Специфіка ударного (імпульсного) за теорією відкольного руйнування [63, 92] заключається в тому, що через малу тривалість навантаження практично відсутній взаємний вплив окремих ділянок навантаженого тіла, що містять будь-які крупні дефекти, і відповідно здійснюють вклад в процес відкольного руйнування. Крім того при цьому розвиваються екстремально високі швидкості деформування, відбувається розігрів речовини, змінюється механізм

пластичної деформації (відбувається активування додаткових площин ковзання, збільшується вклад двійникування в деформацію навіть для тих матеріалів, де в звичайних умовах навантаження деформаційні двійники не утворюються відкольного руйнування).

Тривалий час вважалося, що при ударному (імпульсному) руйнуванні відкол відбувається миттєво при досягненні критичної величини розтягуючих напружень розтягу, що зазвичай називається відкотною міцністю руйнування матеріалу.

Найбільш поширеною є резонансно-структурна теорія, де процес ударного (імпульсного) руйнування кускових і змерзлих вантажів можна представити як попадання в резонанс головних коливань системи, коли всі частинки зв'язаної структури коливаються з однією і тією ж власною частотою, яка відповідає частоті зовнішньої коливальної дії [34, 84, 95]. При попаданні системи в резонанс між частинками зв'язаної структури порушуються початково встановлені силові зв'язки  $R_i$ , контакти і зчеплення – відбувається руйнування матеріалу. Процес руйнування супроводжується як відносним проковзуванням частинок, так і відносним повертанням частинок матеріалу вантажу, яке може виникнути у разі руйнації пружних зон контакту в точках 1, 2, 3 (рис. 1.1).

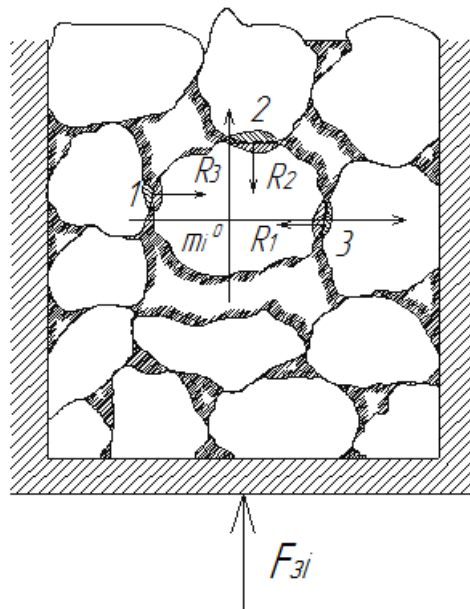


Рис. 1.1. Принципова система зв'язаної структури матеріалу вантажу

Кожна структурна частинка розвантажуваного матеріалу у

загальному вигляді може бути представлена просторовою, багатомасовою, пружнов'язкопластично-інерційною системою (рис. 1.2). Кожна частинка системи вантажу має свої інерційні властивості, які характеризуються її масами  $m_i$ , пружними властивостями, що закладені в пружних елементах  $k_{ix, y, z}$ , а також гістерезисними властивостями, що моделюються в'язкими  $\alpha_{ix, y, z}$  та пластичними  $c_{ix, y, z}$  елементами. Частинки вантажу взаємодіють через пружні елементи та пари в'язкого і сухого тертя.

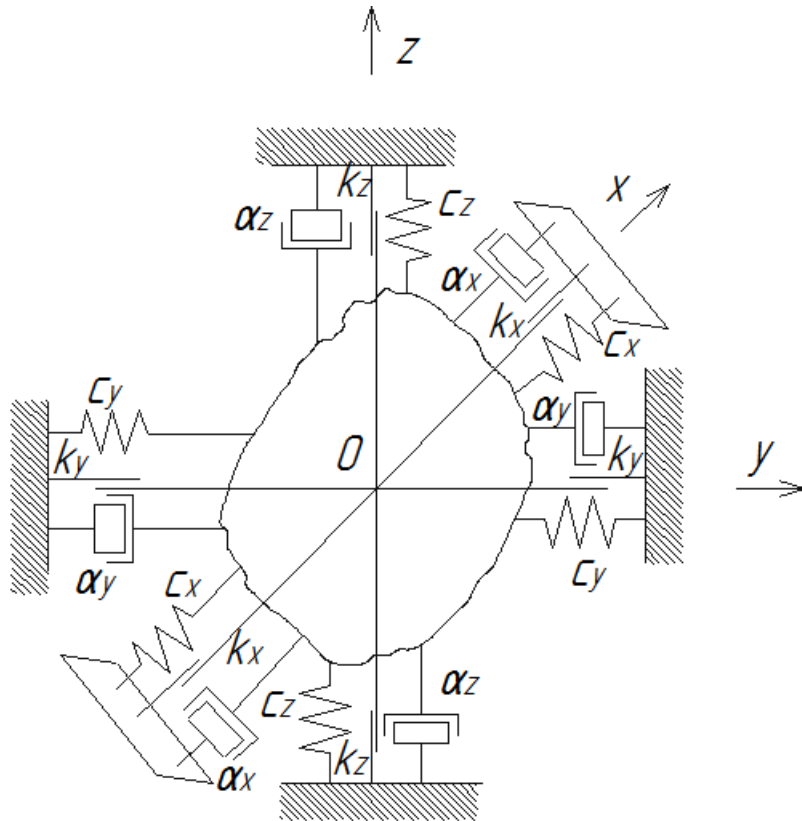


Рис. 1.2. Принципова схема моделі зв'язаної структури матеріалу вантажу

Рівняння динаміки частинок зв'язаної структури розвантаженого ударними імпульсами матеріалу з урахуванням віброреологічного ефекту при зовнішній ударній дії на вантаж компенсуючої сили внутрішнього тертя  $F_{тр}$  за рахунок інерційної складової  $F_{ін} = -m_i A_0 \sin(\omega t)$  в момент, коли  $\bar{F}_{од} + \bar{F}_{з1} = 0$ , може бути записано у вигляді [34, 95]

$$\sum_{i=1}^n m_i \ddot{y}_i + c_{ij} = 0, \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n), \quad (1.1)$$

де  $n$  – число частинок матеріалу в об'ємі усього вантажу;  $c_{ij}$  – пружній

коефіцієнт зв'язку між  $i$ -ю і  $j$ -ю частинками порошку.

Розв'язок системи  $n$  лінійних однорідних рівнянь (1.1), що відповідають гармонічним коливанням з частотою  $\omega_i$  і початковій фазі  $\varphi_i$ , має такий вигляді

$$y_i = A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i).$$

Додатні корені характеристичного рівняння системи (1.1) представляють собою власні частоти коливань частинок зв'язаної структури матеріалу вантажу.

Найбільш енергоємні режими для різних стадій ударного руйнування зв'язаної структури матеріалу вантажу визначаються спектром основних частот  $\omega_0 = \omega_H \leq \omega \leq \omega_B = \omega'_{оруйн}$ , межі якого відповідають основним частотам початку процесу  $\omega_0 = \sqrt{N_i / (m_i a_{max})}$  і

його завершення  $\omega'_{одобіт} = \frac{n \pi}{h} \sqrt{\frac{E}{\rho_c}}$ , де  $\frac{n \pi}{h}$  – довжина хвилі дилатацій-

них повздовжніх коливань;  $E$  – модуль Юнга,  $\rho_c$  – густина матеріалу. Отже, найбільш ефективною є полігармонічна зовнішня дія, яка складається із ряду частотних компонент з постійною різницею частот  $\delta\omega$  і утворює хвильовий пакет, що лежить у вузькому частотному інтервалі  $\Delta\omega = \omega_B - \omega_H$  (рис. 1.3а). Аналіз поведінки такого хвильового пакета  $\Delta\omega$  з однаковою, наприклад, амплітудою  $r$  у часі дає можливість синтезувати зовнішнє навантаження у вигляді імпульсу сили.

Цей висновок підтверджує особливу ефективність віброударного зовнішнього навантаження при розвантаженні злежаних і змерзлих вантажів. В якості синтезу імпульсного зовнішнього навантаження розглянемо дію на систему хвильового пакета  $\Delta\omega$ , кожна компонента якого відповідає гармонічному коливанню  $y_i = r \sin \omega_i t$ , де  $\omega_i = \omega_H + (i-1)\delta\omega$ ;  $i = 1, 2, 3, \dots$ ;  $k = \Delta\omega / (\delta\omega) + 1$ .

Сума ряду таких гармонічних компонент забезпечує дію

$$R(t) = r \sum_{i=1}^{k-1} \sin(\omega_H t + k\delta\omega t).$$

Середнє значення частоти хвильового пакета  $\Delta\omega$

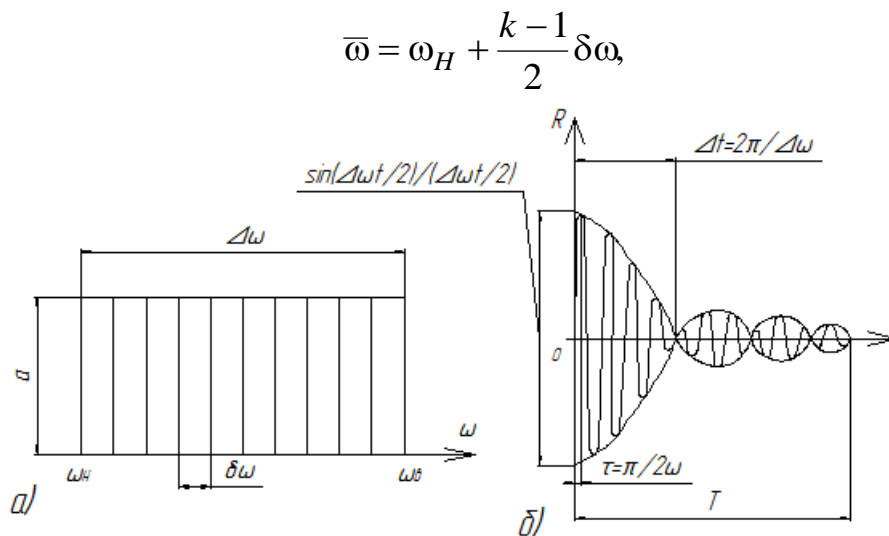


Рис. 1.3. Схема полігармонічної зовнішньої дії на вантаж:  
а) – пакет хвиль; б) – сумарна амплітуда

а залежність сумарної амплітуди від часу при великих  $k$  можна представити у вигляді

$$R(t) = kr \frac{\sin \frac{\Delta\omega t}{2}}{\frac{\Delta\omega t}{2}} \sin \bar{\omega} t.$$

Графік тимчасової зміни  $R(t)$  на рис. 1.3б побудований на основі попереднього виразу і відповідає одиночному затухаючому імпульсу, що є результатом складення гармонічних компонент, частоти яких обмежені хвильовим пакетом  $\Delta\omega = \omega_B - \omega_H$ . Значні амплітуди  $R(t)$  спостерігаються тільки в інтервалі  $0 < t < 2\pi/(\Delta\omega)$ , а довжина цієї основної частини синтезованого імпульсу ( $\Delta t$ ) визначається величиною  $\Delta\omega$ .

При прикладенні вібраційних навантажень до нелінійних механічних систем виникає ефект вібраційного переміщення й зміщення (відводу) [18].

Розглянемо сипучий вантаж, що знаходиться в кузові і піддається вібраційним навантаженням [18, 55, 57]. Для цього виділимо й розглянемо тіло масою  $m$ , що лежить на похилій площині, з коефіцієнтом тертя  $\mu$ , під кутом  $\alpha$ , на яке перпендикулярно до площини діє прикладена сила  $F_0 \sin(\omega t)$  з амплітудою  $F_0$  і частотою  $\omega$  на рис. 1.4. Сила реакції опори (похилої площини) на тіло

$$N = mg\cos(\alpha) + F_0\sin(\omega t). \quad (1.2)$$

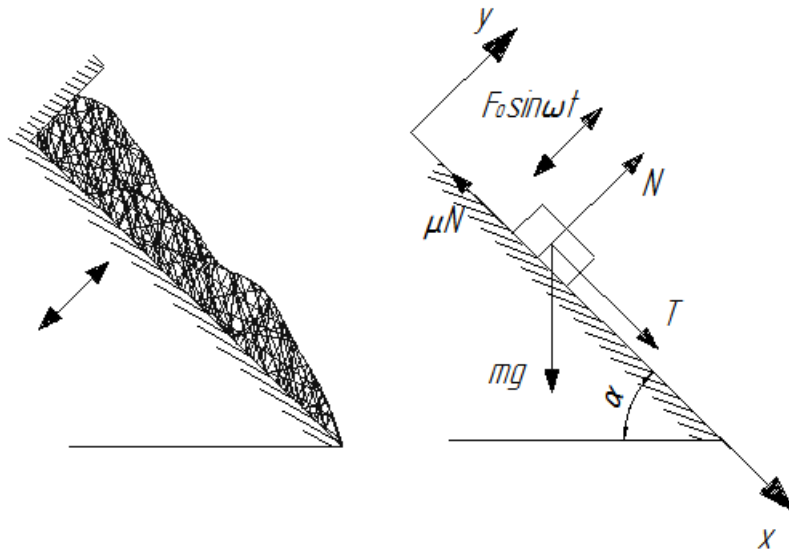


Рис. 1.4. Розрахункова схема очищення кузовів при прикладанні вібраційних навантажень

Якщо тіло не рухається, тобто знаходиться в стані спокою, то на нього діє сила, яка направлена вздовж площини, і дорівнює

$$T = mg \sin(\alpha) - \mu(mg \cos(\alpha) + F_0 \sin(\omega t)) \quad (1.3)$$

Умова порушення рівноваги тіла на похилій площині [18, 103] із рівняння (1.2)  $T \geq 0$

$$(m/\mu)g \cos(\alpha) - mg \sin(\alpha) \leq F_0 \sin(\omega t). \quad (1.4)$$

Дійсно, протягом деякого проміжку часу першого напівперіоду  $0 < \omega t < \pi$ , коли сила  $F_0 \sin(\omega t) > mg \cos(\alpha)$  і виконується умова (1.4), тіло починає рухатись, тому що коливальна сила  $F_0 \sin(\omega t)$  зменшує силу взаємодії із похилою площиною. А протягом проміжку часу другого напівперіоду  $\pi < \omega t < 2\pi$ , сила  $F_0 \sin(\omega t) < mg \cos(\alpha)$ , умова (1.4) не виконується, сила взаємодії тіла із площиною збільшується і воно перестає рухатись (тіло притискається до площини).

Зокрема, якщо направити коливальну силу  $F_0 \sin(\omega t)$  під кутом  $\beta$  до похилої площини, то можна забезпечити рух тіла навіть вгору по площині, тобто проти сили тяжіння, але тоді із рівнянь (1.2) і (1.3) повинна виконуватись умова

$$T = F_0 \sin(\omega t) \cos(\beta) - mg \sin(\alpha) - \mu(mg \cos(\alpha) + F_0 \sin(\omega t) \sin(\beta)) \geq 0.$$

Результати експериментальних досліджень швидкості процесу вібраційного розвантаження від кута зсуву фаз коливань [25, 114], що

здійснюються при різних частотах, для кварцового щебеню і піску наведені на рис. 1.5. Графіки на рис. 1.5 відповідають амплітудам переміщення вантажонесучого органу (кузова): у вертикальному напрямі  $A = 5$  мм, в горизонтальному напрямі  $B = 10$  мм. Графік на рис. 1.5б, в — відповідно при  $A = 2,5$  мм,  $B = 5$  мм.

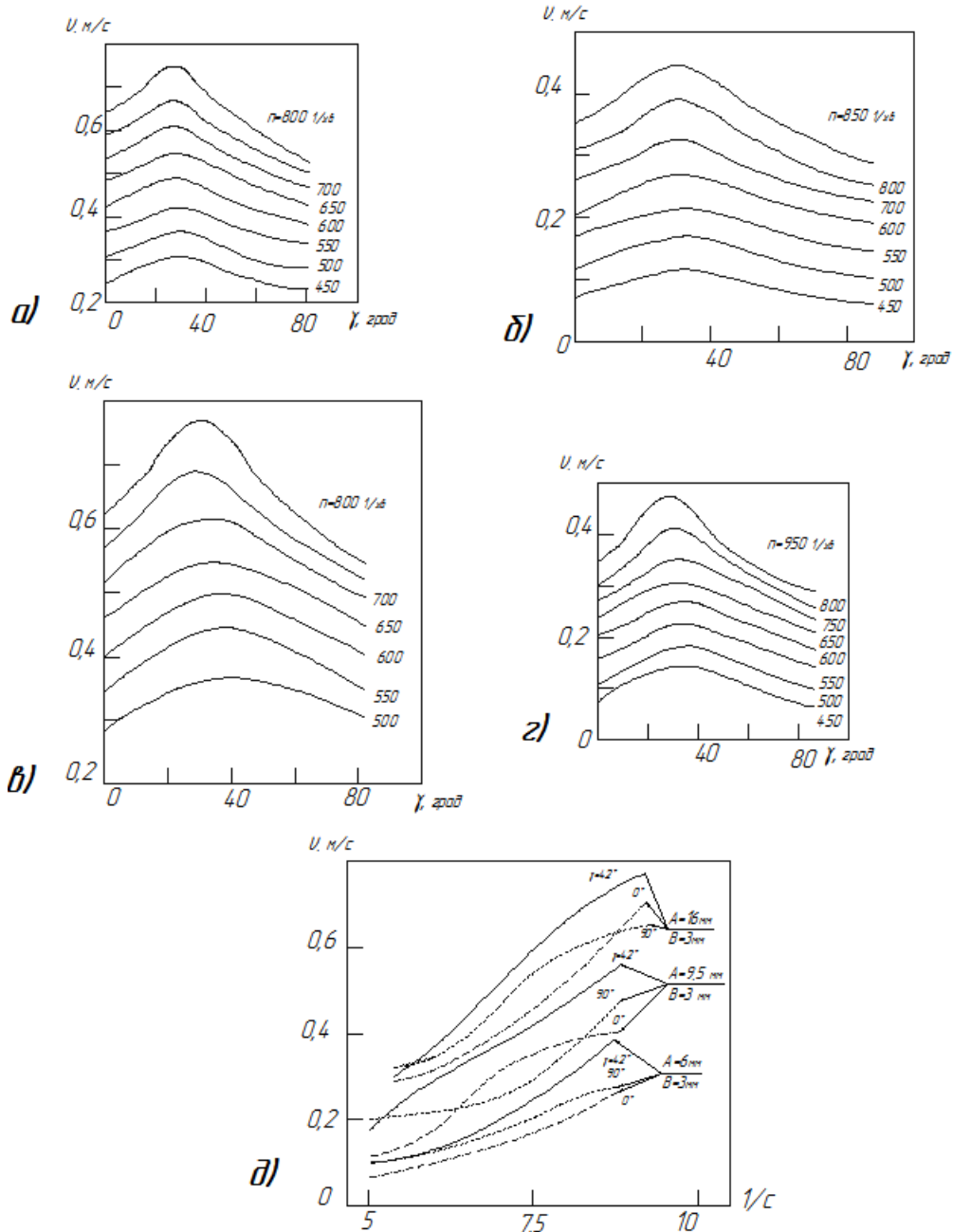


Рис. 1.5. Залежність швидкості переміщення вантажу відносно несучої платформи при віброударному розвантаженні від частоти коливань кузова:

а, б) – пісок; в, г) – щебінь; д) – крупно-кусковий

Як видно з рис. 1.5, залежності носять екстремальний характер,

причому екстремуми виражаються більш явно із зростанням частоти коливань. Максимальна швидкість вібраційного розвантаження досягається при зсуві фаз в межах від  $20^\circ$  до  $30^\circ$ .

Аналіз експериментальних даних показує, що більші швидкості розвантаження в більш високочастотних режимах досягаються при менших значеннях кута зсуву фаз.

Зокрема результати досліджень залежності швидкості вібраційного розвантаження кварцової щебілки, річкового піску, дрібного вугілля і марганцевої руди шаром завтовшки 50 мм [37, 58, 83] показують різке збільшення швидкості розвантаження і відповідно збільшення продуктивності праці при вантажно-розвантажувальних роботах.

Вібророзвантажувальні установки (накладні вагонні вібратори) – пристрої, що забезпечують передачу вібрації безпосередньо на кузов піввагона, широко застосовують в США, Канаді, Англії, Швеції і Норвегії для розвантаження і зачистки піввагонів із злежаними або слабо змерзлими сипучими вантажами. За зарубіжними даними простій вагонів при цьому скорочується в 2—4 рази і приблизно в такій же пропорції підвищується продуктивність праці [6, 83].

Подібні ж результати були отримані і при випробуванні таких установок, створених в Ленінградському інституті інженерів залізничного транспорту (ЛІІЗТ) і Лененерго [39, 54], Центральному науково-дослідницькому інституті міністерства шляхів і сполучення (ЦНДІ МШС), Науково-дослідний інститут «Залізобетон» [56].

Вібророзвантажувальні установки ефективно працюють не тільки з тими вантажами, що злежалися, але й з слабо мерзлими вантажами — змерзла корка товщиною близько 15 см не перешкоджає розвантаженню.

Принцип дії вібророзвантажувальних установок заснований на такому. Як відомо, кришки люків звичайних піввагонів при їх відкритті розташовуються під кутом до горизонту: середні (6 кришок) — під кутом  $32^\circ$  і крайні (8 кришок) — над візками – під кутом  $26^\circ$ . При русі ж матеріалу або в результаті інерційних сил окремих частинок, що виникають при вібрації, його кут природного відкосу різко зменшується. Завдяки цьому відбувається інтенсивне висипання матеріалу вантажу і вагон швидко очищається. Залежність кута



природного відкосу від коефіцієнта внутрішнього тертя  $f$  і прискорення коливань, виведена Г. Л. Зенковим [55], наведена на рис. 1.6.

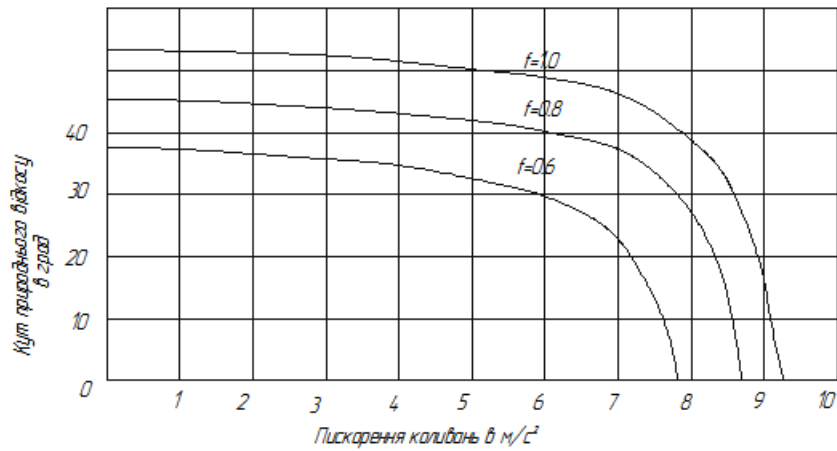


Рис. 1.6. Залежність кута природного відкосу сипучих вантажів від коефіцієнта внутрішнього тертя і прискорень вимушених коливань

Сипучі ж матеріали, як правило, мають великий кут природного відкосу (табл. 1.1), внаслідок чого на кришках люків і горизонтальних повздожніх та поперечних балках кузова затримується деяка кількість вантажу (за даними Лененерго і ЦНДІ МШС [12, 32, 39] в залежності від способу розвантаження і типу вантажу від 4 т до 20 т і більше), що не висипається самопливом при відкритті люків. Проте потрібно враховувати, що наведені в табл. 1.1 кути природного відкосу характерні тільки для матеріалу, що знаходиться у спокої.

Таблиця 1.1

**Деякі характеристики сипучих будівельних матеріалів**

Матеріал		Кут природного відкосу, град	Коефіцієнт внутрішнього тертя, $f$
Пісок (крупна фракція):	сухий	30...35	0,577...0,7
	вологий	32...40	0,625...0,839
	мокрый	25...27	0,466...0,51
Пісок (середня фракція):	сухий	28...30	0,532...0,577
	вологий	35	0,7
	мокрый	25	0,466
Пісок (дрібна фракція):	сухий	25	0,466
	вологий	30...35	0,577...0,7

	мокрый	15...20	0,268...0,364
Щебінь		40...45	0,839...1
Шлак		29...50	0,56...1,19
Вугілля		27...45	0,51...1

## 1.2. Вібраційні та віброударні механізми для розвантажувальних робіт

Заводом «Запоріжсталь» спільно з Харківським дослідницьким інститутом транспорту (ХДІТ) розроблена конструкція бічного вібратора для очищення вагонів ОБП [7] (очищувальний боковий пристрій) (рис. 1.7). До нижньої частини вертикальної Г-подібної стійки 1 приварена плита 2 товщиною 25...30 мм. На плиті 2 паралельно кріпляться два електромеханічні вібратори ІВ-81 або ІВ-883. На хвостовиках затискних гаків 4, вставлених в отвори на плиті 2, нарізана різьба. Гайки 5 стопоряться пружинними клямками 6.

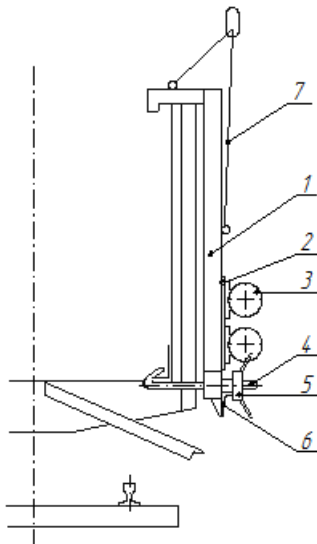


Рис. 1.7. Навісний бічний вібраційний пристрій для очищення піввагонів

Для навішування на вантажопідійомний пристрій передбачено чалкове пристосування 7. Пристрій для очищення навішується на борт піввагона. Для цього Г-подібна стійка 1 надягається на верхню обв'язку борта. Потім затискні гаки 4 з'єднуються з нижніми кутами і кріпляться гайками 5. Після цього включаються вібратори.

Досвід експлуатації цього пристрою свідчить про те [7], що очищення ефективно при вібрації спочатку в районі одного візка, а потім іншого.

Зняття бічного вібратора проводиться в зворотному порядку.

Загальний час вібродії складає 3...4 хв. З урахуванням переустановки, час очищення складає 6...8 хв. У модифікованому варіанті бічного вібратора кріплення віброзбуджувачів до рами здійснюється за допомогою пружин.

Загальним недоліком таких конструкцій бічних вібраторів є необхідність ручного приєднання вібратора до вагона і його від'єднання після закінчення очищення.

Тому їх застосування доцільне при епізодичному надходженні навалочних вантажів у піввагони.

Для тих випадків, коли потрібно розвантажити два типи вантажів, наприклад, кокс і вапняк, розроблена конструкція ОБП із двостороннім розвантаженням (ОБПДР) [5]. Міст 10 (рис. 1.8) опирається на фундамент за допомогою відкритих шарнірів 7. До моста 10 шарнірами 11 з двох боків кріпляться привалочні важелі 4, сполучені механізмом синхронізації 8. У верхніх частинах привалочних важелів 4 за допомогою амортизаторів 3 закріплені привалочні вібробруски 1 із віброзбуджувачами 2. Всередині привалочних важелів розташовані телескопічні плунжерні гідроштовхачі 6, які внизу опираються на шарнір 7, а зверху мають ролики, розташовані в пазу 5 важеля 4. Для фіксації затиснутого стану вагона і регулювання сили затиску призначений замок 9.

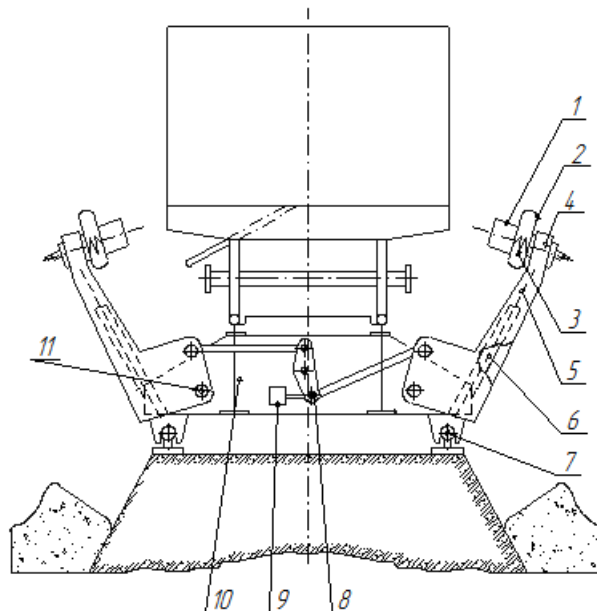


Рис. 1.8. Полегшений бічний перекидач з двостороннім розвантаженням

При розвантаженні на платформу вкочується піввагон із люками,

відкритими, наприклад, із лівого боку. У цьому випадку включається гідроштовхач 6 і повертається правий привалочний важіль 4 до кузова вагона. За допомогою механізму синхронізації 8 до кузова переміщається і лівий привалочний важіль. При цьому лівий гідроштовхач не робить ніякого впливу, оскільки його ролик переміщується в прорізі важеля. Привалочні вібробруски 1 притискаються до бортів кузова на рівні днища. Включається замок 9 і підтискає амортизатори 3 до величини, що забезпечує оптимальні умови вібрації. В цей час гідроштовхач 6 відкриває праву сторону моста 10 від відкритого шарніра 7, повертаючи всю конструкцію навколо лівого відкритого шарніра 7 на кут 30...45 °.

Вібровозбуджувачі 2 можуть включатися при досягненні граничного кута нахилу, а вимикатися перед початком опускання, або включатися відразу після спрацьовування замка 9, а вимикатися перед розмиканням привалочних вібробрусків 1. У другому випадку інтенсивність розвантаження збільшується, а загальна тривалість циклу розвантаження зменшиться.

Після закінчення висипання матеріалу правий гідроштовхач 6 опускає міст 10 на правий шарнір 7. Після цього розкривається замок 9 і при подальшому опусканні плунжера гідроштовхача 6 привалочні важелі 4 одночасно, за рахунок механізму синхронізації 8, розійдуться і звільнять піввагон. Для розвантаження вправо потрібно включити лівий гідроштовхач.

Технологія роботи ОБПДР аналогічна роботі описаних вище ОБП. Обидві конструкції можуть бути використані для розвантаження чотирьох-, шести- і восьмивісних піввагонів.

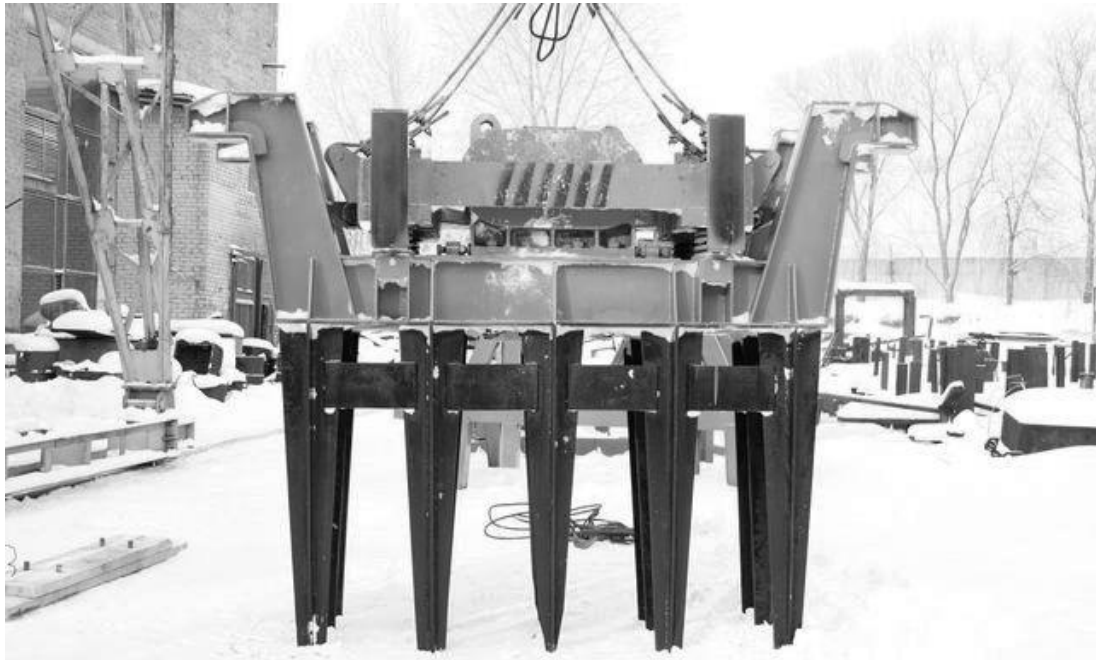
Маса ОБП (без будівельної частини) складає 21 т, а маса ОБПДР — 25 т, що в 5—6 разів менше, ніж у роторного вагоноперекидача. Потужність електродвигуна залежить від швидкості перекидання і коливається в межах 30...50 кВт.

Простої під розвантаженням при подачі вагонів в кількості 15 одиниць складають близько 1,5 год.

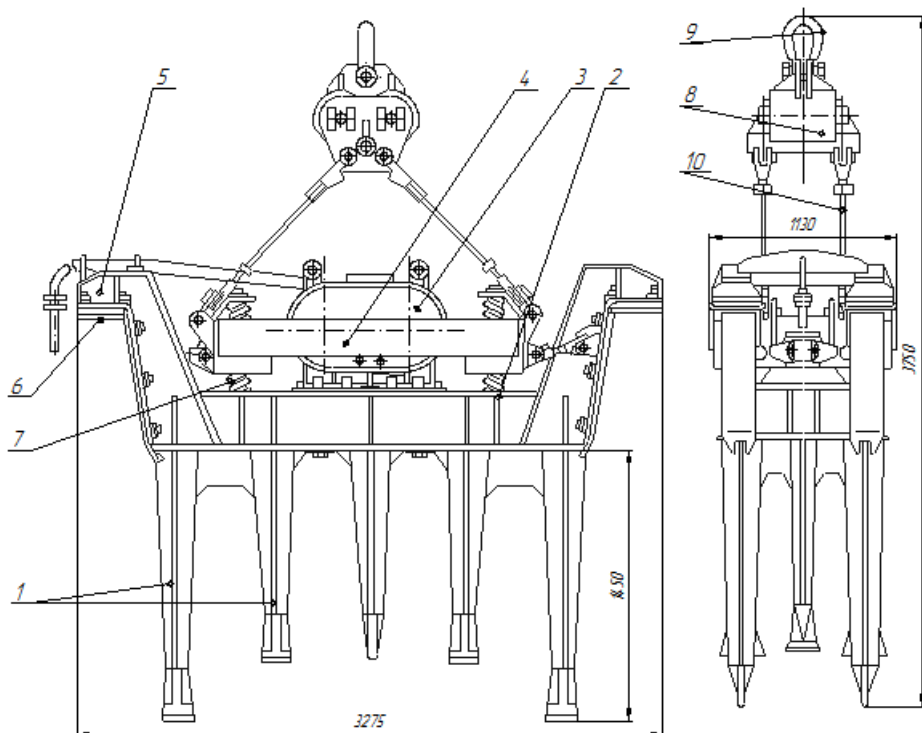
Багато вантажів при низьких температурах мають схильність до замерзання у вагонах, що значно ускладнює їх вивантаження. Для механічного розпушення вантажів застосовуються вібророзпушувачі.

В цей час розроблено віброударний розпушуючий пристрій, що є змінним робочим устаткуванням універсальних козлових кранів, і

який сприятиме його широкому розповсюдженню [4, 14]. Вібродозпушувач ДП-6С (рис. 1.9) складається з вібророзбуджувача з вертикально направленої дії, жорстко зв'язаного з рамою робочого органу 2.



а)



б)

Рис. 1.9. Вібророзпушувач ДП–6С:

а) – загальний вигляд пристрою; б) – конструктивна схема пристрою

Робочий орган складається із плити, в якій розміщено п'ятнадцять штирів 1 хрестоподібного перерізу і пригрузки-підвіски 4. Вібровозбуджувачем є двовальний вібратор, виконаний в єдиному литому корпусі, з вібростійкими електродвигунами. Вали роторів електродвигунів обертаються в дворядних сферичних підшипниках, а на консолях валів встановлені дебаланси.

Обертання валів із дебаланси в протилежних напрямках забезпечує вертикально направлені коливання з частотою  $1450 \text{ хв}^{-1}$ . Пригруз-підвіска 4 сполучений із віброуючою рамою машини пружинами 7 і від бічних зсувів зафіксований розтяжками. До підвіски й обойми 8 прикріплені канати 10. Обойма обладнується серезкою або вантажною скобою 9.

Робочий орган розпушувача опускається на вантаж по направляючих переносної рами, яка встановлюється краном разом з розпушувачем на вагон. Рама із вільно підвішеними балками з пружними амортизаторами опирається на верхню обв'язку піввагона. У міру розпушення вантажу розпушувач опускається по направляючих рами і в крайньому нижньому положенні лягає своїми лапами 5 з гумовими прокладками 6 на балки.

Розпушений вантаж висипається через відкриті люки піввагона. Один піввагон розвантажується і зачищається за 5...10 перестановок вібророзпушувача. Потужність привода розпушувача 44 кВт, продуктивність 80...170 т/год.

За даними Ю. А. Носкова [5] робота такої установки характеризується показниками, наведеними в табл. 1.2.

Досвід промислової експлуатації цих установок показав, що їх продуктивність коливається від 80 до 130 т/год (в залежності від міцності вантажу при замерзанні), простої вагонів скорочуються приблизно в 10 разів, продуктивність праці робітників підвищується в 10—15 разів, а вартість розвантаження знижується в середньому на 30 %).

Основні недоліки цих установок — недовговічність електродвигунів вібротолота ДП–6С, що виходили з ладу через декілька десятків годин роботи. Останнім часом до них внесена низка

конструктивних та інших удосконалень, завдяки чому паспортний термін служби вібромолотів ДП–6С, що випускаються зараз, підвищений до 200 робочих годин.

Таблиця 1.2

**Основні показники роботи віброударного розпушувача ЦНДІ МШС**

Тип змерзлого вантажу	Крупність фракції вантажу, мм	Вологість, %	Міцність вантажу при замерзанні, Н/см <sup>2</sup>	Величина кусків вантажу після рихлення, мм	Середня затрата часу на розпушення вантажу в 4-вісному піввагоні, год.
Баласт глинистий	До 10	18,9	700	5...300	1,3
Концентрат залізо-рудний	» 1	9,9	500	1...200	0,9
Аглоруда	» 8	9,1	250	5...250	1
Щебінь	» 100	14,3	150	15...150	0,5
Кам'янисте вугілля	» 100	8,9	30	5...100	0,6

Конструктивна схема накладного вагонного вібратора ДВР-8-34 зображена на рис. 1.10 [8]. Пристрій працює таким чином. Через струмопровідну спіраль 2 індуктора 1 імпульсного магнітного поля пропускається імпульс струму.

Виникає навколо струмопровідної спіралі індуктора, імпульсне магнітне поле, що створює сили, які з великою швидкістю кидають спочатку рухому пластину 3, а потім – додаткову рухому пластину 6 у бік поверхні, що очищається. При цьому між робочою поверхнею індуктора і пластинами утворюється зазор, куди з центральної втулки 5 під надмірним тиском подається стиснене повітря.

Повітря, що подається, запобігає попаданню частинок вантажу, що розвантажуються, пилу, снігу в цей зазор, тим самим очищуючи і

захищаючи робочу частину індуктора.

Ударяючись об стінку, рухомі пластини повертаються до індуктора під дією пружин 4.

При поверненні пластин клапан 7, встановлений в додатковій рухомій пластині, яка притискається до індуктора за допомогою еластичного приму 8, неповністю перекриває отвір центральної втулки за рахунок наявності в клапані перепускних отворів (не показані), тим самим забезпечуючи безперервну подачу повітря між дотичними поверхнями індуктора і рухомими пластинами.

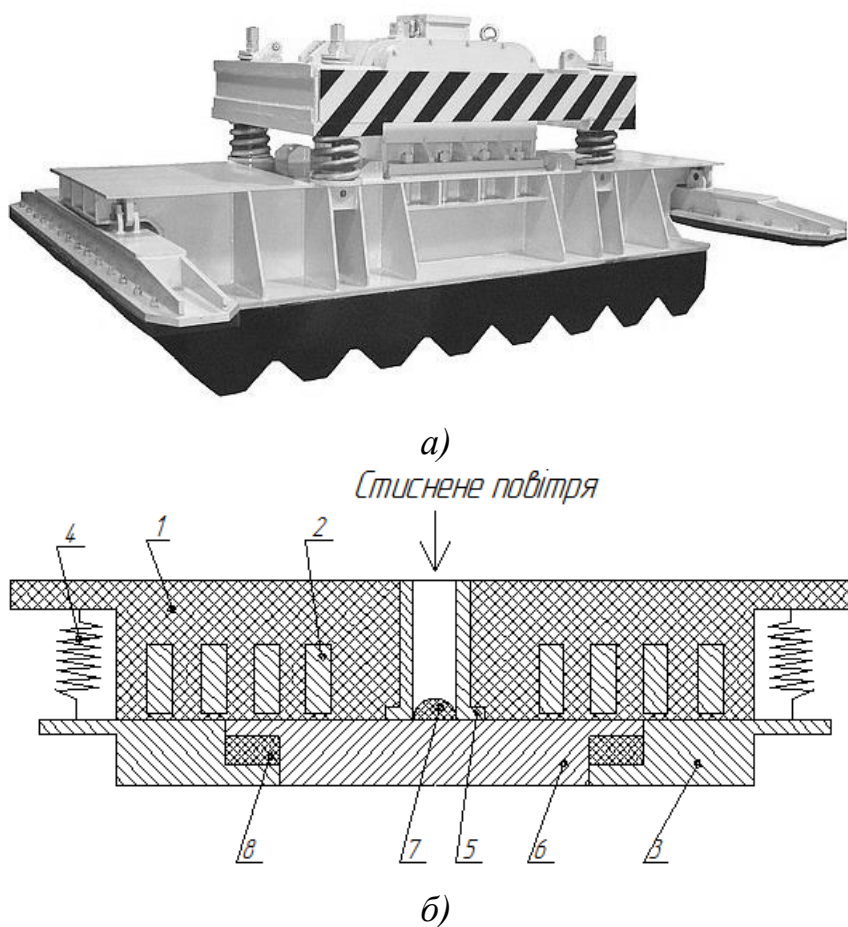


Рис. 1.10. Пристрій для обрушення примерзлого вантажу із стінок ємностей:  
а) – загальний вигляд пристрою; б) – конструктивна схема пристрою

Потім знову через струмопровідну спіраль індуктора пропускається імпульс струму і робочий цикл повторюється у вказаній послідовності.

### 1.3. Аналіз конструктивних схем і принципів роботи



## віброзбуджувачів із різними типами приводів

Для вібромашин застосовують різні типи приводів, так звані віброзбуджувачі або вібратори. Існуючі вібратори дозволяють створювати періодичні сили різної величини в широкому діапазоні частот, а також періодичні моменти або їх різні комбінації. Для збудження коливань у низькочастотному діапазоні використовуються інерційні, ексцентрикові, гідравлічні та електромагнітні вібратори [6, 58].

У інерційних вібраторах (рис. 1.11) збуджуюча сила створюється внаслідок обертання однієї або декількох невірноважених мас, так званих дебалансів.

Ця збуджуюча сила в своїй основі має відцентрову силу, яка виникає при обертанні невірноваженої маси. Відцентрова сила постійна за величиною, але безперервно змінює свій напрям, завершуючи повний цикл за один оберт. Величина цієї сили пропорційна масі дебаланса і відстані її центра від осі обертання, а також залежить від квадрата кутової швидкості обертання. Направлена вона по осі, що сполучає центр обертання з центром маси. Цю силу можна змінювати в широких межах, змінюючи величину невірноваженої маси або відстань її від центру обертання, а також збільшуючи або зменшуючи швидкість обертання.

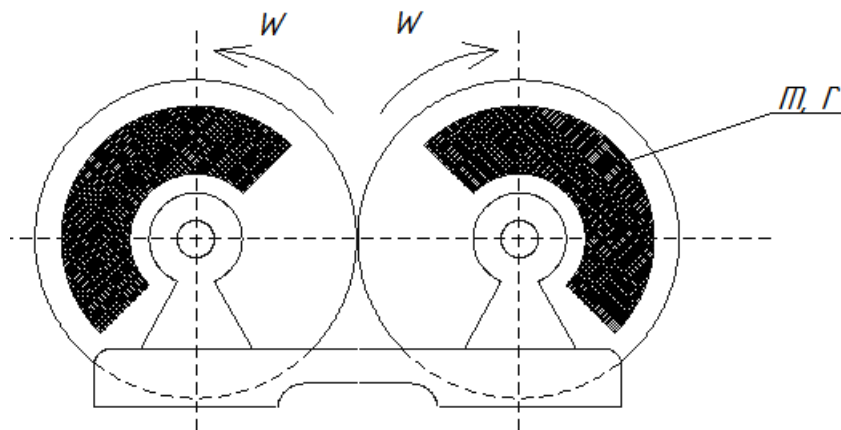


Рис. 1.11. Дебалансний інерційний вібратор

Коливання вібромашин можуть збуджуватися і за допомогою гідравлічних вібраторів [9]. Виконуючим органом гідравлічного вібратора є циліндр, в якому переміщується поршень зі штоком

(рис. 1.12а). Циліндр закріплений на рамі вібромашини, а шток сполучений з її робочим органом.

Робоча рідина поршню надає зворотно-поступальний хід, який через шток передається робочому органу і надає йому коливання. Зворотно-поступальні переміщення поршня утворюються або шляхом використання пульсуючого потоку робочої рідини, або за допомогою переривання потоку робочої рідини постійної витрати за допомогою золотникових або клапанних пристроїв.

Наявність механічних золотників і клапанів ускладнює конструкцію вібратора, обмежує її швидкодію.

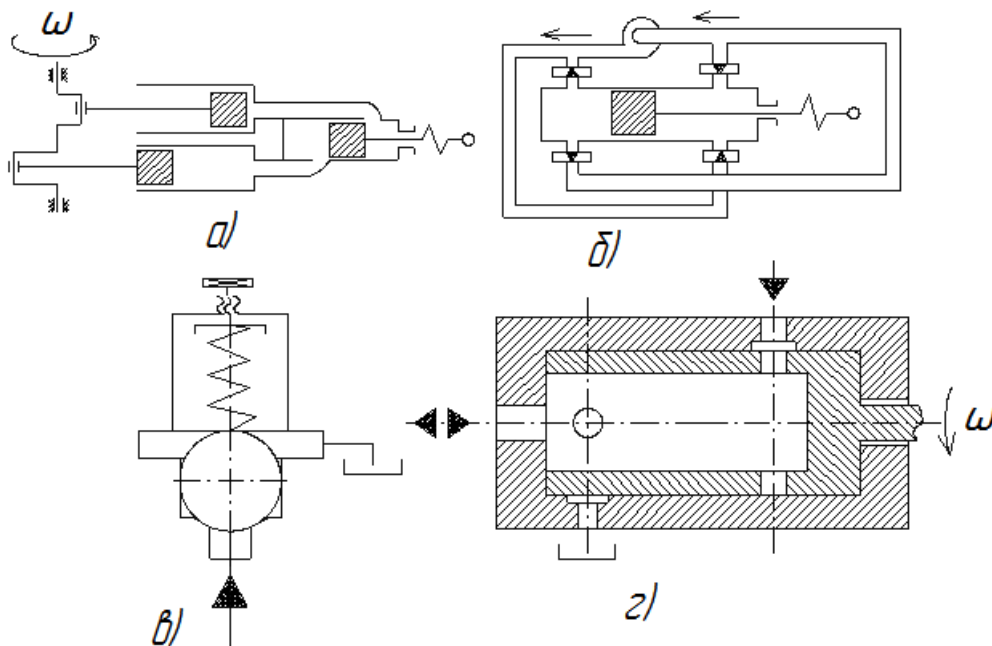


Рис. 1.12. Гідралічний і пневматичний приводи вібромашин:

- а) — пульсуючий; б) — з електромагнітними клапанами; в) — клапан-пульсатор;  
г) — із золотником, що обертається

Механічні клапани у вказаному вібраторі замінені електромагнітними [25, 63]. Такий гідровібратор складається із гідроциліндра двосторонньої дії, гідромагістралі з магнітною рідиною, постійний тиск в якій підтримується гідронасосом і системою електричних клапанів (див. рис. 1.12б).

При включенні електричного пристрою керування рух рідини припиняється. Гідросистема налаштована таким чином, що при включенні однієї пари пристроїв, що управляють, одна порожнина гідроциліндра з'єднується з напірною магістраллю, а друга — із зливною. При перемиканні керуючих пристроїв напрям руху

магнітної рідини змінюється.

Таким чином, частота коливань гідровібратора задається частотою перемикання керуючих пристроїв, а величина збуджуючої сили – тиском робочої рідини в магістралі. Оскільки сучасні гідросистеми можуть працювати під тиском 300...400 атм, гідравлічні приводи при невеликих розмірах здатні генерувати значні збуджуючі сили.

Гідравлічний і пневматичний приводи вібромашин за принципом дії аналогічні, проте останній не використовують при необхідності створення значних потужностей і передачі великих зусиль через не виправдане збільшення габаритних розмірів привода і машини в цілому [56]. Принципова схема такого взаємозамінного, з точки зору енергоносія (рідини або повітря), привода показана на рис. 1.12в. Зворотно-поступальні переміщення виконавчого робочого органу машини здійснюються при переключенні звичайного реверсивного золотника одним із відомих способів (шляхом переміщення робочого органу, під тиском, за допомогою сервоприладів тощо). Найбільш розповсюдженими видами комбінованого привода вібромашин є гідромеханічний. Найпростіша схема гідромеханічного привода (рис. 1.12г) відома як генератор вібрацій з обертальним золотником. Значні втрати на дроселювання рідини, складність торцевого ущільнення обертального золотника і необхідність використання окремого привода для регулювання параметрів машини по енергії і частоті робочого навантаження обмежують застосування такого гідромеханічного привода в промисловості [25, 63].

Без проміжних елементів з обертальним рухом коливання збуджуються в електромагнітних вібраторах. З цієї точки зору електромагнітні вібратори найбільшою мірою підходять для привода вібраційних машин. Електромагнітний вібратор складається із статора (електромагніту) і якоря, сполучених між собою пружною системою (рис. 1.13). У електромагнітному вібраторі струм, що протікає в обмотці, утворює магнітний потік, який, взаємодіючи з якорем, збуджує електромагнітну силу, яка прагне зменшити між ними повітряний зазор.

Працює електромагнітний вібратор таким чином. Обмотки електромагніту під'єднуються до мережі змінного струму

промислової частоти. Струм змінюється по синусоїді і за один період двічі досягає максимального значення. В обмотці двічі за цикл утворюється магнітний потік і двічі якір притягується до статора. Під час переходу струму через нульове значення електромагнітна сила зникає, а оновлююча сила пружних елементів повертає якір у початкове положення.

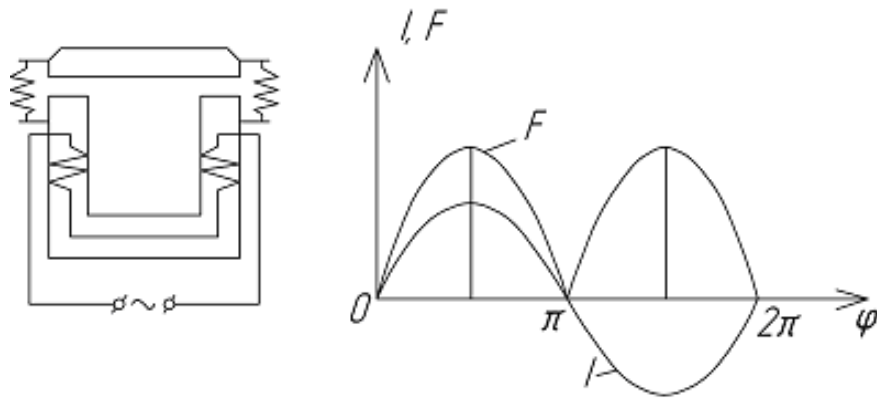


Рис. 1.13. Електромагнітний вібратор  
( $I$  – сила струму,  $\varphi$  – фаза струму)

Окрім електромагнітних перетворювачів в промисловості знаходять застосування аеро- і гідродинамічні випромінювачі, які дають випромінювання великої потужності і здатні обробляти значні об'єми продукту. Аеродинамічні випромінювачі призначені для роботи в газових середовищах, в яких не можна використовувати випромінювачі з твердими поверхнями, що коливаються. Малий хвильовий опір газових середовищ не забезпечує передачі енергії коливань твердих випромінювачів.

Знаходять застосування акустичні випромінювачі двох типів: газоструменеві і динамічні, утворені на перериванні струменя. У промисловості використовуються газоструменеві випромінювачі високого тиску, які дозволяють створювати акустичні потужності в декілька сотень ват. Робота газоструменевого випромінювача заснована на збудженні автоколивань надзвукового струменя при її гальмуванні резонатором. Газоструменевий випромінювач складається з конічного сопла 1 і встановленого перед ним співвісного циліндричного резонатора 2 (рис. 1.14).

Принцип їх дії полягає в такому. При надкритичному перепаді тиску в соплі і в навколишній атмосфері струмінь, що

виходить із сопла, рухається з надзвуковою швидкістю і набуває комірчастої структури. Це означає, що статичний тиск по довжині струменя у відсутність резонатора пульсує — після виходу з сопла тиск падає і потім на деякій відстані знов підвищується до колишнього рівня. Відстань між зрізом сопла і першим максимумом тиску визначає довжину першого осередку.

В кінці першого осередку встановлюється резонатор. При гальмуванні струменя перед ним виникає від'єднаний стрибок ущільнення.

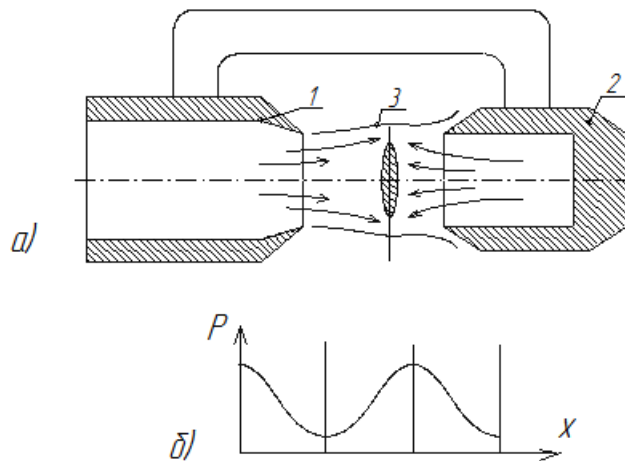


Рис. 1.14. Газоструменевий випромінювач:

а) — конструктивна схема газоструменевого випромінювача; б) — розподіл статичного тиску у вільному струмені; (1 — конічне сопло, 2 — резонатор, 3 — від'єднаний стрибок ущільнення,  $P$  — тиск на фазі сопла)

Кінетична енергія струменя в резонаторі переходить в потенційну енергію стиснутого газу. Оскільки резонатор знаходиться в кінці першого осередку, де статичний тиск газу підвищується, то процес виходу газу з резонатора стає періодичним. Взаємодія основного струменя потоку, витікаючого з резонатора, утворює потужні коливання газу на ділянці між дном резонатора і стрибком ущільнення.

Газоструменеві випромінювачі зазвичай встановлюються в рефлекторі для створення направленою випромінювання. Параболічний рефлектор створює плоску хвилю, еліптичний — що сходиться у фокусі. Газоструменеві випромінювачі застосовуються в акустичних газових і мазутових пальниках, для прискорення тепломасообмінних процесів, диспергування і у низці інших

технологій.

Є також мембранні газоструменеві випромінювачі, які працюють за принципом збудження коливань мембрани газовим потоком. Випромінювач складається з циліндричного сопла з фланцем, до якого притиснута еластична мембрана. Під тиском струменя мембрана деформується, відходить від фланця. При цьому газ виходить в атмосферу і тиск під мембраною падає. Під дією сил пружності діафрагма повертається в початкове положення. Мембранні газоструменеві випромінювачі працюють в автоколивальному режимі.

У аеродинамічних випромінювачах утворюються потужні акустичні коливання, внаслідок періодичного переривання струменів, витікаючих з великою швидкістю через отвори. Переривання струменів проводиться ротором, що обертається, з отворами або зубцями. Ротор може приводитися в обертання від того ж джерела енергії, від якого, працює випромінювач, від стислого повітря або електродвигуном. Для переривання струменя, використовуються також різні золотникові пристрої із зворотно-поступальним ходом.

З погляду зменшення інерційності і усунення механічних керуючих пристроїв представляє інтерес гідравлічний вібратор, у якому в якості робочого середовища застосовується магнітна рідина. Використовується здатність цього середовища миттєво тверднути при дії на неї електричного поля.

#### **1.4. Огляд і аналіз методів розрахунку гідравлічних віброударних приводів**

Робота вібраційної машини (ВМ) і віброударної машини (ВУМ) [28, 56, 93, 104] характеризується кінематичними, динамічними і енергетичними параметрами. Головними з них слід вважати швидкість і час переміщення виконавчої робочої ланки, зусилля, що діє на неї, і енергію, відповідну елементам одного робочого циклу, що автоматично повторюється, загальне число яких визначається вимогами до обробки виробу.

Проектування ВМ і ВУМ зазвичай здійснюється на основі попередньої оцінки робочих параметрів цих машин. Кожен робочий цикл вібраційного або віброударного технологічного

процесу складається з окремих елементів, що розділяються перемиканнями привода для введення і виведення енергії. Тривалість елементів циклу є головною його характеристикою.

В узагальненому вигляді елементи робочого циклу будь-якої ВМ і ВУМ можна розглядати за схемою, зображеною на рис. 1.15 [56]. Схема максимально спрощена в результаті представлення виконавчої робочої ланки, об'єкта обробки і інерційної маси (навантажувача) як одного цілого при нижньому розташуванні привода. Вирази для параметрів гідроімпульсних приводів з такими схемами можна використовувати і при схемах з верхнім розташуванням привода. Цикл автоматичних ходів машини за цією схемою складається з таких елементів: підйом виконавчої ланки 2 за рахунок енергії гідроаккумулятора 4, з позитивним прискоренням; підйом в умовах гальмування при перемиканні розподільника 3 на ході вниз (гідроаккумулятор 1);хід вниз з позитивним прискоренням (гідроаккумулятор 1).

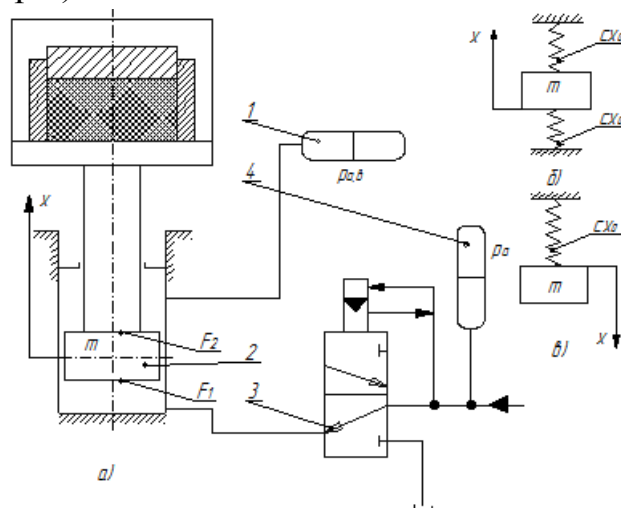


Рис. 1.15. Розрахункова схема привода ВМ і ВУМ:

- а) – з ГП [5] і варіантами його виконання; б) – попереднім натягом пружних елементів; в) – з урахуванням розрядки акумулятора при ході вниз виконавчої ланки

Акумулятор 1 заряджається при ході поршня 2 вгору (спочатку з позитивним прискоренням, а при вирівнюванні тиску в порожнинах  $A$  і  $B$  — з від'ємним). Прискорення поршня 2 при ході вниз визначається розрядкою акумулятора 1. Спосіб зарядки акумулятора 4 не обумовлюється, а перемикання розподільника 3 на порожнину  $B$  визначається зарядкою акумулятора 4 до заданої енергії

(тиску). Розрядка акумулятора 4 відповідає перемиканню розподільника 3 і з'єднанню порожнини  $A$  із зливом.

Визначення основних робочих параметрів ВМ і ВУМ машин з ГПП проводиться при деякому спрощенні умов роботи привода в порівнянні з реальними умовами експлуатації: зусилля на поршні 2 (тиск  $p_a$ ) при розрядці акумулятора 4 (тиск  $p_{a.m}$ ) значно перевищує силу тяжіння рухомих ланок  $mg$  і сумарні втрати на подолання сил тертя  $\Sigma R(p_{a.T} F_1 \gg mg + \Sigma R)$ ; подача рідини від насоса  $Q_H = const$  у момент розрядки акумулятора 4 значно менша подачі самого акумулятора ( $Q_a$ ), тому величиною ( $Q_H$ ) нехтуємо; характер зміни тиску в гідроакумуляторах 1 і 4 відповідає лінійному закону, причому параметри цих акумуляторів по жорсткості, енергії і втратах в лініях підведення однакові.

Попередню оцінку кінематичних параметрів ВМ і ВУМ можна дати, розв'язуючи просте диференціальне рівняння [28, 56], що описує коливання тіла з масою  $m$  вздовж осі  $x$  на двох закріплених з попереднім натягом  $x_0$  пружинах, що мають жорсткість  $c$ . Для ходу вгору (рис. 1.15б)

$$m\ddot{x} = c(x_0 - 2x), \quad (1.5)$$

а для ходу вниз — аналогічне рівняння, з урахуванням розрядки акумулятора 6 (див. рис. 1.12в):

$$m\ddot{x} = c(x_0 - x). \quad (1.6)$$

Час розрядки акумулятора 4, який відповідає підйому поршня 2 ( $t_n$ ), і час ходу поршня 2 вниз під дією елементів пружного звороту ( $t_y$ ) визначається з виразів (1.5) і (1.6):

$$t_i = \pi \sqrt{\frac{m}{2c}}; \quad t_o = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{c}}.$$

Повний час робочого циклу машини  $t_u$  і співвідношення тривалості руху його елементів відповідно рівні:

$$t_o = t_i + t_o = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{c}} (\sqrt{2} + 1) \approx \frac{3,8}{\omega}; \quad (1.7)$$

$$\frac{t_i}{t_o} = \sqrt{2}, \quad (1.8)$$

де  $\omega$  — умовна частота робочих ходів або здійснення робочих циклів.



Для кожного виброударного технологічного процесу визначальною умовою його забезпечення є енергія удару або поштовху ( $A$ ). Тому можна вважати, що величина  $A$  задана. Для машин, що здійснюють обробку при ході вверх із швидкістю підйому  $v_n$ , енергія  $A = 0,5mv_n^2$ , а при ході вниз із швидкістю повернення  $v_y$ , енергія  $A = 0,5mv_y^2$ . Відповідно ці величини можна розглядати як енергію поштовху і енергію удару. Наприклад, якщо задана енергія удару  $0,5mv_y^2$ , то за час ходу вниз ( $t_y$ ) із (1.7) і (1.8) привод машини забезпечує подачу певного об'єму робочої рідини з середнім тиском  $0,5p_a$ . Тому справедливе співвідношення

$$0,5mv_o^2 = 0,5p_a Q_a t_o, \quad (1.9)$$

із якого, з урахуванням виразу (1.6), слідує

$$v_o = \sqrt{\frac{\pi Q_a p_a (\sqrt{2} + 1)}{2\sqrt{mc}}}$$

або при вираженні швидкості  $v_y$  через задану енергію  $A$

$$A = \frac{\pi Q_a p_a (\sqrt{2} + 1) \sqrt{m}}{4\sqrt{c}}.$$

Умова роботи привода ВМ і ВУМ із такими параметрами визначатиметься значенням подачі акумулятора  $Q_a$  в процесі зарядки.

Вираз (1.7) для  $t_{ц}$  містить тільки один елемент, що визначає зміну частоти робочих ходів,  $\omega$  — жорсткість. Для чисто гідравлічних акумуляторів в приводі машини, жорсткість яких

$$c = \frac{F^2}{(W\beta_x)},$$

зміна частоти ходів можлива тільки за рахунок зміни об'єму  $W$  робочої рідини з коефіцієнтом стиснення  $\beta_x$ , який при розрахунках умовно приймається постійним.

Отже, зміна частоти робочих ходів ВМ і ВУМ призводить до зміни енергії одного робочого ходу при постійній встановленій потужності привода. Залежність  $\omega(W)$  можна подати у вигляді

$$\omega = F / \sqrt{W\beta_x m}.$$

При зміні тільки об'єму гідроакумулятора енергія одного робочого ходу визначається виразом

$$A = \sqrt{W} \frac{Q_H p_a \sqrt{\beta_x m}}{0,526 F},$$

а потужність привода:

$$N = \frac{A}{t_{\dot{o}}} = 0,5W Q_H p_a \beta_x.$$

Попередня оцінка робочих параметрів ВМ і ВУМ показує лінійну залежність споживаної потужності  $N$  від величини корисного об'єму  $W$ .

Наведені залежності подані для оцінки параметрів привода з лінійною зміною тиску в кожному із гідроаккумуляторів 1 і 4, причому значення тисків  $p_a$  і подач  $Q_a$  усереднювалися для кожного із акумуляторів, а площі  $F_1$  і  $F_2$  приймалися рівними. Ближче до реальних умов – привод з гідроаккумуляторами, що забезпечують тиск  $p_a = const$ . У такому приводі слід розрізнити тиск в акумуляторі поштовху 4 ( $p_{a,т}$ ) і в акумуляторі повернення ( $p_{a,т}$ ), залежно від співвідношення площ  $F_1$  і  $F_2$ . Варіанти такого привода в принципі однакові для змінного і постійного тиску  $p_a$ , проте їх застосування визначається конкретними завданнями з автоматизації управління періодичними робочими ходами. Наприклад, у разі лінійного закону зміни тиску ( $p_a = var$ ) можливе управління за величиною його зміни, а при постійному тиску ( $p_a = const$ ) — по ходу або за швидкістю виконавчого робочого органу. Тому в якості оптимального варіанту вібраційного і віброударного приводів із короткоходовим робочим органом слід рекомендувати одноходові гідравлічні акумулятори, зарядка яких до заданої енергії (тиску) походить від насоса ( $Q_H$ ) при перемиканні розподільника 3 на злив рідини із поршневої порожнини робочого гідроциліндра під час зворотного ходу поршня 2. Орієнтовні значення швидкостей переміщення поршня 2 визначаються при ході вгору сумарною подачею акумулятора 4 і насоса:

$$v_{\dot{r}} = (Q_{A,т} + Q_H) / F_1, \quad (1.10)$$

при ході вниз — подачею акумулятора звороту ( $Q_{a,в}$ ):

$$v_{\dot{o}} = Q_{\dot{A},\dot{A}} / F_2. \quad (1.11)$$

При заданій довжині ходу  $H$  робочого органу, яка зазвичай відповідає амплітуді коливань ВМ і ВУМ, можна заздалегідь дати оцінку часу повного робочого циклу і його елементів, за аналогією з

виразами (1.10) і (1.11) [28, 56]:

$$t_{\dot{I}} = \frac{F_1 H}{Q_{A.T} + Q_H}, \quad t_{\dot{O}} = \frac{F_2 H}{Q_{A.\dot{A}}}, \quad t_{\dot{I}} = \left( \frac{F_1}{Q_{A.T} + Q_H} + \frac{F_2}{Q_{A.\dot{A}}} \right) H. \quad (1.12)$$

В низці випадків, наприклад, для визначення параметрів акумулятора повернення, доцільно користуватися залежністю, отриманою після перетворення виразів (1.12) і (1.10):

$$Q_{A.B} = \frac{2F_2^2 H}{\pi \sqrt{m W_{A.B} \beta_E}}. \quad (1.13)$$

Для попередньої оцінки динамічних параметрів ВМ і ВУМ машин, наприклад, при визначенні середніх значень робочих зусиль на поршні 2, слід приймати до уваги баланс енергій, що враховує використання накопиченої в гідроакумуляторі 4 енергії ( $A_{A.T}$ ) на виконання корисної роботи виконавчою ланкою машини ( $A_{\Pi}$ ), зарядку гідроакумулятора повернення до енергії  $A_B$  і на подолання втрат ( $A_{\text{пот}}$ ):

$$A_{A.\dot{O}} = \dot{A}_{\dot{I}} + \dot{A}_{\dot{A}} + \dot{A}_{\dot{\Pi}\dot{O}}. \quad (1.14)$$

Корисну роботу у виразі (1.14) можна представити добутком середнього робочого зусилля  $P_{\text{раб.ср}}$  на переміщення  $H$  поршня 3:  $A_{\Pi} = P_{\text{раб.ср}} H = A_{A.T} - A_B - A_{\text{пот}}$ , звідки:

$$P_{\text{раб.ср}} = \frac{\dot{A}_{A.\dot{O}} - \dot{A}_{\dot{A}} - \dot{A}_{\dot{\Pi}\dot{O}}}{\dot{I}}. \quad (1.15)$$

Розглянута методика попередньої оцінки робочих параметрів ВМ і ВУМ носить наближений характер і рекомендується при виконанні ескізного проектування для виявлення загальної технічної характеристики устаткування, яке проектується. Остаточний розрахунок реальних параметрів ВМ і ВУМ слід проводити на підставі аналізу кожної конкретної схеми привода з урахуванням її особливостей.

Основні положення методики проектного розрахунку ВМ і ВУМ з гідроприводом типу імпульсний вібраційний привод машини (ІВПМ) розглядаються за допомогою спрощеної розрахункової схеми машини (рис. 1.16) [56]. У розточці станини 1 (маса  $m_{\text{ст}}$ ) розташований плунжер 2, жорстко зв'язаний з виконавчою робочою ланкою — вібростолом 6 (маса  $m_1$ ). Між станиною 1 і вібростолом 6 здійснюється пружний зв'язок за допомогою пружини 3 (сумарна жорсткість пружин звороту  $c_B$ ). Матриця прес-форми жорстко закріплена на вібростолі 6 і заповнена порошковим матеріалом —

заготовкою 5 (маса  $m_3$ ), навантаженою пуансоном із інерційною масою 4 (маса  $m_2$ ) і зусиллям статичного притиску  $N$ .

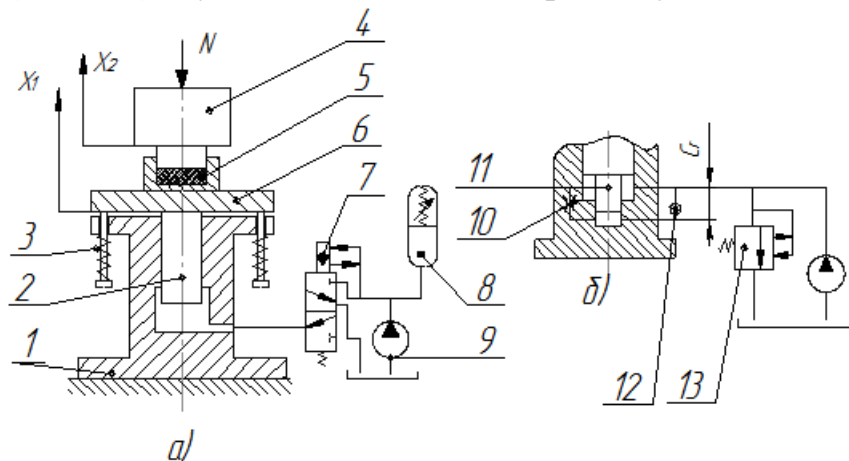


Рис. 1.16. Розрахункова схема ВМ і ВУМ для ущільнення порошкових матеріалів:  
а) – в режимі «поштовху»; б) – по варіанту «пружного звороту»

Порожнина робочого гідроциліндра, виконаного в розточці станини 1, сполучена триходовим клапаном-пульсатором 7 (див. рис. 1.16а) із регульовальним гідроаккумулятором 8, а подача енергоносія здійснюється насосом 9 постійної продуктивності. У розрахункову схему машин, що використовують енергію зворотного ходу, вводиться гальмівний пристрій (див. рис. 1.16б). В цьому випадку порожнина робочого гідроциліндра з'єднується безпосередньо з насосом 9 і через двоходовий клапан-пульсатор 13 — із зливом. Плунжер 2 забезпечується гальмівним виступом 11, який утворює разом з нижнім торцем гідроциліндра гальмівну камеру, що сполучається з робочою порожниною зворотним клапаном 12 і регульованим дроселем 10. Такий гальмівний пристрій застосовується і в машинах, що працюють в режимі розрядки одноходового гідроаккумулятора 8 при ході плунжера 2 вгору, — так званому режимі «поштовху».

Математичну модель машини за розрахунковою схемою рис. 1.16 можна представити двомасовою коливальною системою за умови співвідношення мас  $m_{CT} \gg m_1 + m_2$ , тобто переміщенням маси  $m_{CT}$  знехтувати. Для проектного розрахунку машини, заснованого на такій моделі, заздалегідь виключаються з розгляду силові чинники, вплив яких на динаміку процесу незначний. До цих чинників слід віднести сили в'язкого тертя ( $\alpha \dot{x}^2$ ), що визначаються втратами тиску ( $\Delta p$ ) в

магістралях гідросистеми. Допустимі величини цих втрат обумовлюються при проектуванні (не більше 10 % від максимального тиску  $p_{\max}$  в гідросистемі). Можна також не враховувати сили опору  $\hat{O}(x_1, x_2, \dot{x}_1, \dot{x}_2)$  деформації заготовки 5 при роботі машини в період кінцевого ущільнення. Для проектного розрахунку можна не враховувати вплив на динаміку процесу роботи машини характеру спрацювання апаратури управління (клапанів-пульсаторів 7 і 13), оскільки час відкриття цих клапанів зазвичай на порядок (і більше) менший часу ходу виконавчої ланки — плунжера 2 — при розрядці гідроаккумулятора 8 або при з'єднанні порожнини гідроциліндра із зливом. Такий характер спрацювання апаратури управління підтверджений експериментально [32; 74], що дозволяє вважати його релейним по відношенню до решти елементів циклу як при проектних розрахунках машини, так і при теоретичних дослідженнях.

Математична модель машини, складена за розрахунковою схемою для «поштовхового» режиму роботи (див. рис. 1.16а), має вигляд [56, 63]

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_{\hat{A}}(x_1 + x_{0B}) + \alpha \dot{x}_1^2 + \hat{O}(x_i, \dot{x}_i) = c_a(x_{0a} - x_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha \dot{x}_2^2 + N = \hat{O}(x_3, \dot{x}_i), \end{cases} \quad (1.16)$$

де  $\hat{O}(x_3, \dot{x}_i)$  — зусилля на заготовці;  $c_a = F_a k_{\hat{I}} / (W_a \beta_{\text{ж}})$  — приведена жорсткість гідроаккумулятора 8 із урахуванням жорсткості гідросистеми по лінії «гідроаккумулятор — клапан-пульсатор — гідроциліндр» (параметри гідроаккумулятора:  $F_a$  — площа перерізу;  $W_a$  — об'єм;  $\beta_{\text{ж}}$  — коефіцієнт стиснення робочої рідини;  $k_n$  — коефіцієнт приведення, що враховує співвідношення робочих площ);  $N$  — осьове зусилля на пуансоні 4 (зазвичай  $N = \text{const}$ );  $\alpha$  — коефіцієнт сил в'язкого тертя;  $x_i$  — поточні координати переміщення мас ( $i = 1, 2$ );  $x_{0B}$  — початкова деформація пружин 3;  $x_{0a}$  — умовна початкова деформація робочої рідини в гідроаккумуляторі 8  $\left( x_{0a} = \frac{\Delta W}{F_a} \right)$ ;  $\Delta W$  — абсолютне

зменшення об'єму  $W_a$  при тиску в гідроаккумуляторі  $p_a = p_{\max}$ :  $\Delta W = p_a W_a \beta_{\text{ж}}$ .

Для режиму «пружного звороту» (див. рис. 1.13б), коли відсутній гідроаккумулятор 8, рівняння руху вібростолу 6 вверх дещо відрізняється від варіанту «поштовху» (1.16):

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_{\hat{A}}(x_1 + x_{0B}) + \alpha \dot{x}_1^2 + \hat{O}(x_1, \dot{x}_1) = pF, \quad (1.17)$$

де  $p$  — поточне значення тиску в порожнині гідроциліндра, визначене рівнянням балансу витрат в гідросистемі:

$$Q_H = \beta_{\text{Æ}} W_c \frac{dp}{dt} + F\dot{x}_1, \quad (1.18)$$

де  $F$  — площа поперечного перерізу плунжера 2;  $W_c$  — об'єм гідросистеми привода.

Повернення вібростолу 6 із заготівкою 5 і інерційною масою 4 при з'єднанні порожнини гідроциліндра із зливом для обох варіантів привода описується аналогічно до виразу (1.17) і (1.18) за умови зміни тиску розвантаження  $p_{\text{розв}}$  у гідросистемі за таким законом:

$$p_{\text{дiçã}} = \frac{\tilde{n}_{\hat{A}}(x_{1\text{max}} + x_{0\hat{A}})}{F} - p_{\text{ox}}, \quad (1.19)$$

де  $x_{1\text{max}}$  — максимальний хід вібростолу 6;  $p_{\text{ox}}$  — поточне значення тиску в гідросистемі, що визначається рівнем балансу витрат рідини через клапан-пульсатор на злив ( $Q_{\text{зл}}$ ).

Рівняння балансу витрат при зворотному ході із (1.19)

$$Q_{\text{çë}} = kF_{\text{çë}} \sqrt{p_{0x} - p_{\text{çë}}} = \beta_{\text{æ}} W_c \frac{dp_{0x}}{dt} + F\dot{x} + Q_H, \quad (1.20)$$

де  $k$  — коефіцієнт пропорційності [49] (в системі СІ  $k = 0,033$ );  $F_{\text{зл}}$  — площа прохідних перерізів в магістралях зливу;  $p_{\text{зл}}$  — тиск зливу (зазвичай  $p_{\text{зл}} \approx 0$ ).

Визначаючим технологічним фактором силової дії на заготовку для привода за схемою на рис. 1.13б є рух маси  $m_1$  в умовах гальмування на шляху  $x_T$  ( $x_{T\text{max}} = l_T$ ):

$$m_1 \ddot{x}_T = p_T F_T + \Delta p_{\text{çë}} (F - F_T) + c_B (x_{1\text{max}} + x_{0B} - x_T) + \hat{O}(x_T, \dot{x}_T) - N - \alpha \dot{x}_T^2, \quad (1.21)$$

де  $p_T$  — поточне значення тиску в гальмівній камері;  $F_T$  — робоча площа гальма;  $\Delta p_{\text{зл}}$  — тиск перепаду в зливній лінії;  $x_{1\text{max}}$  — максимальне переміщення вібростолу.

Використовувати вирази (1.17) – (1.21) для проектного розрахунку складно, тому на основі прийнятих раніше допущених початкових залежностей можна спростити таким чином: при розгляданні динаміки процесу повного ущільнення заготовки  $x_1 \approx x_2 = x$  значення сил в'язкого тертя  $\alpha \dot{x}^2$  невеликі і виключення їх з початкових аналітичних залежностей дає загальну похибку не більше 5 %; для

проектних розрахунків досить розглядати рух приведеної маси рухомих елементів:  $M = m_1 + m_2 + m_3$ ; поточні значення тисків  $p$ ,  $p_{0x}$ ,  $p_m$  замінюються їх усередненими постійними значеннями  $p_{cp}$ ,  $p_{0xcp}$ ,  $p_T$ , а  $\Delta p_{зл} \approx 0$ .

При цих допущеннях можна представити весь робочий процес машини трьома спрощеними диференціальними рівняннями: для ходу вгору в режимі «поштовху»:

$$M \ddot{x} = c_a(x_{0a} - x) - c_B(x + x_{0B}) - N,$$

для зворотного ходу в режимах «поштовху» і «пружного звороту» (справедливо для ходу ввєрх в режимі «пружного звороту» із врахуванням зміни напрямку діючих сил):

$$M \ddot{x} = -p_{cp}F + c_B(x + x_{0a}) + N.$$

Для режиму гальмування при зворотному ході [28, 56]:

$$M \ddot{x}_T = -p_{\text{д.н.д.}}f_T + c_B(x_{\text{max}} + x_{0B} - x_T) + N.$$

Аналіз відомих конструкцій віброударних приводів показує, що найбільш перспективними є віброударні приводи із вібробуджувачем у вигляді клапанів-пульсаторів.

Роботоздатність таких пристроїв в режимі збудження автоколивань закладена в конструкцію і досягається послідовністю функціонування декількох взаємозв'язаних елементів. Останнє приводить до їх конструктивного ускладнення і, як наслідок, до зниження надійності.

Гідроприводи циклічної дії відрізняються особливим характером роботи, яка заключається в спеціальному створенні значних перепадів тисків при змінних швидкостях потоку. Тому слід чекати зміни в значних межах інтенсивності насичення робочої рідини повітрям, що потребує уточнення динамічного значення гідравлічної жорсткості їх робочого середовища.

## **2. ПРИНЦИПОВІ ТА КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРОУДАРНОГО ПРИСТРОЮ**

### **2.1. Обґрунтування вибору параметрів гідроімпульсного привода віброударного пристрою**

Для підвищення ефективності розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів пропонується застосовувати вібрації або періодичні удари, прикладені до вантажонесучого органу [80, 119].

Експериментальні залежності швидкості розвантаження піску, рядового антрациту, залізної руди при накладанні вібрацій на кузов для різних режимів транспортування (віброприскорень) [19] наведені на рис. 2.1.



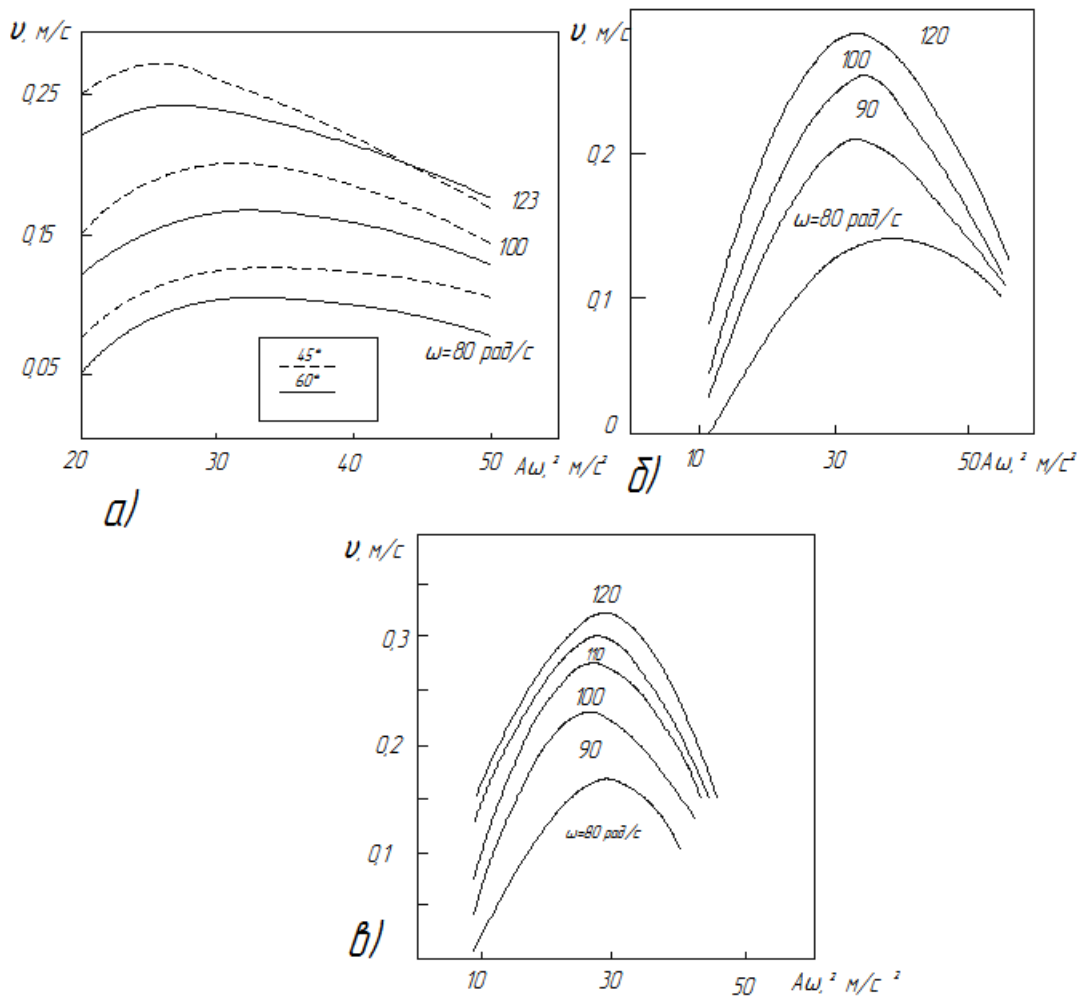


Рис. 2.1. Залежність швидкості переміщення вантажу від амплітуди прискорення вантажонесучого органу при різних частотах коливань:

а) – пісок; б) – рядовий антрацит; в) – залізна руда

Із збільшенням кута нахилу кузова швидкість розвантаження підвищується; при цьому для високочастотних режимів коливань спостерігається інтенсивне збільшення швидкості.

Так, наприклад, із збільшенням вологості вугілля швидкість розвантажування мало зменшується, а при вологості 8 %, що характерно для промислових умов, швидкість транспортування достатньо висока. Застосування еліптичних режимів коливань при розвантажуванні вологого вугілля забезпечує цілком прийнятний ефект.

Досвід показує, що при розвантаженні дрібнодисперсних вантажів, а також таких, які у вологому стані налипають на вібраційний вантажонесучий орган транспортуючої машини, як однокомпонентні, так і двокомпонентні гармонічні коливання виявляються неефективними. У таких випадках кращі результати дає

застосування бігармонічних режимів коливань (рис. 2.2а) [19, 95, 99].

Для реалізації цих процесів в якості технологічного обладнання потрібно використовувати машини з гідроімпульсним приводом за схемою – «на виході» з інерційною схемою навантаження оброблюваного об'єкта [47, 59, 75, 99, 112] на рис. 2.2б.

Принцип роботи цього типу гідроімпульсного привода полягає в періодичному сполученні порожнини  $A$  гідроциліндра 2 та напірної гідролінії через ГП 1 зі зливною гідролінією. ГП 1 відкривається внаслідок збільшення тиску в гідросистемі привода до величини  $p_r \geq p_1$  ( $p_1$  – тиск «відкриття» ГП) і закривається, коли тиск в порожнині  $A$  зменшується до рівня  $p_r \geq p_2$  ( $p_2$  – тиск «закриття» ГП). Таким чином, в порожнині  $A$  генеруються імпульси тиску з амплітудою  $\Delta p = p_1 - p_2$ .

Частота проходження імпульсів тиску визначається характеристиками ГП 1 та подачею гідронасоса привода. Виконавча ланка 3 вібрує із частотою проходження імпульсів тиску, а амплітуда цих вібрацій залежить від рівня  $p_1$ , що може змінюватись регулятором тиску відкриття ГП 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 положення.

Переваги цього типу гідроімпульсного привода: конструктивна простота, регулювання амплітуди вібрацій зміною тиску «відкриття» ГП 1, що здійснюється простими механізмами (регулювальний гвинт) та простота реалізації вібраційного 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 [47, 112]

$$F_T + G_\Sigma + F_{i\delta} \leq p_1 f_{i\delta} , \quad (2.1)$$

де  $G_\Sigma, F_{i\delta}$  - відповідно сумарна сила ваги виконавчої ланки 3 і приєднаних до неї деталей привода та сумарна сила пружин 4;  $f_{пл}$  – площа поперечного перерізу плунжера гідроциліндра 2.

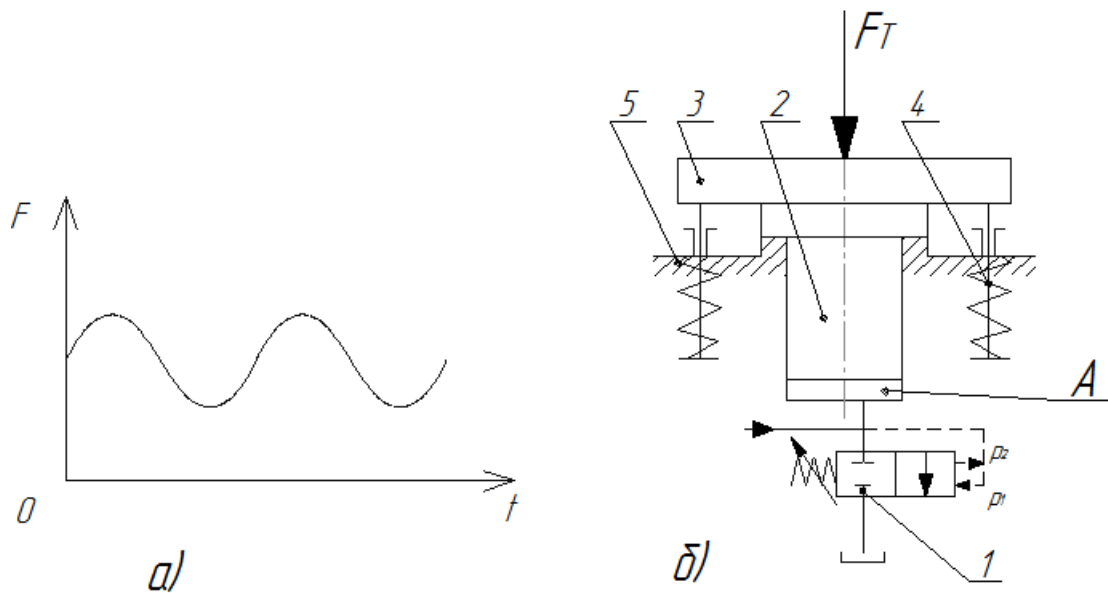


Рис. 2.2. Режим навантаження вантажонесучого органу (платформи кузова) і схема привода для реалізації цього процесу: а) – закон руху вантажонесучого органу (платформи кузова); б) – принципова схема гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів

Розширення області застосування спеціального обладнання з гідроімпульсним приводом можливе шляхом створення конструкцій машин з урахуванням конкретних технологічних задач [59, 112].

Зміну транспортабельності вантажу з кузова при розвантажуванні, залежно від вмісту води, слід враховувати особливо в тих умовах, коли установки розташовуються на відкритому повітрі і стан погоди може в широких межах змінювати вологість вантажів, що транспортуються. Вологість багато в чому визначає ефективність роботи вібророзвантажувальної установки в таких умовах.

Дослідження залежності швидкості розвантажування марганцевої окисної руди [10, 25], що відрізняється високою клейкістю у вологому стані, від вологості і параметрів режиму прямолінійних гармонічних і бігармонічних коливань показали, що при вологості руди, яка не перевищує 10 %, істотної різниці в швидкостях транспортування в режимі гармонічних і бігармонічних коливань не спостерігається. При вищій вологості швидкість розвантажування в режимі гармонічних коливань починає падати, а при вологості 20 % вібраційне переміщення практично припиняється. При вологості 10...12 % в процесі транспортування виникає тенденція до ущільнення шару переміщуваного вантажу. При вологості 15 % після проходження

марганцевої руди на вантажонесучому органі залишається мокрий липкий шар, що до певної міри збільшує опір скиданню.

При бігармонічних коливаннях навіть при 12 % вологості марганцева окисна руда зберігає практично ту ж швидкість розвантажування, що і при 2 % вологості. При 15 % вологості швидкість розвантажування мало змінюється. Зниження швидкості очищення в режимі бігармонічних коливань починається при вологості руди 18...20 %, проте і при цьому процес розвантажування не припиняється. Що стосується налипання руди на поверхню вантажонесучого органу, то це явище відсутнє аж до вологості 17 %. При вологості понад 20 % спостерігається налипання окремих, найбільш липких шматків, що затримує рух всієї маси.

Малу ефективність гармонічних коливань в запобіганні налипанню вантажу, що розвантажується, можна пояснити симетрією виникаючих інерційних зусиль. Тому, якщо вантаж, що розвантажується, міцно прилип до транспортуючої поверхні і за один цикл коливань не відривається від вантажонесучого органу, багатоциклічне прикладення зусиль виявляється неефективним. Тому що при гармонічних коливаннях унаслідок симетричності динамічних зусиль вплив зусиль, що відривають вантаж, які діють протягом напівциклу, впродовж другого напівциклу компенсується протилежно направленими силами.

Якщо при асиметричних бігармонічних коливаннях більше зусилля направлене на відрив вантажу від вантажонесучого органу, то при багатоциклічній дії відбувається збільшення бажаного ефекту. Тому тривала дія асиметричних коливань сприяє відриву налиплого вантажу.

З метою встановлення оптимальних параметрів бігармонічних коливань, що забезпечують ефективно вібророзвантажування дрібнодисперсних вантажів, досліджувався вплив зрушення фаз між першою і другою гармоніками на швидкість очищення при різних співвідношеннях амплітуд і частот. Результати експерименту [10, 25] показують, що швидкість очищення істотно залежить від зрушення фаз між гармоніками і в дослідженому діапазоні амплітуд і частот коливань максимальні значення досягаються при зрушенні фаз  $90^\circ$ . Для вищих частот коливань цей оптимум різкіше виражений. При збільшенні співвідношення

амплітуд від 1,5 до 2,5 спостерігається значний приріст швидкості. Далі це збільшення менш істотне, що зв'язане, мабуть, із зменшенням ефективності дії другої гармоніки.

Залежність швидкості розвантажування різних вантажів від товщини шару при різних режимах роботи вібраційної розвантажувальної машини детально досліджена в [80]. Товщина шару діє в більшості випадків однозначно — знижує швидкість очищення. Виключення складає лише випадок розвантажування вантажів з округлими частинками, коли найменша швидкість транспортування встановлюється при переміщенні моношару. Це пояснюється тим, що через округлу форму окремі частинки в моношарі перекочуються; тертя ковзання замінюється тертям кочення, що порушує передачу енергії від вантажонесучого органу вантажу, що розвантажується.

При переході до режиму з підкиданням збільшення частоти спричиняє за собою інтенсивніше зростання швидкості очищення [19, 95]. Проте інтенсивне зростання швидкості очищення відбувається тільки в обмеженому діапазоні частот, тим більше вузькому, чим більша амплітуда коливань. Подальше збільшення частоти коливань спочатку викликає лише незначний приріст швидкості очищення, а потім відбувається навіть її зменшення.

При цьому спостерігається нестійкий процес очищення, пов'язаний з порушенням умов передачі енергії від робочого органу до переміщуваного середовища.

Таким чином, для досягнення максимальних швидкостей розвантажування сипучих вантажів слід працювати на якомога більшій амплітуді, приймаючи такі частоти коливань і кути вібрації, які забезпечують отримання бажаної швидкості розвантажування [102].

Для вантажів, що примерзли, слід застосовувати ударні імпульси (рис. 2.3а) для розпушування і ліквідації примерзання вантажу до стінок кузова автомобіля-самоскида.

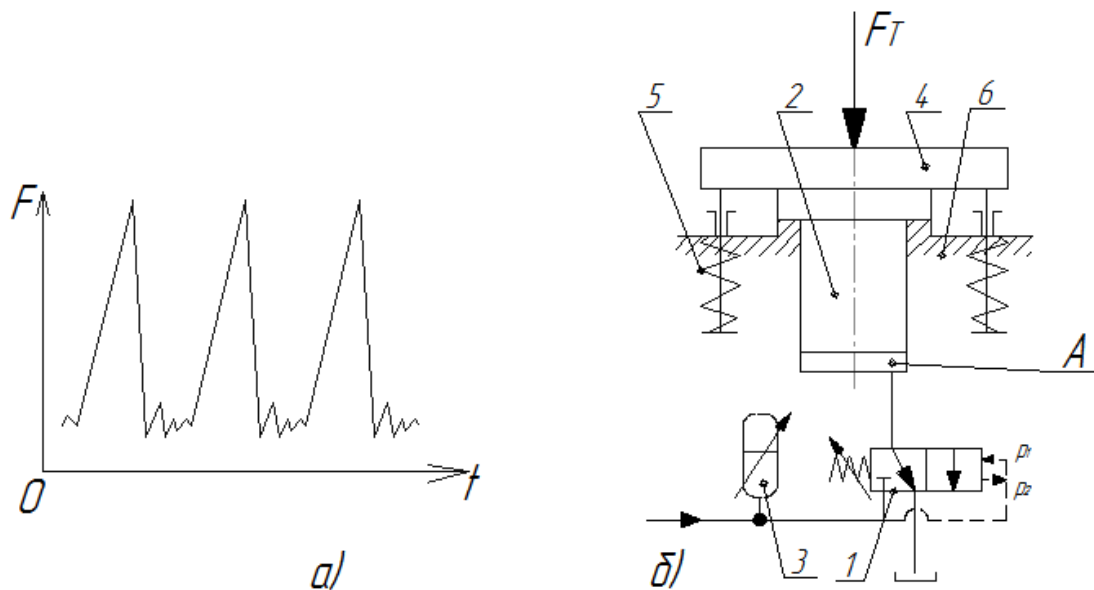


Рис. 2.3. Режим навантаження вантажонесучого органу (платформи кузова) і схема привода для реалізації цього процесу: а) – закон руху вантажонесучого органу (платформи кузова); б) – принципова схема гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів

Для розробки віброударного обладнання при проектуванні і виборі принципової схеми машини для прикладення ударних імпульсів доцільно використовувати гідроімпульсні приводи, побудовані за схемою «на вході» (див. рис. 2.3б) [13, 33, 59, 112].

Гідроімпульсний привод, побудований за цією схемою, оснащується трилінійним (триходовим) ГП 1, установленим по відношенню до гідродвигуна 2 за схемою «на вході». Така схема ГП вимагає наявності в напірній гідролінії циклового гідроаккумулятора 3, який акумулює енергію тільки на один робочий (прямий) хід плунжера гідродвигуна 2. Зазвичай гідроаккумулятор 3 з'єднується через ГП 1 з порожниною  $A$  гідродвигуна короткою гідролінією з малим гідравлічним опором. Середня витрата  $Q_a$  енергоносія під час розрядки гідроаккумулятора 3 може перевищувати подачу гідронасоса  $Q_H$  гідросистеми привода в декілька разів, що ілюструється простою залежністю

$$Q_a = \Delta W_a / t_B, \quad (2.2)$$

де  $\Delta W_a$  – об'єм енергоносія, що подається гідроаккумулятором 1 в порожнину  $A$  за час  $t_B$  відкриття ГП 1, який складає  $(0,25 \dots 0,33) \cdot T$ , де  $T$  – період коливань запірною елемента другого каскаду ГП 1.

Зважаючи на малий об'єм порожнини  $A$  гідродвигуна 2 і значну величину  $Q_a$ , передній фронт імпульсу тиску в порожнині  $A$  має високу крутизну, з якою, внаслідок невеликого гідравлічного опору зливної гідролінії, сумірна крутизна заднього фронту імпульсу тиску. Таким чином, в порожнині  $A$  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 «на вході» (рис. 2.2б) визначається подачею  $\Delta W_a$ . Нехтуючи переміщенням станини 6 та рухом виконавчої ланки 4 за інерцією, амплітуду  $H_{ГД}$  можна оцінити за простою залежністю

$$H_{\ddot{A}\ddot{A}} = \Delta W_a / f_{\ddot{e}} , \quad (2.3)$$

де  $f_{пл}$  – площа поперечного перерізу плунжера гідродвигуна 2.

Регулювати амплітуду і частоту вібрацій в цьому типіві гідроімпульсного привода можна такими ж способами, що описані для схеми «на виході» рис. 2,2б, а також зміною подачі енергоносія гідроаккумулятором 3.

В порівнянні із схемою на рис. 2.2б схема на рис. 2,3б гідроімпульсного привода конструктивно більш складна, оскільки потребує наявності циклового гідроаккумулятора. За завищеного об'єму гідроаккумулятора 3 і великих сил опору рухові виконавчої ланки 4 можуть мати місце відмови ГП 1 через те, що тиск в порожнині  $A$  за час прямого ходу плунжера гідродвигуна 2 не встигає зменшитись до величини  $p_r = p_2$ , що робить неможливим повернення запірних елементів ГП 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 лінію. Тому під час проектування гідроімпульсних приводів з установкою ГП за схемою «на вході» особлива увага приділяється вибору конструкції циклового гідроаккумулятора і визначенню можливих меж зміни сил опору рухові виконавчої ланки вібраційної машини [59].

## 2.2. Розробка гідроімпульсного привода віброударного пристрою автомобіля-самоскида

Розглянувши режими розвантаження для сипучих вантажів (див. рис. 2.2а), була розроблена така принципова конструкція розвантажувального пристрою.

Для вібраційного режиму розвантаження дрібнодисперсних вантажів, а також таких, які у вологому стані налипають на вібраційний вантажонесучий орган транспортуючої машини, при застосуванні бігармонічних режимів коливань, запропоновано використовувати базовий гідропривод автомобіля-самоскида рис. 2.4, в якому за рахунок створення в додатковому робочому гідроциліндрі 5 пульсуючого тиску за допомогою спеціального віброзбуджувача або клапана-пульсатора, досягається можливість створення вібрацій кузова-самоскида, що приводить до одночасного його очищення і розвантажування [53, 87].

Пристрій вібраційного розвантажувача на рис. 2.4 працює таким чином. Коли кузов 16 автомобіля-самоскида розвантажується, робоча рідина під тиском надходить в робочу порожнину гідроциліндра 5 по магістралі 7 від напірної лінії 6, до якої підключений розподільний пристрій – кульковий однокаскадний клапан-пульсатор. Клапан-пульсатор періодично при досягненні заданого тиску, визначеного за розрахунковим значенням робочого зусилля плунжера 3 гідроциліндра 5, з'єднує напірну магістраль 6 зі зливом 13.

Таким чином, у робочій порожнині гідроциліндра 5 амплітудне значення тиску рідини змінюється із визначеною періодичністю (частотою) від мінімального до максимального значення. У проміжок часу, коли кульковий клапан 14 закритий і напірна лінія відділена від лінії зливу, насос подає робочу рідину під тиском в робочу порожнину гідроциліндра 5. Під дією тиску рідини плунжер 3, з'єднаний з телескопічним гідроциліндром 1, переміщується відносно опори – корпусу гідроциліндра 5. Напірна лінія 6 з'єднується з лінією зливу 13 в момент, коли тиск робочої рідини в напірній лінії досягає максимального значення і спрацьовує клапан-пульсатор 14. Коли тиск в гідросистемі зменшується до тиску закриття, пружини 18 повертають плунжер у вихідне положення. У результаті закриття



кулькового клапана-пульсатора 14 напірна лінія 6 від'єднується від зливної лінії 13, система переходить у попереднє положення і робочий цикл повторюється.

Принцип дії віброзбуджувача, що входить у цей запропонований пристрій гідропривода вібраційного розвантажувача автомобіля-самоскида, оснований на миттєвому збільшенні зусилля  $P_{н1}$  відкриття його рухомого запірнього елемента у виді кульки, яке створюється тиском  $p_1$  на площі підйому  $S_{п1}$  ( $P_{н1}=p_1 \cdot S_{п1}$ ), до величини  $P_{н2}$  ( $P_{н2} > P_{н1}$ ). Це збільшення відбувається за рахунок ступінчастої зміни площі підйому від  $S_{п1}$  до  $S_{п2}$  ( $S_{п2} > S_{п1}$ ) в момент порушення герметизації посадки запірнього елемента в сідло. Зусилля  $P_{н2}=p_1 \cdot S_{п2}$  перевищує зусилля налагодження пружини  $P_{пр}=P_{н1}$ , що притискає запірний елемент клапана до сідла гідроциліндра у вихідному положенні і може утримувати його у відкритому стані, забезпечуючи доступ рідини із напірної лінії на злив на протязі часу падіння тиску в гідросистемі до величини  $p_2$ . При цьому тискові зусилля на запірньому елементі зменшаться до значення  $P_{н1}=p_2 \cdot S_{п2}$  і пружина 11 зможе повернути його у вихідне положення, притиснувши до сідла.

Миттєве збільшення зусилля відкриття  $P_{н1}$  запірнього елемента до  $P_{н2}$  при ступінчастому збільшенні площі підйому від  $S_{п1}$  до  $S_{п2}$  забезпечує герметизуюче перекриття  $h_0$ , завдяки якому тиск в гідросистемі в момент порушення герметизації посадки запірнього елемента на сідло лишається незмінним ( $p \approx p_1$ ) при його осьовому зміщенні на величину  $h \leq h_0$ . Принцип дії таких віброзбуджувачів гідроімпульсного привода наглядно ілюструють типові графіки зміни їх основних параметрів, побудовані на основі відповідних осцилограм (рис. 2.2а, та рис. 2.3а), отриманих при проведенні експериментальних досліджень [19, 80].

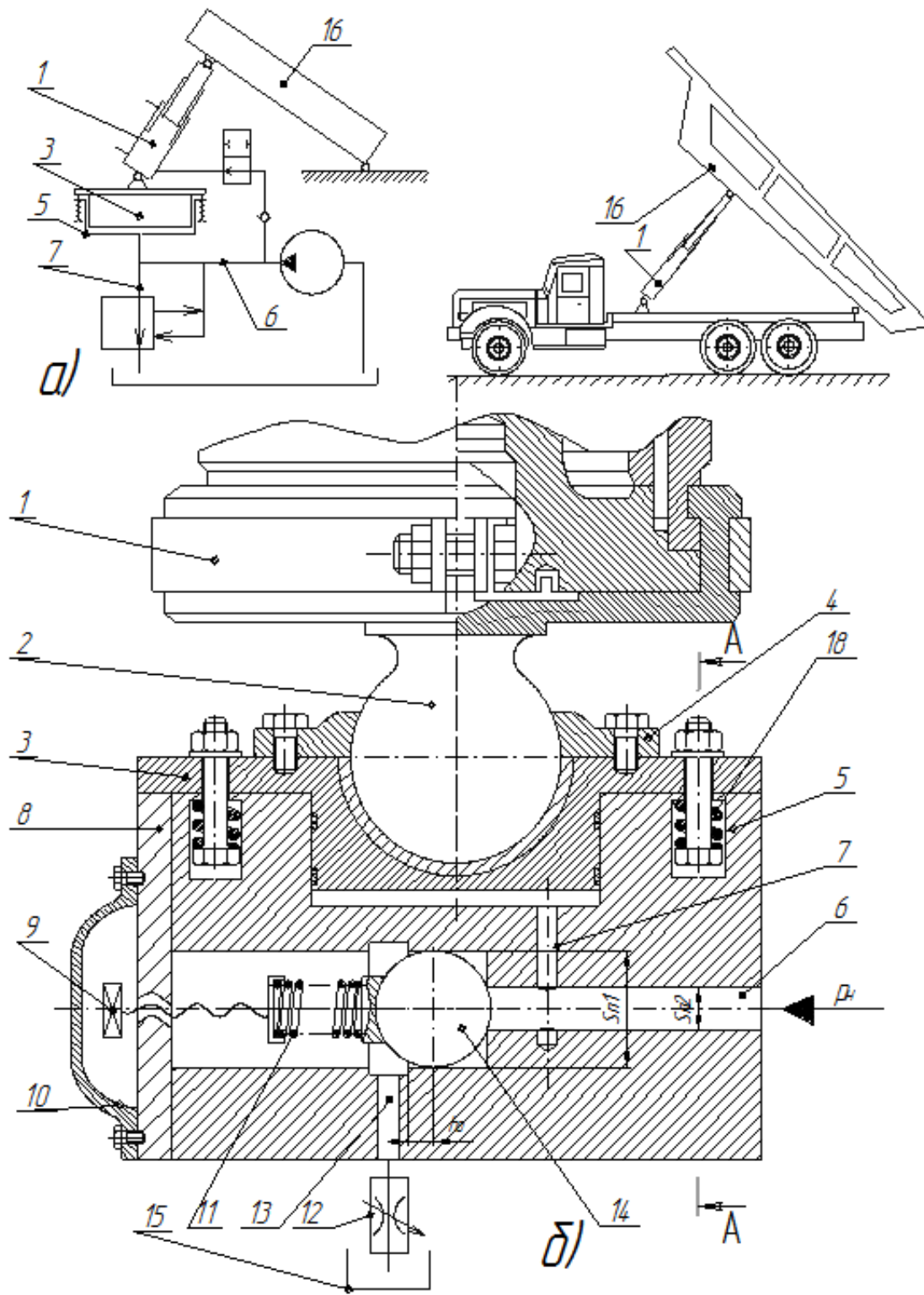


Рис. 2.4. Гідроімпульсний привод віброударного пристрою автомобіля-самоскида:  
 а) – схематичне розташування вузлів привода; б) – конструктивна схема  
 вмонтованого клапана-пульсатора

### 2.3. Розробка гідроімпульсного привода віброударного пристрою розвантажувача кузова автомобіля-самоскида

В основу другої розробки, для розвантаження примерзлих вантажів, покладена ідея використання додаткових корисних віброударних збуджень в процесі розвантаження кузова причіпа-самоскида трактора для його очищення від примерзлих вантажів [50]. З цією метою до кузова 2 (рис. 2.5а) кріпиться спеціальний гідравлічний віброударний пристрій 1, який живиться від гідросистеми підйому кузова автомобіля-самоскида і в цьому випадку суттєво не змінюється (рис. 2.5б).

Конструктивна схема гідроімпульсного привода віброударного пристрою наведена на рис. 2.6. Корпус 1 пристрою кріпиться на зовнішній стороні кузова в залежності від його конструкції та типу вантажу. Ударний бойок 5 пристрою притиснутий пружиною 4 до заплечиків внутрішньої розточки корпуса 1, який одночасно виконує функції робочого гідроциліндра.

Пристрій працює таким чином. Робоча рідина під тиском через напірні гідролінії 7 надходить в підпоршневу порожнину  $a$  поршня-золотника 12, в якому у свою чергу із перекриттям  $h$  розміщене самовстановлююче сідло 8. Під дією тиску  $p$  рідини на робочу площу  $S_1$  поршня-золотника 12 утворюється сила  $pS_1$ , яка змушує поршень-золотник 12 переміщуватись вгору, стискаючи контактну пружину 6 жорсткістю  $k$  до змикання її витків, а самовстановлююче сідло 8 залишається на місці. Причому жорсткість контактної пружини 6 вибирається із умови  $k < \frac{pS_1}{h}$ , де  $p$  – тиск налагодження спрацювання клапана. Далі поршень-золотник 12 переміщується разом з ударним бойком 5 відносно самовстановлюючого сідла 8 до тих пір, доки не пройде перекриття  $h_1$  і не з'єднає порожнини  $a$  і  $b$  із зливними гідролініями 11.

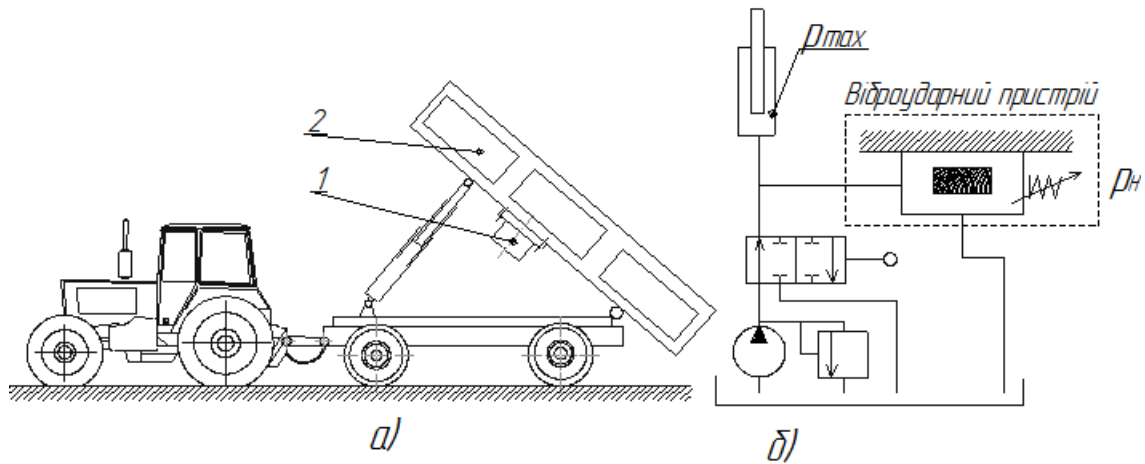


Рис. 2.5. Варіант гідроімпульсного привода віброударного пристрою:  
 а) – до кузова причіпа-самоскида 2; б) – схема його підключення до гідросистеми трактора

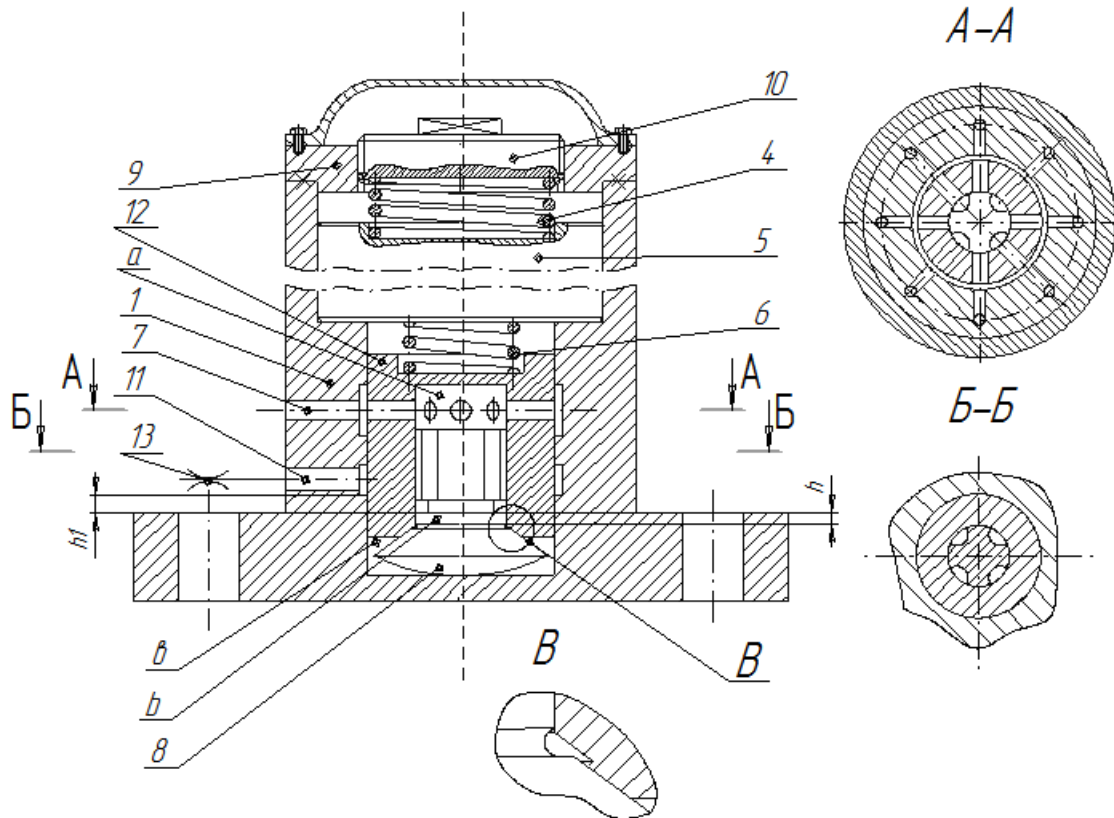


Рис. 2.6. Конструктивна схема гідроімпульсного привода віброударного пристрою розвантажувача причіпа-самоскида

При з'єднанні порожнин *a* і *b* у останній імпульсно зростає тиск та підтримується за рахунок перепаду тиску на дроселі 13. Під дією імпульсу тиску здійснюється спільний підйом ударного бойка 5 і

поршня-золотника 12 та стискання пружини 4. В цей час порожнина  $b$  з'єднується із зливними гідролініями 11. Робоча рідина витікає із порожнин  $b$  і  $a$  гідроциліндра 1, відбувається падіння тиску і силова пружина 4 починає розпрямлятися за рахунок накопиченої енергії пружної деформації. При цьому ударний бойок 5 ударяється по заплечиках гідроциліндра 1, який в свою чергу є ковалдею, тобто відбувається удар. Відповідно повертається у вихідне положення поршень-золотник 12 і перекриває доступ рідини з порожнини  $a$  в порожнину  $b$ , тобто від'єднує зливні гідролінії 11 від напірних гідроліній 7, залишок рідини у підпоршневій порожнині  $b$  зменшує удар поршня-золотника 12 в місті контакту фасок за рахунок демпфування. Система переходить у вихідне положення і робочий цикл повторюється.

#### **2.4. Розробка універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором**

Вищевказані розроблені конструкції розвантажувальних пристроїв, що використовуються в якості навісного автотранспортного обладнання, у зв'язку із роботою на певних визначених режимах обмежуються застосуванням кліматичними умовами і призначені для окремих видів вантажів.

З метою створення розвантажувального пристрою для широкого спектра застосування на базі розглянутих вище конструкцій була розроблена конструкція універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою [88], яка задовольняє вимоги як до параметрів розвантаження різних видів вантажів (бігармонічні коливання та ударні імпульси [50, 87]), так і до технічних і конструктивних параметрів гідравлічних навісних пристроїв.

В основу розробки покладено задачу створення ефективного вібраційного і віброударного пристрою для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів, що живиться від гідросистеми автомобіля-самоскида і має можливість дистанційного незалежного регулювання режимів роботи розвантаження цього пристрою (бігармонічні коливання та ударні імпульси), за рахунок створення в робочому гідроциліндрі пульсуючого тиску спеціальним клапаном-

пульсатором. Зворотно-поступальний рух змінних інерційних мас створює вібрації, які передаються кузову автомобіля-самоскида із вантажем, що приводить до одночасної очистки і розвантаження кузова.

Конструктивна схема вібраційного і віброударного пристрою для розвантаження і очищення кузова самоскида наведена на рис. 2.7 [13]. Пристрій містить гідроциліндр 2, в якому розміщений плунжер 1, що закріплений на кузові автомобіля-самоскида 33 і утворює порожнину 28. У свою чергу плунжер 1 притиснений силовою пружиною 3, яка другим своїм кінцем з'єднана з кришкою 4, яка закріплена болтами 5 з гідроциліндром 2, до якого закріплені змінні інерційні маси 6. У середині плунжера 1 вмонтований двокаскадний елемент керування зворотно-поступальними рухами гідроциліндра 2 у вигляді клапана-пульсатора, який складається із клапана другого каскаду 7, що з'єднаний контактною пружиною 8 із штовхачем 9, в якому виконаний дросельний отвір 29 з можливістю автоматичного перекривання, і робочою пружиною 34 із клапанним корпусом 11, і через робочу порожнину 30 з'єднаний із керуючим кульковим клапаном першого каскаду 10 у середині клапанного корпусу 11. У свою чергу між клапаном другого каскаду 7, керуючим кульковим клапаном першого каскаду 10 і штовхачем 9 утворена порожнина 30. А між штовхачем 9 і клапаном другого каскаду 7 утворена порожнина 31. Керуючий кульковий клапан першого каскаду 10 через регульовальну пружину 12 з'єднаний із гідравлічно-керуючим плунжером 13. До клапанного корпусу 11 приєднана проставка 15, у якій з'єднувальними гідролініями 20 сполучені робочі порожнини 32 і 25, в якій розміщений гвинт дистанційного керування 23, який через гвинтове з'єднання закріплений у кришці 24, яка закріплена у плунжері 1. Проставка 15 у свою чергу закріплена кришкою 16. Також у плунжері 1 виконані напірна гідролінія 22, яка з'єднана із гідронасосом 17 через вентиль 21 і з'єднана із з'єднувальними гідролініями 20 через зворотний клапан 19. Манометр 18 служить для контролю тиску в напірній гідролінії 22 і в з'єднувальній гідролінії 20. Також у плунжері 1 виконана зливна гідролінія 26, що з'єднана збаком 27. Посадочне місце для удару гідроциліндра 2 по плунжеру 1 може бути виконане у вигляді проставок 14,

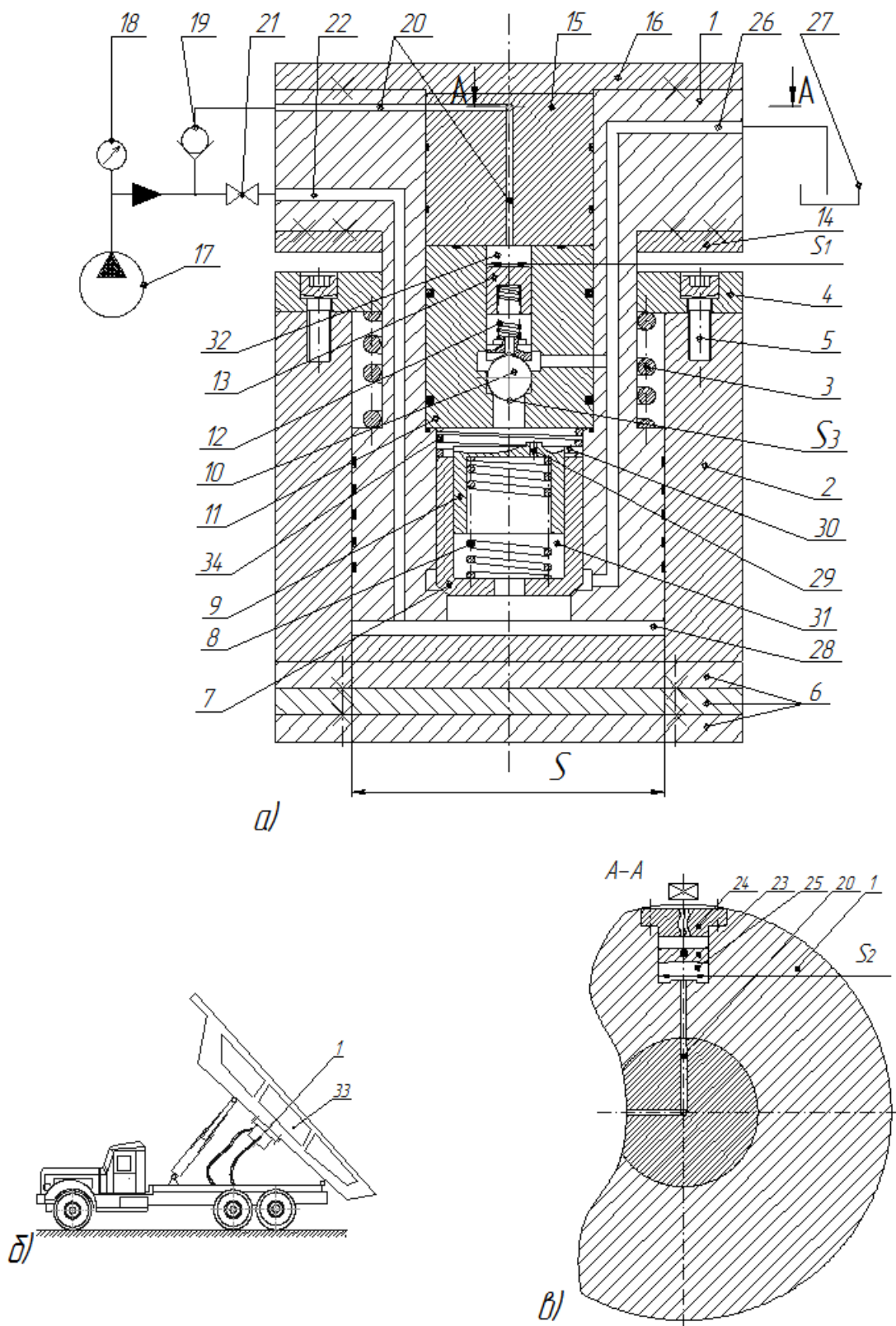


Рис. 2.7. Гідроімпульсний привод віброударного пристрою для розвантаження і

очищення кузова самоскида: а) – конструктивна схема віброударного пристрою для розвантаження; б) – схема розташування пристрою; в) – розріз по А-А

які закріплені до плунжера 1, жорсткість яких змінюється в залежності від режиму роботи.

Пристрій працює таким чином.

Перед початком роботи пристрою клапан 21 перекривається і робоча рідина подається гідронасосом 17 через з'єднувальні гідролінії 20 в робочі порожнини 32 і 25, до визначеного тиску, що контролюється манометром 18. Після досягнення визначеного тиску в з'єднувальних гідролініях 20 відкривається клапан 21 і робоча рідина через напірні гідролінії 22 подається в порожнину 28, що сполучається з проміжною порожниною 31 клапана другого каскаду 7, а через дросельний отвір 29, виконаний у днищі штопача 9, в порожнину 31.

Під дією тиску рідини в порожнині 28 на нижню поверхню площини  $S$  гідроциліндра 2 утворюється сила, яка змушує гідроциліндр 2 переміщуватись, стискаючи силову пружину 3, через кришку 4, що з'єднана болтами 5. У свою чергу під дією тиску рідини на нижню основу  $S_3$  керуючого кулькового клапана першого каскаду 10 утворюється сила, яка заставляє керуючий кульковий клапан першого каскаду 10 переміщуватись вгору, стискаючи регульовальну пружину 12, яка другим кінцем з'єднана з гідравлічно-керуючим плунжером 13. Причому зусилля в пружині 12 регулюється силою притискання гідравлічно-керуючим плунжером 13, що виникає під дією тиску в робочій порожнині 32 на площину  $S_1$  гідравлічно-керуючим плунжером 13, який передається через з'єднувальні лінії 20 з робочої порожнини 25 гвинтом дистанційного керування 23, який проходить через гвинтове з'єднання в кришці 24, площа основи гвинта дистанційного керування 23 якого  $S_2$ , причому  $S_2 < S_1$  для того, щоб зусилля, що прикладається до гвинта дистанційного керування 23, було меншим за зусилля, що стискає регульовальну пружину 12, оскільки тиск в робочих порожнинах 32 і 25 однаковий. Тиском рідини в порожнині 30 відкривається керуючий кульковий клапан першого каскаду 10 і утримується у відкритому положенні за рахунок перепаду тиску, який створюється дросельним отвором 29 між порожнинами 30 і 31 і забезпечує відкриття клапана другого каскаду 7



і з'єднання порожнини 28 із баком 27 через зливну гідролінію 26. По мірі витікання робочої рідини з порожнини 28 відбувається падіння тиску робочої рідини в порожнині 28 між гідроциліндром 2 і плунжером 1, силова пружина 3 починає розпрямлятися за рахунок накопиченої енергії пружної деформації. При цьому гідроциліндр 2 із закріпленими інерційними масами 6 в нижній основі гідроциліндра 2 вдаряється кришкою 4, що з'єднана з гідроциліндром 2 через болти 5, по проставці 14, які закріплені до плунжера 1, тобто відбувається удар, який передається кузову автомобіля-самоскида 33. Відповідно повертається у вихідне положення гідроциліндр 2. Клапан другого каскаду 7 повертається у вихідне положення і від'єднує зливну гідролінію 26 від напірної гідролінії 22, відповідно штовхач 9 і керуючий кульковий клапан першого каскаду 10 також повертаються у вихідне положення. Система переходить у вихідне положення.

При аналізі і оцінці гідроімпульсних приводів віброударних пристроїв розвантажувачів кузовів автомобілів критеріями оцінки були експлуатаційна надійність, простота і технологічність їх виготовлення, ремонтоздатність.

Найбільш ефективним рішенням при розробці простого і експлуатаційно надійного гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження і очищення кузова самоскида стало застосування гідравлічного віброзбуджувача із клапанним розподіленням. Застосування клапана замість золотника знижує необхідний клас точності виготовлення, при його застосуванні можна отримати більш високий діапазон частот роботи внаслідок малого ходу герметизуючого елемента (клапана).

У визначених умовах експлуатації відносна стійкість пари «сідло-запірний орган» трохи нижча золотникової через наявність співударяючих частин, що, крім зниження стійкості, призводить до підвищення рівня шуму.

Аналіз відомих конструкцій гідравлічних віброзбуджувачів із клапанним розподіленням показує, що найбільш перспективними є віброзбуджувачі у вигляді клапанів-пульсаторів, оригінальність конструкцій яких визначена принципово новою функціональною схемою.

Створення більш простих і високонадійних гідроімпульсних приводів віброударних пристроїв із малою вартістю їх виготовлення і

підвищеною ремонтпридатністю викликає необхідність проведення спеціальних теоретичних і експериментальних досліджень.

Гідроприводи циклічної дії відрізняються особливим характером роботи, який заключається в надмірному створенні значних перепадів тиску при змінних швидкостях потоку. Тому слід чекати зміни в значних межах інтенсивності насичення робочої рідини повітрям, що потребує уточнення динамічного значення гідравлічної жорсткості їх робочого середовища.

У процесі розробки та дослідження нового гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів виникла проблема розв'язання таких задач:

- розробка принципів схем і математичних моделей декількох варіантів гідроприводів, що відображають взаємозв'язок робочих і експлуатаційних параметрів привода;

- розробка математичної моделі вібраційного високочастотного пристрою для розвантаження і очищення кузова самоскида, що відображає взаємозв'язок конструктивних параметрів двокаскадного клапана-пульсатора і робочих параметрів гідросистеми;

- розробка методики вибору оптимальних параметрів конструктивних елементів вібраційного гідропривода з метою отримання заданої технологічної характеристики процесу навантаження, а також перевірка адекватності математичної моделі реальному процесу;

- теоретичні дослідження впливу робочих параметрів гідросистеми і експлуатаційних параметрів привода на динаміку клапана пульсатора;

- експериментальне дослідження динамічного модуля об'ємної пружності рідини гідросистеми з двокаскадним клапана-пульсатора, а також експериментальна перевірка теоретичних досліджень.

### **3. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРОУДАРНОГО ПРИВОДА ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Метою теоретичних досліджень є розробка на основі структурно-розрахункової схеми гідроімпульсного привода віброударного пристрою динамічної (фізичної) та математичної моделей привода і обґрунтування на основі їх аналізу та дослідження методики розрахунку і проектування віброударного пристрою.

#### **3.1. Розробка структурно-розрахункової схеми гідроімпульсного привода віброударного пристрою**

Теоретичне дослідження роботи гідроімпульсного привода ідеалізованої технологічної ВМ (наприклад, гідроімпульсний привод віброударного пристрою) з однокоординатним рухом виконавчої ланки, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором, доцільно розпочати з розгляду структурно-розрахункової схеми привода і прийняття загальних положень та основних припущень (рис. 3.1) [28, 56].

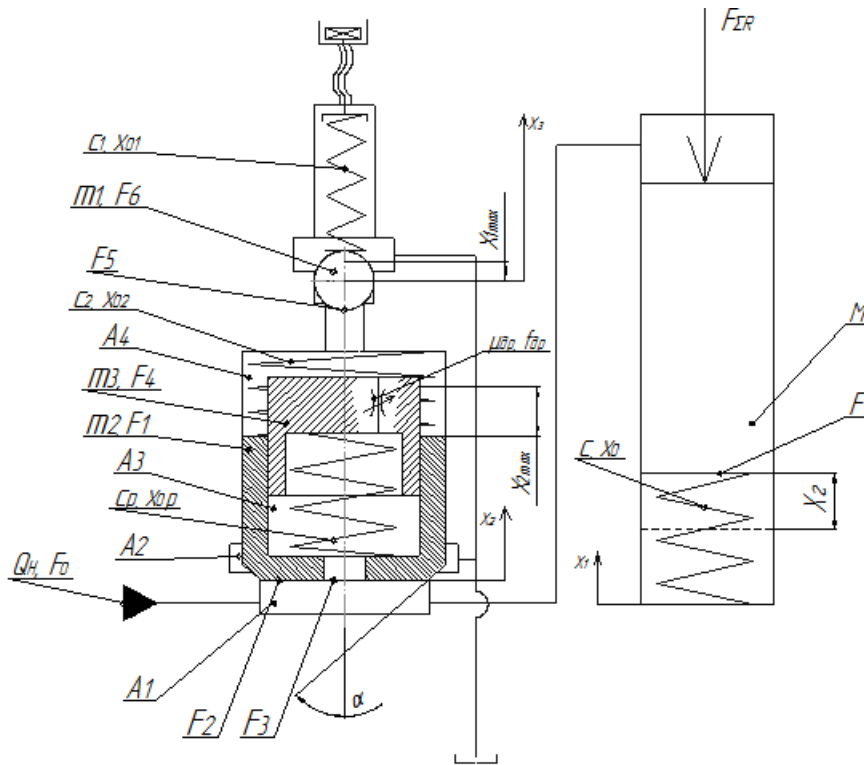


Рис. 3.1. Структурно-розрахункова схема універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором

Гідроімпульсний привід віброударного пристрою складається із гідроциліндра і інерційних мас масою  $M$ , який підпружений силовою пружиною жорсткістю  $C$  з плунжером, площа поверхні якого дорівнює  $F$ .

Двокаскадний клапан-пульсатор, який вмонтований в плунжер, складається із клапана першого каскаду, запірний елемент якого має масу  $m_2$ , що конструктивно виконаний у вигляді конусного клапана, і навантажений регулювальною пружиною (жорсткість якої  $C_2$ ), регулятора тиску відкриття та другого каскаду у вигляді клапана з формою урізаного конуса масою  $m_1$ , який з'єднаний через пружину (жорсткість якої  $C_1$ ) штовхачем масою  $m_2$  з клапаном першого каскаду. В основі штовхача зроблений дросельний отвір площею поперечного перерізу  $f_{др}$ .

При розробці математичних моделей гідропривода циклічної дії приймаємо низку загальноприйнятих припущень [1, 23, 42, 72, 101, 117], що не зачіпають якісної сторони характеристик приводів, але спрощують їх аналіз.

1. Довжини каналів напірних і зливних магістралей відносно малі, що в поєднанні з великою площею перерізу дозволяє не враховувати

втрати тиску на тертя в них, оскільки ці втрати незначні в порівнянні з втратами на місцевих опорах.

2. Прийнята невелика довжина напірних каналів дає можливість не враховувати хвильові процеси, а обмежитись лише перевірою розрахунком за таблицями і монографіями [20]. Показником, який характеризує наявність хвильових процесів, може служити перша резонансна частота гідролінії, що визначається приблизно за формулою [42] в Гц:  $f = 300/l$ , де  $l$  – довжина гідролінії в метрах.

3. Сили сухого тертя в розрахунок не приймаються у зв'язку з їх незначними величинами в порівнянні з іншими силами.

4. Режим течії через дросельні отвори – турбулентний із значенням  $Re \gg 10^4$  при  $Re_{кр} \approx (100 \dots 200) \cdot 10^2$ .

5. Температурний режим робочої рідини забезпечує незначну зміну її в'язкості і чисел Рейнольдса.

6. Величина коефіцієнта стиснення (податливості) робочої рідини змінюється на незначну величину і без особливої похибки можна рахувати її постійною.

Як показали досліди [56], коефіцієнт стиснення (податливості) робочої рідини є величиною змінною, яка залежить від тиску. Найбільш суттєво змінюється коефіцієнт стиснення (податливості) робочої рідини при тиску до 3 МПа. Нелінійна залежність коефіцієнта стиснення (податливості) робочої рідини від тиску в деяких межах зміни останнього може бути лінеаризована:

$$\beta = \beta_0(1 - \alpha p_0) = \frac{1}{E_0}(1 - \alpha p_0),$$

де  $\beta_0$  – початкове значення коефіцієнта стиснення робочої рідини;  $E_0$  – початкове значення об'ємного модуля пружності робочої рідини;  $\alpha$  – коефіцієнт, що враховує зміну стиснення робочої рідини в залежності від зміни тиску, 1/Па.

У відповідності до експериментальних даних при зміні тиску  $p_0$  від 0,3 до 3 МПа коефіцієнт стиснення робочої рідини

$$\beta = 2 \cdot 10^{-9}(1 - 0,03 p_0).$$

При тиску, більшому 3 МПа,  $\beta \approx 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}$  (рис. 3.2).

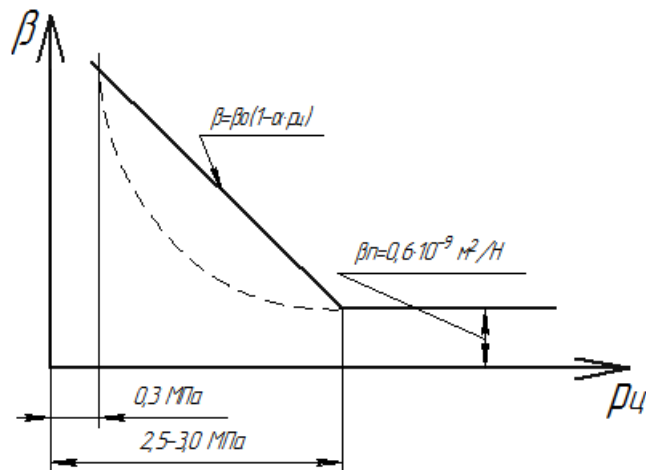


Рис. 3.2. Залежність коефіцієнта стиснення робочої рідини від тиску

7. Перехідний процес, що виникає в момент контакту клапана другого каскаду із сідлом (ударна дія), не проявляє суттєвого впливу на вихідні параметри системи, що підтверджено теоретичними дослідженнями в роботі [81], де розглядався вплив перехідного процесу в момент контакту затвора зворотнього клапана із штовхачем і сідлом.

Було виявлено, що в результаті відскоку затвора і наступних його ударів в системі мав місце затухаючий високочастотний процес із частотою 250...500 Гц, але якого-небудь помітного впливу на вихідні параметри системи (тиск, потоки рідини, швидкості переміщення робочих органів) і динаміки удару затвора по його сідлу не спостерігалось.

Під час побудови динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода віброударного пристрою важливе місце займає вибір моделі енергоносія. Зазвичай режими вібронавантаження гідроімпульсних технологічних машин характеризуються відносно малими амплітудами і високими частотами вібрацій [21, 22, 113]. Такі режими може забезпечити гідроімпульсний привод, гідросистема якого має високу зведену жорсткість, яка реалізується за малих об'ємів напірних гідроліній і робочої порожнини. За таких умов доцільно прийняти «пружно-зосереджену» модель енергоносія [22, 48, 85, 113], нехтуючи масою рідини в напірному об'ємі, а гідравлічну ланку привода представити у вигляді в'язко-пружної моделі (тіло Кельвіна-Фойта), складеної з паралельно з'єднаних безінерційних пружного  $k_0$  та дисипативного  $c_0$  елементів [73, 85]. 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).

Принцип роботи пристрою такий.

У вихідному положенні клапан другого каскаду відділяє порожнину  $A_1$  об'ємом  $V_1$  від порожнини  $A_2$  об'ємом  $V_2$ . Відбувається ріст тиску  $p_1(t)$  в гідросистемі і зміщення гідроциліндра з інерційними масами. Ріст тиску відбувається до величини, поки зусилля тиску рідини на площу  $F_5$  клапана першого каскаду не подолає зусилля настройки регулювальної пружини клапана першого каскаду, тобто:

$$p_1(t)F_5 = p_4(t) > c_1x_{10}, \quad (3.1)$$

де  $x_{10}$  – відрегульований натяг пружини клапана першого каскаду.

Після виконання умови (3.1) клапан першого каскаду з'єднає напірну гідролінію зі зливною, відбувається рух рідини, й через наявності дросельного отвору в днищі штовхача клапана другого каскаду тиск в порожнині  $A_4$  змінюється до величини  $p_4$ . Відповідно клапан першого каскаду зміщується вгору на величину  $\Delta h$ . Оскільки відбувається рух робочої рідини, то через наявність дросельного отвору в днищі штовхача клапана другого каскаду змінюється тиск в порожнинах  $A_3$  і  $A_4$ , тобто  $p_4(t) < p_3(t)$ .

При досягненні в порожнинах  $A_1$  і  $A_3$  відповідного тиску, коли виконується умова

$$p_1(t)F_1 - p_3(t)F_3 - p_4F_1(t) > c_2x_{02}, \quad (3.2)$$

де  $x_{02}$  – попередній натяг пружини клапана другого каскаду, відбувається відкриття клапана другого каскаду. У результаті миттєвого збільшення площини ( $F_1 > F_2$ ), на яку діє тиск рідини  $p_2(t)$ , клапан другого каскаду миттєво зміститься вгору на максимальну величину, минаючи режим статичної рівноваги, коли

$$p_1(t)F_1 - p_3(t)F_3 - p_4F_1(t) = c_2(x_{02} + x_2(t)). \quad (3.3)$$

Робоча порожнина  $A_1$  з'єднується із зливною магістраллю, тиск  $p_1(t)$  почне падати, а клапан першого каскаду клапана-пульсатора

повернеться у вихідне положення.

Після того, як клапан першого каскаду клапана-пульсатора повернеться у вихідне положення, рух рідини через дросельний отвір зупиниться і тоді тиск рідини в порожнинах  $A_4$ ,  $A_3$ ,  $A_1$  зрівняється, тобто

$$p_1(t)F_1 = p_3(t)F_4 = p_4F_1(t).$$

Клапан другого каскаду повернеться у вихідне положення, коли сила, прикладена до нього зі сторони пружини, подолає силу тиску рідини:

$$p_1(t)F_1 - p_3(t)F_3 - p_4F_1(t) < c_2(x_{02} + x_2(t)),$$

яка витісняється із об'єму  $A_2$  в зливну магістраль до повного закриття клапана другого каскаду.

Після цього цикл роботи повториться.

Необхідно відмітити, що проходження клапанів першого і другого каскаду до положення посадки в сідло – процес складний, оскільки він здійснюється в умовах змінного тиску  $p_2(t)$  за рахунок зниження потоку рідини від насоса через отвір клапанів першого і другого каскаду, що зменшується.

### **3.2. Розробка динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода віброударного пристрою**

Розглянемо структурно-розрахункову схему (рис. 3.1) універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором [16, 24, 51, 76], і баланс витрат робочої рідини для робочих порожнин  $A_1 - A_4$  універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою.

Для порожнини  $A_1$ :



$$B_1 \frac{dp_1}{dt} = Q_H - \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_2 F_4 \sqrt{p_1 - p_3} - F \dot{x}_1 - (F_2 - F_3) \dot{x}_2 - k_H p_1, \quad (3.4)$$

де  $p_1$  – тиск робочої рідини в порожнині  $A_1$ ;  $Q_H$  – подача робочої рідини насосом;  $F, F_2$  – площа основ гідроциліндра і запірної основи клапана другого каскаду;  $\mu_1$  – коефіцієнт витрати рідини через нижній прохідний отвір клапана другого каскаду в зливну лінію площею  $f_1$ ;  $\mu_2$  – коефіцієнт витрати рідини через нижній отвір клапана другого каскаду площею  $F_3$ ;  $k_H$  – коефіцієнт втрат робочої рідини насоса;  $B_1$  – коефіцієнт зміни об'єму робочої рідини в порожнині  $A_1$ .

У свою чергу

$$B_1 = \frac{V_1}{E_1},$$

де  $V_1$  – початковий об'єм робочої порожнини  $A_1$ ;  $E_1$  – приведений модуль об'ємної пружності.

Приведений модуль об'ємної пружності:

$$E_1 = E_p + E_{\text{ц}} + E_{\text{т}},$$

де  $E_p = 2000$  МПа – модуль об'ємної пружності рідини [73];

$E_{\text{ц}} = \dot{A}_{\text{н}} \frac{b_{\text{ц}}}{D_{\text{ц}}}$  – модуль об'ємної пружності трубопроводів;  $E_{\text{т}} = \dot{A}_{\text{н}} \frac{b_{\text{т}}}{D_{\text{т}}}$  –

модуль об'ємної пружності гідроциліндра; де  $b_{\text{т}}, b_{\text{ц}}$  – відповідно, товщина стінок трубопроводу і гідроциліндра виконавчого механізму;  $D_{\text{т}}, D_{\text{ц}}$  – внутрішні діаметри трубопроводу і гідроциліндра;  $E_{\text{с}}$  – модуль об'ємної пружності сталі [17, 111].

Для порожнини  $A_2$ :

$$B_2 \frac{dp_2}{dt} = \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_{\text{цє}} f_{\text{цє}} \sqrt{p_2 - p_{\text{цє}2}}, \quad (3.5)$$

де  $p_2$  – тиск робочої рідини в порожнині  $A_2$ ;  $\mu_{\text{зл}}$  – коефіцієнт витрати рідини через зливну лінію площею  $f_{\text{зл}}$ , клапана другого каскаду;  $p_{\text{зл}2}$  – тиск робочої рідини в зливній лінії;  $B_2$  – коефіцієнт зміни об'єму робочої рідини в порожнині  $A_2$ .

У свою чергу

$$B_2 = \frac{V_2}{E_p} = a_2,$$

де  $V_2$  – початковий об’єм робочої порожнини  $A_2$ ;  $E_p$  – модуль об’ємної пружності робочої рідини.

Площа прохідного отвору клапана другого каскаду

$$f_1 = 2\sqrt{\pi F_1} x_1 \sin \frac{\alpha}{2} \left( 1 - \frac{x \sin \alpha}{\sqrt{\pi F_1}} \right) = a x_1;$$

$$a = 2\sqrt{\pi F_1} \sin \frac{\alpha}{2} \left( 1 - \frac{x \sin \alpha}{\sqrt{\pi F_1}} \right),$$

де  $\alpha$  – кут при вершині затвору клапана другого каскаду.

Для порожнини  $A_3$

$$B_3 \frac{dp_3}{dt} = \mu_2 F_3 \sqrt{p_1 - p_3} - \mu_{\text{ддр}} f_{\text{ддр}} \sqrt{p_3 - p_4} - (F_4 - F_3) \dot{x}_2 - F_4 \dot{x}_2, \quad (3.6)$$

де  $p_3$  – тиск робочої рідини в порожнині  $B$ ;  $F_3$  – площа отвору основи клапана другого каскаду;  $\mu_2$  – коефіцієнт витрати рідини через нижній отвір клапана другого каскаду площею  $F_3$ ;  $\mu_{\text{ддр}}$  – коефіцієнт витрати рідини через дросельний отвір клапана другого каскаду площею  $f_{\text{ддр}}$ ;  $B_3$  – коефіцієнт зміни об’єму робочої рідини в порожнині  $A_3$ ;  $F_4$  – внутрішня площа клапана другого каскаду.

У свою чергу:

$$B_3 = \frac{V_3}{E_p},$$

де  $V_3$  – початковий об’єм робочої порожнини  $A_3$ ;  $E_p$  – модуль об’ємної пружності робочої рідини.

Для порожнини  $A_4$

$$B_4 \frac{dp_4}{dt} = \mu_{\text{ддр}} f_{\text{ддр}} \sqrt{p_3 - p_4} - \mu_3 f_3 \sqrt{p_4 - p_{\text{сє1}}} - F_1 \dot{x}_2 + F_6 \dot{x}_3, \quad (3.7)$$

де  $p_4$  – тиск робочої рідини в порожнині  $A_4$ ;  $F_1$  – площа основи клапана другого каскаду;  $\mu_3$  – коефіцієнт витрати рідини через нижній прохідний отвір клапана першого каскаду в зливну лінію площею  $f_3$ ;  $\mu_{\text{ддр}}$  – коефіцієнт витрати рідини через дросельний отвір клапана

другого каскаду площею  $f_{др}$ ;  $B_4$  – коефіцієнт зміни об’єму робочої рідини в порожнині  $A_4$ ;  $F_6$  – площа основи клапана першого каскаду.

У свою чергу

$$B_4 = \frac{V_4}{E_p},$$

де  $V_4$  – початковий об’єм робочої порожнини  $A_4$ ;  $E_p$  – модуль об’ємної пружності робочої рідини.

На підставі викладених міркувань динамічні моделі прямого і зворотного ходу клапанів першого і другого каскадів та гідроциліндра можна представити у вигляді дев’яти простих моделей [89]: гідроциліндра (рис. 3.3а; рис. 3.4а), клапана першого каскаду (рис. 3.3в, г; рис. 3.4г, д), клапана другого каскаду (рис. 3.3б; рис. 3.4б, в).

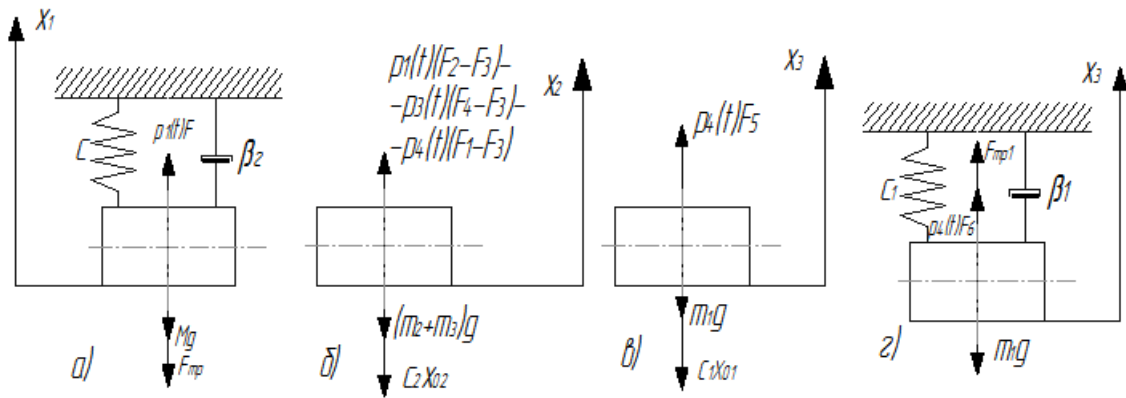


Рис. 3.3. Динамічні моделі прямого ходу елементів гідроімпульсного привода віброударного пристрою: а) – гідроциліндра; б) – клапана другого каскаду; в) – клапана першого каскаду при досяганні розрахункового тиску спрацювання  $p_4$ ; г) – клапана першого каскаду при досягненні розрахункового тиску спрацювання  $p_4$

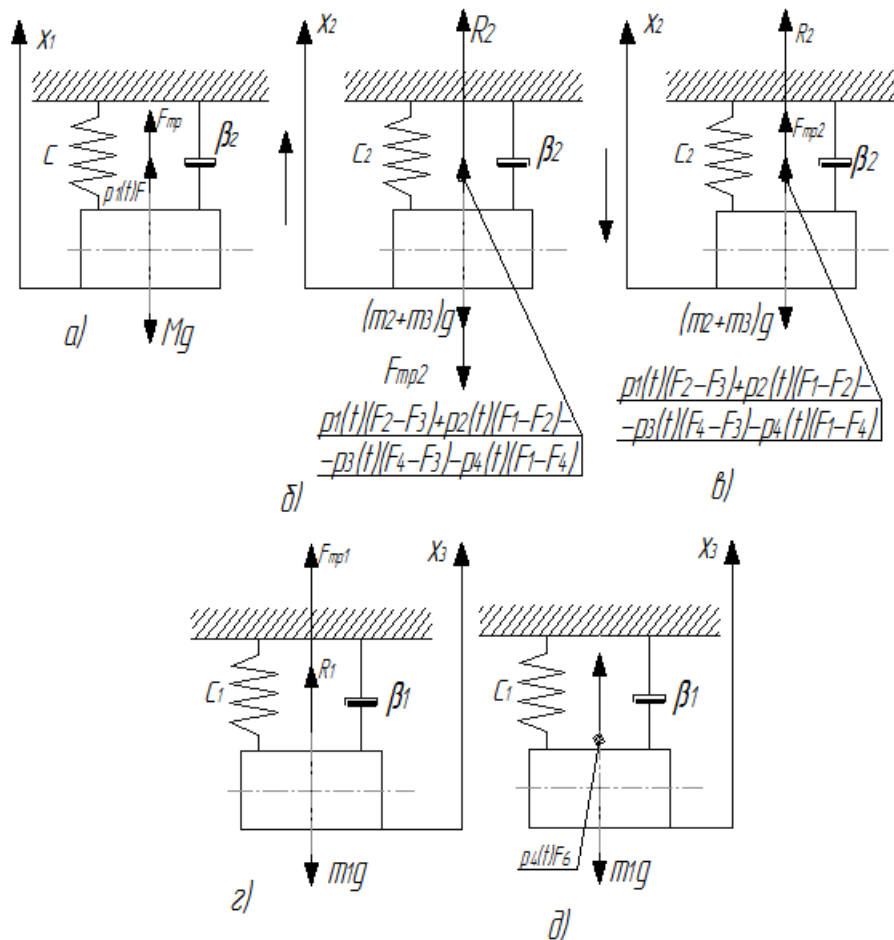


Рис. 3.4. Динамічні моделі зворотного ходу елементів гідроімпульсного привода віброударного пристрою:

- а) – гідроциліндра; б) – клапана другого каскаду в процесі підйому; в) – клапана другого каскаду в процесі опускання; г) – клапана першого каскаду при опусканні до перекриття напірної і зливної ліній; д) – клапана першого каскаду при опусканні після перекриття напірної і зливної ліній

На основі цих динамічних моделей та принципу Д’Аламбера [16, 24, 76] складаємо рівняння руху гідроімпульсного привода віброударного пристрою для прямого і зворотного ходів гідроциліндра, клапана першого та другого каскадів.

Рівняння сил, що діють на гідроциліндр:

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1 F - c(x_1 + x_0) - F_{\text{от}} - \beta_a \dot{x}_1 + Mg, \quad (3.8)$$

де  $M$  – приведена маса гідроциліндра з інерційними масами;  $c$  – жорсткість пружини гідроциліндра;  $F_{\text{тр}}$  – сила сухого тертя (гума-сталь);  $\beta_r$  – коефіцієнт в’язкого тертя гідроциліндра;  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;  $x_0$  – попередній натяг силової

пружини гідроциліндра.

Для визначення сили тертя ущільнюючих манжет в гідроциліндрі розглянемо деформацію ущільнюючої манжети при складанні конструкції універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором. На рис. 3.5 показана розрахункова схема сили тертя ущільнюючої манжети.

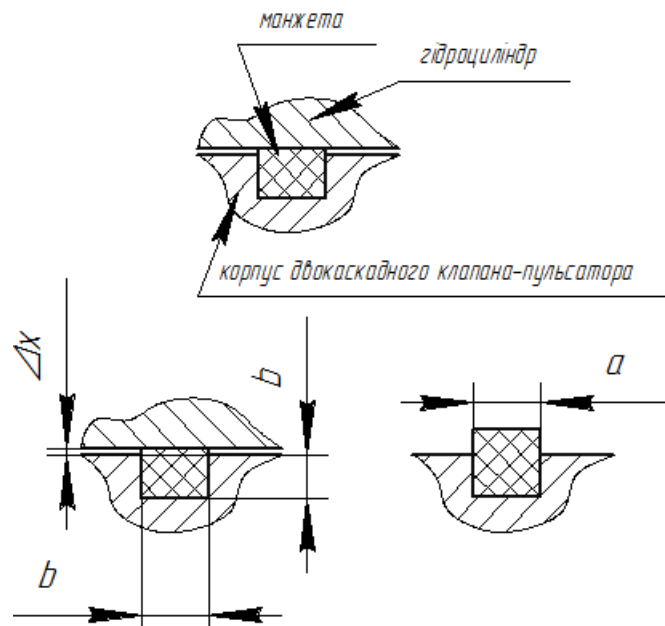


Рис. 3.5. Розрахункова схема сил тертя ущільнюючої манжети

Сила стискання манжети при складанні конструкції універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором [67]

$$N_0 = nES \frac{(a - \Delta x - b)}{a} = nEa^2 \frac{(a - \Delta x - b)}{a},$$

де  $n$  – кількість манжет;  $\Delta x$  – технологічний зазор між гідроциліндром і корпусом клапана-пульсатора;  $b$  – глибина паза під ущільнюючу манжету;  $a$  – стандартні розміри манжети.

Сила взаємодії манжети із стінкою гідроциліндра під дією тиску робочої рідини з порожнини  $A_1$  на манжету

$$N = 2p_1b^2.$$

Сила тертя

$$F_{\text{од}} = \mu_{\text{од}} N_0 + \mu_{\text{од}} N = \mu_{\text{од}} n E a^2 \frac{(a - \Delta x - b)}{a} + 2 p_1 b^2,$$

де  $\mu_{\text{тр}}$  – коефіцієнт тертя для пари гума–сталь [67, 81].

Рівняння сил, що діють на клапан другого каскаду:

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_1 (F_2 - F_3) + p_2 (F_1 - F_2) - p_3 (F_4 - F_3) - p_4 (F_1 - F_4) - c_2 (x_2 + x_{02}) - \beta_2 \dot{x}_2 - m_2 g - R_2, \quad (3.9)$$

де  $m_2$  – приведена маса клапана другого каскаду;  $c_2$  – жорсткість пружини клапана другого каскаду;  $\beta_2$  – коефіцієнт в'язкого тертя клапана другого каскаду;  $x_{02}$  – попередній натяг пружини клапана другого каскаду.

У свою чергу реактивна сила потоку рідини, що діє на затвор клапана другого каскаду [17]:

$$R_2 = 2 \mu_1 F_1 \cos \frac{\alpha}{2} (p_1 - p_2) = 2 \mu_1 a x_1 \cos \frac{\alpha}{2} (p_1 - p_2) = n x_2 (p_1 - p_2),$$

$$a = 2 \sqrt{\pi F_1} \sin \frac{\alpha}{2} \left( 1 - \frac{x_2 \sin \alpha}{\sqrt{\pi F_1}} \right), \quad n = 2 \mu_1 a \cos \frac{\alpha}{2},$$

де  $\alpha$  – кут при вершині затвору клапана другого каскаду.

Рівняння сил, що діють на клапан першого каскаду:

$$m_1 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = p_4 F_6 - c_1 (x_3 + x_{01}) - \beta_3 \dot{x}_3 + R_2, \quad (3.10)$$

де  $m_1$  – приведена маса клапана першого каскаду;  $c_1$  – жорсткість пружини клапана першого каскаду;  $\beta_3$  – коефіцієнт в'язкого тертя клапана першого каскаду;  $x_{01}$  – попередній натяг пружини клапана другого каскаду.

У свою чергу реактивна сила потоку рідини, що діє на затвор клапана першого каскаду [17]:

$$R_1 = \left( 0,96 + \left( \frac{d}{4,6 \Delta h} \right)^2 \right) \rho \frac{p_4 - p_{\text{сє4}}}{2} F_6.$$

Розглянувши рівняння (3.4)–(3.10), отримуємо систему диференціальних рівнянь [52]

$$\left\{ \begin{aligned}
B_1 \frac{dp_1}{dt} &= Q_H - \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_2 F_4 \sqrt{p_1 - p_3} - F \dot{x}_1 - (F_2 - F_3) \dot{x}_2 - k_H p_1; \\
B_2 \frac{dp_2}{dt} &= \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}} \sqrt{p_2 - p_{\zeta\ddot{e}2}}; \\
B_3 \frac{dp_3}{dt} &= \mu_2 F_3 \sqrt{p_1 - p_3} - \mu_{\ddot{a}\ddot{o}} f_{\ddot{a}\ddot{o}} \sqrt{p_3 - p_4} - (F_4 - F_3) \dot{x}_2 - F_4 \dot{x}_2; \\
B_4 \frac{dp_4}{dt} &= \mu_{\ddot{a}\ddot{o}} f_{\ddot{a}\ddot{o}} \sqrt{p_3 - p_4} - \mu_3 f_3 \sqrt{p_4 - p_{\zeta\ddot{e}1}} - F_1 \dot{x}_2 + F_6 \dot{x}_3; \\
M \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= p_1 F - c(x_1 + x_0) - F_{\ddot{o}\ddot{d}} - \beta_{\ddot{a}} \dot{x}_1 + Mg; \\
m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= p_1 (F_2 - F_3) + p_2 (F_1 - F_2) - p_3 (F_4 - F_3) - p_4 (F_1 - F_4) - \\
&- c_2 (x_2 + x_{02}) - \beta_2 \dot{x}_2 - m_2 g - R_1; \\
m_1 \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= p_4 F_6 - c_1 (x_3 + x_{01}) - \beta_3 \dot{x}_3 - R_2; \\
0 &\leq x_1 \leq x_{\ddot{a}}; \\
0 &\leq x_2 \leq x_{2\max}; \\
0 &\leq x_3 \leq x_{1\max}; \\
p_i &\leq \ddot{o}_1 \leq p_{1\max} (t_{1\ddot{o}\ddot{a}\zeta\ddot{e}}); \\
0 &\leq \ddot{o}_2 \leq p_{1\max} (t_{1\ddot{o}\ddot{a}\zeta\ddot{e}}); \\
p_i &\leq \ddot{o}_3 \leq p_{1\max} (t_{1\ddot{o}\ddot{a}\zeta\ddot{e}}); \\
p_i &\leq \ddot{o}_4 \leq p_{1\max} (t_{1\ddot{o}\ddot{a}\zeta\ddot{e}}).
\end{aligned} \right. \quad (3.11)$$

### 3.3. Аналіз результатів теоретичних досліджень комплексної математичної моделі робочого циклу гідроімпульсного привода віброударного пристрою

**3.3.1. Теоретичне дослідження робочого циклу гідропривода на фазі підйому гідроциліндра.** Для знаходження максимальної відстані зміщення гідроциліндра до початку спрацьовування клапана-першого каскаду розглянемо умови статичної рівноваги гідроциліндра і клапана першого каскаду [17, 45, 53]:

клапан – першого каскаду:

$$p_4 F_5 = c_1 x_{01}, \quad (3.12)$$

гідроциліндр:

$$p_1 F = c(x_1 + x_0) - Mg. \quad (3.13)$$

Оскільки

$$p_1 = p_4,$$

то із рівнянь (3.12) і (3.13):

$$x_1 = x_{\bar{a}} = \frac{c_1 F}{c F_5} x_{01} + \frac{Mg}{c} - x_0.$$

Для визначення максимального зміщення клапана першого каскаду розглянемо розрахункову схему зміщення клапана першого каскаду при дії реактивної сили потоку рідини [66] (рис. 3.6).

Із рівняння (3.14) за умови, що  $p_4 = p_{1\max}(t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}})$ ,  $p_{\zeta\grave{e}4} = 0$ :

$$(m_1 g + c_1(x_{01} + d - \Delta d)\Delta h^2 + c_1 \Delta h^3 - \\ - \rho p_{1\max}(t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}}) \left( 0,96 \frac{\Delta h^2}{2} F_6 + F_6 \left( \frac{d}{9,16} \right)^2 \right)) = 0.$$

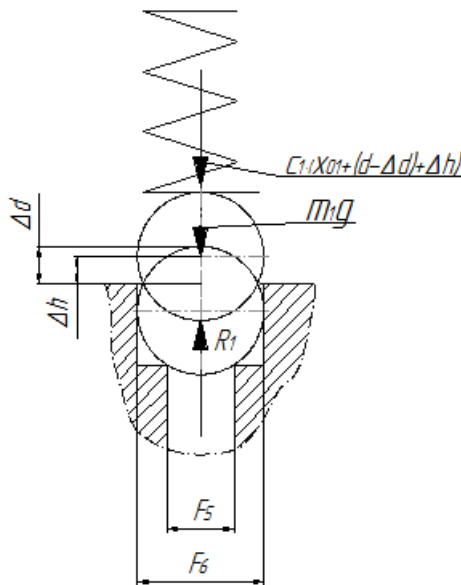


Рис. 3.6. Розрахункова схема зміщення клапана першого каскаду при дії реактивної сили потоку рідини

Оскільки  $\Delta h^3 \approx 0$ , то

$$x_{1\max} = d - \Delta d + \Delta h = d - \Delta d + \\ + \frac{d}{4,6} \sqrt{\frac{F_6 \rho p_{1\max}(t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}})}{0,48 F_6 p_{1\max}(t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}}) - m_1 g - c_1(x_{01} + d - \Delta d)}}.$$



Із рівняння (3.4) для фази підйому гідроциліндра на відстань  $x_1$

$$B_1 \frac{dp_1}{dt} = Q_H - \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_2 F_4 \sqrt{p_1 - p_3} - F\dot{x}_1 - (F_2 - F_3)\dot{x}_2 - k_H p_1, \quad (3.15)$$

оскільки  $p_2 = p_3 = 0$ ,  $\dot{x}_2 = 0$ , то

$$B_1 \frac{dp_1}{dt} = Q_H - F\dot{x}_1. \quad (3.16)$$

Виконавши диференціювання [11] рівняння (3.16), отримуємо зміну тиску в порожнині  $A_1$  на фазі підйому гідроциліндра:

$$p_1 = \frac{Q_H t - F x_1}{B_1}. \quad (3.17)$$

Підставляємо рівняння (3.17) в рівняння (3.8) і отримуємо диференціальне рівняння виду:

$$M\ddot{x}_1 - \beta_{\bar{a}}\dot{x}_1 - \left( \frac{F^2}{B_1} - c \right) x_1 = \frac{Q_H F}{B_1} t + (Mg - c x_0 - F_{\delta\delta}). \quad (3.18)$$

Розв'язок диференціального рівняння (3.18)

$$x_1(t) = \frac{\left( (c x_0 + F_{\delta\delta} - Mg) B_1 F + \beta_{\bar{a}}^2 Q_H x_0 \right) \beta_{\bar{a}} F}{\left( (F^2 - c \beta_{\bar{a}})^2 B_1 \right)} - \frac{\left( (c x_0 + F_{\delta\delta} - Mg) \beta_{\bar{a}}^2 \tilde{n} \right)}{\left( (F^2 - c \beta_{\bar{a}})^2 \right)} + \frac{\beta_{\bar{a}} F x_0 Q}{\left( (F^2 - c \beta_{\bar{a}}) B_1 \right)} t + \tilde{N}_1 e^{\left( -\frac{1}{2} \frac{(-\beta_{\bar{a}}^2 + \sqrt{\beta_{\bar{a}}(\beta_{\bar{a}}^3 + 4MF^2 - 4M\beta_{\bar{a}}c)})}{M\beta_{\bar{a}}} \right) t} + C_2 e^{\left( \frac{1}{2} \frac{(\beta_{\bar{a}}^2 + \sqrt{\beta_{\bar{a}}(\beta_{\bar{a}}^3 + 4MF^2 - 4M\beta_{\bar{a}}c)})}{M\beta_{\bar{a}}} \right) t}, \quad (3.19)$$

або

$$W = \frac{\left( (c x_0 + F_{\delta\delta} - Mg) B_1 F + \beta_{\bar{a}}^2 Q_H h \right) \beta_{\bar{a}} F}{\left( (F^2 - c \beta_{\bar{a}})^2 B_1 \right)} - \frac{\left( (c x_0 + F_{\delta\delta} - Mg) \beta_{\bar{a}}^2 \tilde{n} \right)}{\left( (F^2 - c \beta_{\bar{a}})^2 \right)},$$

$$A = \frac{\beta_{\bar{a}} F x_0 Q}{\left( (F^2 - c \beta_{\bar{a}}) B_1 \right)},$$

$$\xi = \left( -\frac{1}{2} \frac{(-\beta_{\bar{a}}^2 + \sqrt{\beta_{\bar{a}}(\beta_{\bar{a}}^3 + 4MF^2 - 4M\beta_{\bar{a}}c)})}{M\beta_{\bar{a}}} \right) t; \quad \vartheta = \left( \frac{1}{2} \frac{(\beta_{\bar{a}}^2 + \sqrt{\beta_{\bar{a}}(\beta_{\bar{a}}^3 + 4MF^2 - 4M\beta_{\bar{a}}c)})}{M\beta_{\bar{a}}} \right) t; \quad (3.20)$$

$$x_1(t) = W + At + \tilde{N}_1 e^{\xi t} + C_2 e^{\vartheta t}.$$

Визначаємо значення постійних інтегрування  $C_1$  і  $C_2$  при таких початкових умовах: при  $t_0 = 0 \rightarrow x_1(t_0) = 0$ ,  $\frac{dx}{dt} = 0$ . Тоді вираз (3.20) відповідно набуде вигляду

$$\begin{cases} \frac{dx(t)}{dt} = A + \tilde{N}_1 e^{\xi t} + C_2 e^{\vartheta t} + \tilde{N}_1 \xi + C_2 \vartheta = 0; \\ x_1(t) = W + At + \tilde{N}_1 e^{\xi t} + C_2 e^{\vartheta t} = 0, \end{cases}$$

$$\begin{cases} A + \tilde{N}_1 + C_2 + \tilde{N}_1 \xi + C_2 \vartheta = 0; \\ W + \tilde{N}_1 + C_2 = 0. \end{cases} \quad (3.21)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3.21) відносно  $C_1$  і  $C_2$ , знайдемо:

$$C_1 = \frac{W - A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right);$$

$$C_2 = \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W. \quad (3.22)$$

Підставляючи рівняння (3.22) в рівняння (3.20), отримуємо:

$$x_1(t) = W + At + \left( \frac{W - A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) \right) e^{\xi t} +$$

$$+ \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) e^{\vartheta t}. \quad (3.23)$$

Знайдемо час зміщення гідроциліндра на величину  $x_r$ . Із рівняння (3.12) і (3.13) і (3.17) знаходимо час підйому:

$$t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}} = \frac{p_1}{Q_H} B_1 + \frac{F}{Q_H} \left( \frac{Mg}{c} - x_0 + \frac{c_1 F x_{01}}{c F_5} \right).$$

Підставляємо рівняння (3.23) і час зміщення гідроциліндра  $t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}}$  в рівняння (3.17) і отримуємо тиску в порожнині через час  $t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}}$ :

$$p_{1\max}(t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}}) = \frac{Q_H t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}}}{B_1} - \frac{F}{B_1} \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) e^{\vartheta t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}}} -$$

$$- \frac{F}{B_1} \left( W + At_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}} + \left( \frac{W - A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) \right) e^{\xi t_{1\delta\grave{a}\grave{c}\grave{e}}} \right).$$

Використовуючи рівняння (3.17) і рівняння (3.23), побудуємо об'ємний графік залежності тиску в робочій порожнині  $A_1$  і

переміщення гідроциліндра від часу на фазі підйому [43] на рис. 3.7

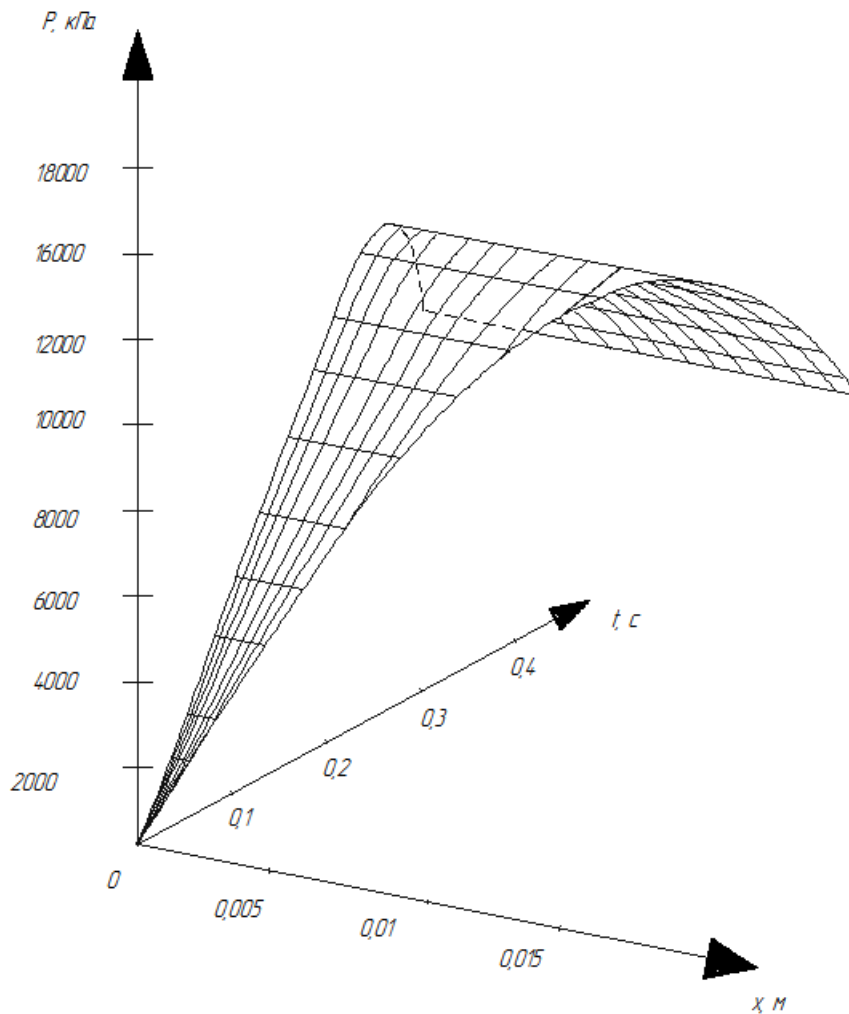


Рис 3.7. Зміна тиску в робочій порожнині  $A_1$  в залежності від часу і переміщення гідроциліндра на фазі підйому

Знайдемо швидкість гідроциліндра з інерційними масами в кінці фази підйому гідроциліндра. Із рівняння (3.23) знаходимо похідну

$$v = \frac{dx_1(t)}{dt} = A + \left( \frac{W-A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W-A}{\vartheta-\xi} - \frac{\xi}{\vartheta-\xi} W \right) \right) e^{\xi t} + \left( \frac{W-A}{\vartheta-\xi} - \frac{\xi}{\vartheta-\xi} \right) e^{\vartheta t} + \left( \frac{W-A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W-A}{\vartheta-\xi} - \frac{\xi}{\vartheta-\xi} W \right) \right) \xi + \left( \frac{W-A}{\vartheta-\xi} - \frac{\xi}{\vartheta-\xi} W \right) \vartheta.$$

Побудуємо плоский графік зміни тиску в робочій порожнині  $A_1$  і переміщення гідроциліндра [9] на фазі підйому (рис. 3.8), використовуючи рівняння (3.23).

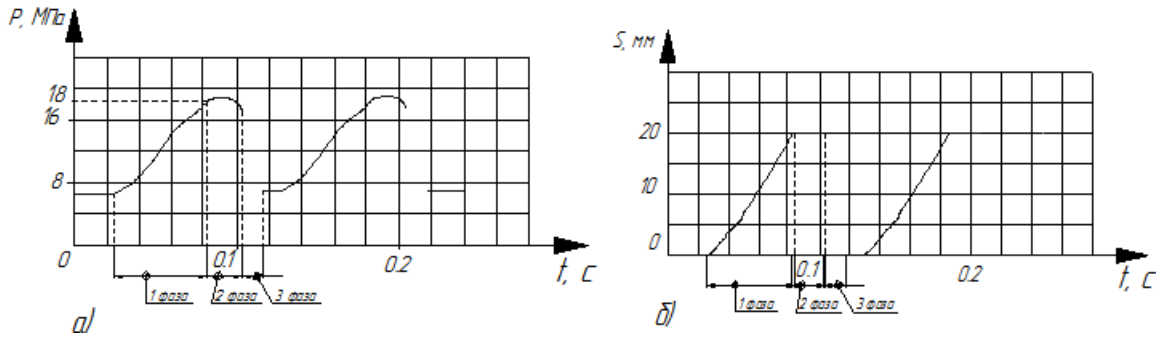


Рис. 3.8. Зміна тиску в робочій порожнині  $A_1$  (а) і зміна переміщення гідроциліндра на фазі підйому в залежності від часу (б)

**3.3.2 Теоретичне дослідження робочого циклу гідропривода на перехідній фазі спрацювання клапана-пульсатора другого каскаду.** Знайдемо тиск в порожнині  $A_2$  клапана-пульсатора другого каскаду в момент його спрацювання. Із рівняння (3.5)

$$B_2 \frac{dp_2}{dt} = \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}} \sqrt{p_2 - p_{\zeta\ddot{e}2}}.$$

Будемо вважати, що  $p_{3\text{пл}2} = 0$  [121], тоді ми отримуємо диференціальне рівняння

$$\beta_2 \frac{dp_2(t)}{dt} = \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2(t)} - \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}} \sqrt{p_2(t)}, \quad (3.24)$$

вважаючи, що за досить малий проміжок часу тиск  $p_1$  в порожнині  $A_1$  не змінюється. Тоді розв'язок диференціального рівняння (3.24) отримуємо, використовуючи ЕОМ і математичний пакет *MAPLE 6.0* [2, 26, 79]:

$$t + \beta_2 \varpi \left( 2 \frac{\sqrt{p_2(t)}}{\chi} - \frac{2\psi \delta_1 \arctg\left(\frac{\chi \sqrt{p_2(t)}}{\psi \sqrt{\chi p_1}}\right)}{\chi \sqrt{\chi p_1}} \right) + \beta_2 \psi \left( 2 \frac{\sqrt{p_1 - p_2(t)}}{\chi} - \frac{2\varpi \delta_1 \arctg\left(\frac{\chi \sqrt{p_1 - p_2(t)}}{\varpi \sqrt{\chi p_1}}\right)}{\chi \sqrt{\chi p_1}} \right) - 2\beta_2 \psi \sqrt{\frac{p_1}{\chi}} = 0,$$

де

$$\chi = (\mu_1 f_1)^2 + (\mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}})^2, \quad \varpi = \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}}, \quad \psi = \mu_1 f_1.$$

Допускаючи, що в момент відкриття клапана другого каскаду тиск в порожнині  $A_1$  гідроциліндра не змінюється, знову ж таки застосовуючи математичний пакет *MAPLE 6.0* на ЕОМ, ми можемо побудувати графік зміни тиску в момент відкриття клапана другого каскаду (рис. 3.9). На рис. 3.9 показаний графік зміни тиску робочої рідини в порожнині  $A_2$  клапана другого каскаду, причому відрізок  $ab$  графіка будували виходячи із рівняння (3.25), припускаючи, що в момент відкриття клапана другого каскаду до максимального відкриття тиск в порожнині  $A_1$  гідроциліндра не змінювався і був рівний

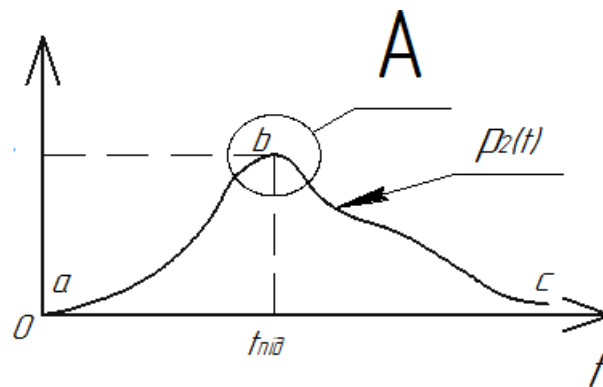


Рис. 3.9. Зміна тиску робочої рідини в порожнині  $A_2$  клапана другого каскаду в момент спрацювання

$$p_{1\max}(t_{1\text{в}}) = \frac{Q_H t_{1\text{в}}}{B_1} - \frac{F}{B_1} \left( \frac{W + A t_{1\text{в}}}{\xi} + \left( \frac{W - A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) \right) e^{\xi t_{1\text{в}}} \right) - \frac{F}{B_1} \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) e^{\vartheta t_{1\text{в}}}.$$

Відрізок  $bc$  графіка на рис. 3.9 відповідає зміні тиску, коли клапан другого каскаду переходить у першочергове положення (перекриває порожнину  $A_2$  від порожнини  $A_1$ ). Область  $A$  на графіку – зміна тиску в порожнині  $A_2$  в момент спрацювання клапана другого каскаду.

**3.3.3. Теоретичне дослідження робочого циклу гідропривода на фазі опускання гідроциліндра.** Розглянемо процес робочого циклу гідропривода на фазі опускання гідроциліндра. Для теоретичного

дослідження роботи гідропривода на фазі опускання гідроциліндра (під час зливу робочої рідини) ми цілком обґрунтовано можемо зробити припущення [3, 106]:

1. Тиск в порожнині  $A_2$  на зливі дорівнює нулю  $p_2 \approx 0$ ;
2. Тиск в порожнині  $A_3$   $p_3 \cong p_1$ ;
3. Тиск в порожнині  $A_4$   $p_4 \approx 0$ ;
4. Переміщення клапана другого каскаду з формою урізаного конуса,  $x_1 = 0$ ;
5. Переміщення запірного елемента, клапана першого каскаду  $x_2 = 0$ .

Перетворивши систему диференціальних рівнянь (3.11), ми отримали таку систему рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 B_1 \dot{p}_1 = Q_H - \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_2 F_4 \sqrt{p_1 - p_3} - F \dot{x}_1 - (F_2 - F_3) \dot{x}_2 - k_H p_1; \\
 B_2 \dot{p}_2 = \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_{\zeta\epsilon} f_{\zeta\epsilon} \sqrt{p_2 - p_{\zeta\epsilon 2}}; \\
 B_3 \dot{p}_3 = \mu_2 F_3 \sqrt{p_1 - p_3} - \mu_{\alpha\delta} f_{\alpha\delta} \sqrt{p_3 - p_4} - (F_4 - F_3) \dot{x}_2 - F_4 \dot{x}_3; \\
 B_4 \dot{p}_4 = \mu_{\alpha\delta} f_{\alpha\delta} \sqrt{p_3 - p_4} - \mu_3 f_3 \sqrt{p_4 - p_{\zeta\epsilon 1}} - F_1 \dot{x}_2 + F_6 \dot{x}_3; \\
 M \ddot{x}_1 = p_1 F - c(x_1 + x_0) - F_{\delta\delta} - \beta_{\bar{a}} \dot{x}_1 + Mg; \\
 m_2 \ddot{x}_2 = p_1 (F_2 - F_3) + p_2 (F_1 - F_2) - p_3 (F_4 - F_3) - p_4 (F_1 - F_4) - \\
 - c_2 (x_2 + x_{02}) - \beta_2 \dot{x}_2 - m_2 g - R_1; \\
 m_1 \ddot{x}_3 = p_4 F_6 - c_1 (x_3 + x_{01} - x_1) - \beta_3 \dot{x}_3 - R_2; \\
 0 \leq x_1 \leq x_{\bar{a}}; \quad 0 \leq x_2 \leq x_{2\max}; \quad 0 \leq x_3 \leq x_{1\max}; \quad p_i \leq \delta_1 \leq p_{1\max} (t_{1\delta\alpha\zeta\epsilon}); \\
 0 \leq \delta_2 \leq p_{1\max} (t_{1\delta\alpha\zeta\epsilon}); \quad p_i \leq \delta_3 \leq p_{1\max} (t_{1\delta\alpha\zeta\epsilon}); \\
 p_i \leq \delta_4 \leq p_{1\max} (t_{1\delta\alpha\zeta\epsilon}).
 \end{array} \right. \quad (3.26)$$

Із системи диференціальних рівнянь (3.26), використовуючи наведені припущення, отримуємо таку систему диференціальних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 B_1 \dot{p}_1 = Q_H - \mu_1 f_1 \sqrt{p_1} - \mu_{\zeta\epsilon} f_{\zeta\epsilon} \sqrt{\delta_1} - F \dot{x}_1 - k_H p; \\
 M \ddot{x}_1 = p_1 F - c(x_{\bar{a}} + h_1 - x_1) - F_{\delta\delta} - \beta_{\bar{a}} \dot{x}_1 + Mg.
 \end{array} \right. \quad (3.27)$$

На фазі опускання гідроциліндра тиск  $p_1$  в порожнині  $A_1$  змінюється за нелінійним законом. Для теоретичного дослідження

руху гідроциліндра на фазі опускання гідроциліндра (під час зливу робочої рідини) тиск  $p_1$  в порожнині  $A_1$  припускаємо [109], що тиск змінюється по лінійному закону (подальші експериментальні дослідження доводять правильність нашого допущення).

Зміна тиску в порожнині  $A_1$  за лінійним законом:

$$p = at + b, \quad (3.28)$$

де  $a, b$  – постійні коефіцієнти;  $t$  – величина зміни часу.

Для визначення постійних коефіцієнтів рівняння (3.28) закону зміни тиску в порожнині  $A_1$  складемо систему рівнянь.

Тиск в порожнині  $A_1$  в початковий момент часу  $t_1 = 0$ , на фазі опускання гідроциліндра

$$p_1 = at_1 + b. \quad (3.29)$$

Тиск в порожнині  $A_1$  в момент часу  $t = \tau$  в кінці фази опускання гідроциліндра (тобто  $\tau$  – час фази опускання гідроциліндра)

$$p_2 = a\tau + b. \quad (3.30)$$

Із рівнянь (3.29) і (3.30) отримуємо систему рівнянь

$$\begin{cases} p_1 = at_1 + b; \\ p_2 = a\tau + b. \end{cases} \quad (3.31)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3.31), отримуємо:

$$b = p_1; \quad a = (p_2 - p_1) / \tau.$$

Оскільки тиск в порожнині  $A_1$  в початковий момент часу  $t_1 = 0$  на фазі опускання гідроциліндра дорівнює тиску в порожнині  $A_1$  в кінці фази підйому гідроциліндра, а тиск в порожнині  $A_1$  в момент часу  $t = \tau$  в кінці фази опускання гідроциліндра дорівнює початковому тиску в системі, то:

$$p_1(t) = \frac{(p_2 - p_1)}{\tau} t + p_1, \quad (3.32)$$

де із рівнянь (3.17) і (3.23):

$$p_1 = \frac{Q_H t_{10\grave{a}çè} - F}{\beta_1} \left( W + A t_{10\grave{a}çè} + \left( \frac{W - A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) \right) e^{\xi t_{10\grave{a}çè}} + \left( \frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) e^{\vartheta t_{10\grave{a}çè}} \right);$$

$$p_2 = 12 \text{ МПа.}$$

Тоді із рівнянь (3.32) і (3.27):

$$\begin{cases} \beta_1 \frac{d\left(\frac{(p_2 - p_1)}{\tau}t + p_1\right)}{dt} = Q_H - (\mu_1 f_1 + \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}}) \sqrt{p_1} - F \frac{dx_1}{dt} - k_H p_1; \\ M \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1(t) F - c(x_{\bar{a}} + h_1 - x_1) - F_{\delta\ddot{o}} - \beta_{\bar{a}} \frac{dx_1}{dt} + Mg. \end{cases} \quad (3.33)$$

Розглянемо перше рівняння системи диференціальних рівнянь (3.33):

$$\beta_1 \frac{d\left(\frac{(p_2 - p_1)}{\tau}t + p_1\right)}{dt} = Q_H - (\mu_1 f_1 + \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}}) \sqrt{\left(\frac{(p_2 - p_1)}{\tau}t + p_1\right)} - F \frac{dx_1}{dt} - k_H \left(\frac{(p_2 - p_1)}{\tau}t + p_1\right).$$

Продиференціювавши, отримуємо диференційне рівняння виду

$$\begin{aligned} F \frac{dx_1}{dt} = Q_H - (\mu_1 f_1 + \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}}) \sqrt{\left(\frac{(\delta_2 - p_1)}{\tau}t + p_1\right)} - \\ - \beta_1 \frac{(\delta_2 - p_1)}{\tau} - k_H \left(\frac{(\delta_2 - p_1)}{\tau}t + p_1\right), \end{aligned} \quad (3.34)$$

розв'язуючи диференціальне рівняння (3.34), отримуємо:

$$\begin{aligned} \int_0^{x_{\bar{a}}} F dx = \int_0^{\tau} \left( Q_H - (\mu_1 f_1 + \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}}) \sqrt{\left(\frac{(\delta_2 - p_1)}{\tau}t + p_1\right)} - \right. \\ \left. - \beta_1 \frac{(\delta_2 - p_1)}{\tau} - k_H \left(\frac{(\delta_2 - p_1)}{\tau}t + p_1\right) \right) dt; \\ Fx_{\bar{a}} = Q_H \tau - \frac{2(\mu_1 f_1 + \mu_{\zeta\ddot{e}} f_{\zeta\ddot{e}}) \tau}{3(p_2 - p_1)} \sqrt{p_2} - \\ - \beta_1 (p_2 - p_1) - k_H \frac{(p_2 - p_1)}{2} \tau + k_H p_1 \tau. \end{aligned} \quad (3.35)$$

Із рівняння (3.35) знаходимо час, за який проходить фаза опускання гідроциліндра ( $\tau$  – час фази опускання гідроциліндра):

$$\tau = \frac{Fx_{\bar{a}} + \beta_1 (\delta_2 - p_1)}{Q_H - \frac{2\mu_1 f_1}{3(p_2 - p_1)} \sqrt{p_2} - k_H \frac{(p_2 - p_1)}{2} + k_H p_1}. \quad (3.36)$$

Розглядаємо друге рівняння системи диференціальних рівнянь (3.33):

$$M\ddot{x}_1 = p_1 F - c(x_{\bar{a}} + h_1 - x_1) - F_{\delta\ddot{o}} - \beta_{\bar{a}} \dot{x}_1 + Mg,$$



виконавши перетворення, отримаємо:

$$\begin{aligned} M \frac{\partial^2 x_1}{\partial t^2} + \beta_{\bar{a}} \frac{\partial x_1}{\partial t} + c(x_{\bar{a}} + h_1 - x_1) = \\ = \left( \frac{p_2 - p_1}{\tau} t + p_1 \right) F - F_{\delta\delta} + Mg. \end{aligned} \quad (3.37)$$

Підставивши в рівняння значення сили тертя і спростивши, отримаємо:

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \beta_{\bar{a}} \frac{dx_1}{dt} - cx_1 = \left( \frac{p_2 - p_1}{\tau} t + p_1 \right) F - \mu_{\delta\delta} n E a^2 \frac{(a - \Delta x - b)}{a} - \\ - 2\mu_{\delta\delta} \left( \frac{p_2 - p_1}{\tau} t + p_1 \right) b^2 + Mg + c(h_1 + x_{\bar{a}}); \\ \left( \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) + \frac{\beta_{\bar{a}}}{M} \left( \frac{dx_1}{dt} \right) - \frac{c}{M} x_1 = \frac{(p_2 - p_1)}{M\tau} (F - 2\mu_{\delta\delta} b^2) t + \frac{p_1 F}{M} - \\ - \mu_{\delta\delta} n E a^2 \frac{(a - \Delta x - b)}{Ma} - \mu_{\delta\delta} \frac{2p_1 b^2}{M} + g + \frac{\tilde{n}(h_1 + x_{\bar{a}})}{M}. \end{aligned} \quad (3.38)$$

Розв'язок диференціального рівняння (3.38) буде у виді:

$$\begin{aligned} x_1 = C_1 e^{\left( \frac{-\beta_{\bar{a}} + \sqrt{\beta_{\bar{a}}^2 + 4Mc}}{M} \right) t} + C_2 e^{\left( \frac{-\beta_{\bar{a}} - \sqrt{\beta_{\bar{a}}^2 + 4Mc}}{M} \right) t} - \frac{(\delta_2 - p_1)(F - 2\mu_{\delta\delta} b^2) t}{c\tau} + \\ - \frac{p_1 F}{c} + \mu_{\delta\delta} n E a^2 \frac{(a - \Delta x - b)}{ac} + \mu_{\delta\delta} \frac{2p_1 b^2}{c} - \\ - \frac{Mg}{c} + (x_{\bar{a}} + h_1) + \frac{(\delta_2 - p_1)(F - 2\mu_{\delta\delta} b^2) \beta^2}{\tau c^2}. \end{aligned}$$

Зробимо заміну:

$$\begin{aligned} \rho = \frac{-\beta_{\bar{a}} + \sqrt{\beta_{\bar{a}}^2 + 4Mc}}{M}; \quad \phi = \frac{-\beta_{\bar{a}} - \sqrt{\beta_{\bar{a}}^2 + 4Mc}}{M}; \\ \Psi = -\frac{p_1 F}{c} + \mu_{\delta\delta} n E a^2 \frac{(a - \Delta x - b)}{ac} + \mu_{\delta\delta} \frac{2p_1 b^2}{c} - \frac{Mg}{c} - \\ - (x_{\bar{a}} + h_1) + \frac{(\delta_2 - p_1)(F - 2\mu_{\delta\delta} b^2) \beta^2}{\tau c^2}; \\ \Theta = -\frac{(p_2 - p_1)}{\tilde{n}\tau} (F - 2\mu_{\delta\delta} b^2) \end{aligned}$$

Після підстановки

$$x_1 = C_1 e^{\rho t} + C_2 e^{\phi t} + \Theta t + \Psi. \quad (3.39)$$

Визначаємо значення постійних інтегрування  $C_1$  і  $C_2$  при таких початкових умовах: при  $t_0 = 0 \rightarrow x_0 = 0$ ,  $\frac{dx}{dt} = 0$ . Тоді вираз (3.39) відповідно набуде вигляду

$$\begin{cases} \frac{dx(t)}{dt} = \Theta + \tilde{N}_1 e^{\rho t} + C_2 e^{\phi t} + \tilde{N}_1 \rho + C_2 \phi = 0; \\ x_1(t) = \Psi + \Theta t + \tilde{N}_1 e^{\rho t} + C_2 e^{\phi t} = 0. \end{cases} \quad (3.40)$$

Система диференціальних рівнянь при початкових умовах:

$$\begin{cases} \Theta + \tilde{N}_1 + C_2 + \tilde{N}_1 \rho + C_2 \phi = 0; \\ \Psi + \tilde{N}_1 + C_2 = 0. \end{cases} \quad (3.41)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3.21) відносно  $C_1$  і  $C_2$ , знайдемо:

$$\begin{cases} C_1 = \frac{\Psi - \Theta}{\rho} - \frac{\phi}{\rho} \left( \frac{\Psi - \Theta}{\phi - \rho} - \frac{\rho}{\phi - \rho} \Psi \right); \\ C_2 = \frac{\Psi - \Theta}{\phi - \rho} - \frac{\rho}{\phi - \rho} \Psi. \end{cases} \quad (3.42)$$

Підставляючи рівняння (3.42) в рівняння (3.20), отримуємо:

$$\begin{aligned} x_1 = & \left( \frac{\Psi - \Theta}{\rho} - \frac{\phi}{\rho} \left( \frac{\Psi - \Theta}{\phi - \rho} - \frac{\rho}{\phi - \rho} \Psi \right) \right) e^{\rho t} + \\ & + \left( \frac{\Psi - \Theta}{\phi - \rho} - \frac{\rho}{\phi - \rho} \Psi \right) e^{\phi t} + \Theta t + \Psi. \end{aligned} \quad (3.43)$$

Використовуючи рівняння (3.32) і рівняння (3.43), побудуємо об'ємний графік залежності тиску в робочій порожнині  $A_1$  і переміщення гідроциліндра від часу на фазі опускання рис. 3.10.

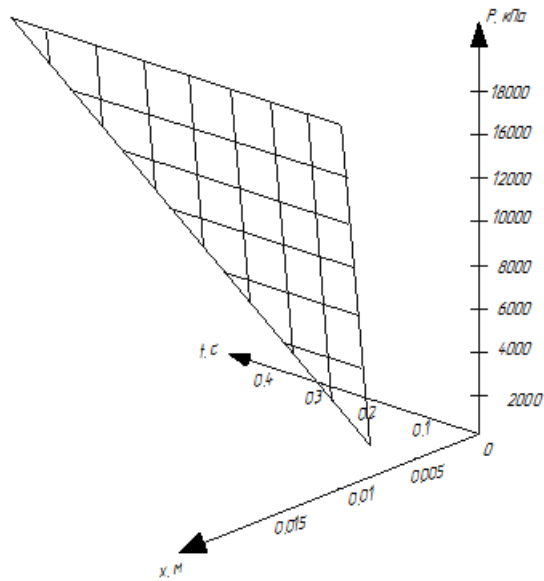


Рис 3.10. Зміна тиску в робочій порожнині  $A_1$  і переміщення гідроциліндра на фазі опускання в залежності від часу

Побудуємо плоский графік зміни тиску [43] в робочій порожнині  $A_1$  і переміщення гідроциліндра на фазі підйому (рис. 3.8), використовуючи рівняння (3.23).

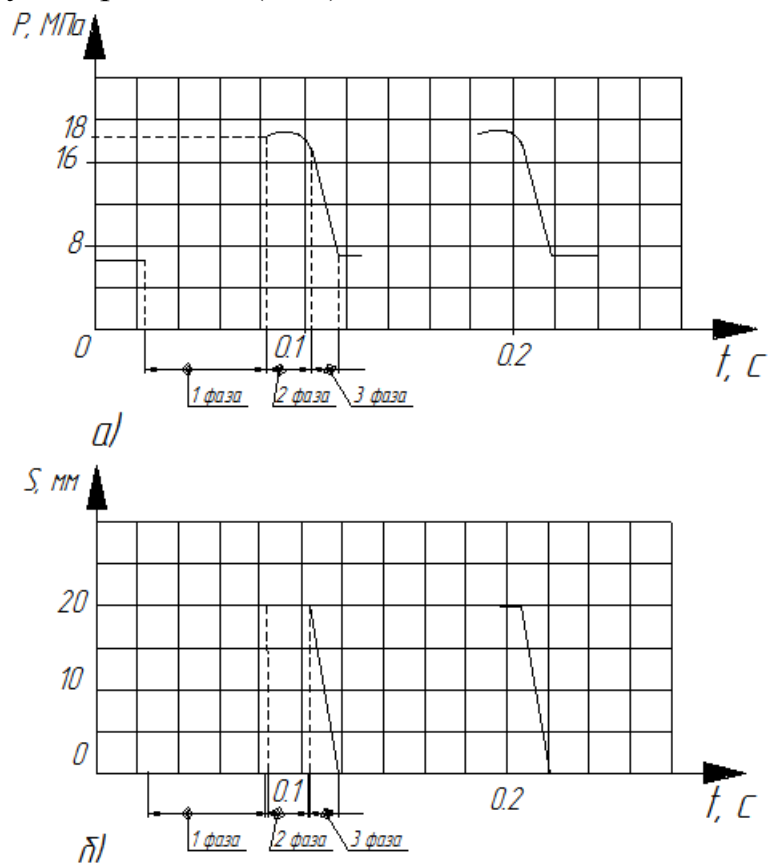


Рис. 3.11. Зміна тиску в робочій порожнині  $A_1$  (а) і зміна переміщення гідроциліндра на фазі опускання в залежності від часу (б)

Оцінка частоти спрацювання двокаскадного клапана-пульсатора гідроімпульсного привода віброударного пристрою проводиться за загальним часом роботи фаз піднімання і опускання гідроциліндра.

Час спрацювання двокаскадного клапана-пульсатора

$$T = t_{1\text{фази}} + \tau, \quad (3.44)$$

де  $t_{1\text{фази}}$  – час фази підйому гідроциліндра гідроімпульсного привода віброударного пристрою;  $\tau$  – час фази опускання гідроімпульсного привода віброударного пристрою.

Підставляючи рівняння (3.17) і (3.36) в (3.44), отримуємо:

$$T = t_{1\text{фази}} + \tau = t_{1\text{фази}} = \frac{p_1}{Q_H} B_1 + \frac{F}{Q_H} \left( \frac{Mg}{c} - x_0 + \frac{c_1 F x_{01}}{c F_5} \right) + \frac{F x_{\bar{a}} + \beta_1 (\delta_2 - p_1)}{Q_H - \frac{2\mu_1 f_1}{3(\delta_2 - p_1)} \sqrt{p_2} - k_H \frac{(\delta_2 - p_1)}{2} + k_H p_1}. \quad (3.45)$$

Частоту спрацювання двокаскадного клапана-пульсатора і відповідно частоту вібрацій роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою отримуємо, використовуючи рівняння (3.45):

$$\nu = 1/\dot{O} = 1/(t_{1\text{фази}} + \tau) = \frac{1}{\left( \frac{p_1}{Q_H} B_1 + \frac{F}{Q_H} \left( \frac{Mg}{c} - x_0 + \frac{c_1 F x_{01}}{c F_5} \right) + \frac{F x_{\bar{a}} + \beta_1 (\delta_2 - p_1)}{Q_H - \frac{2\mu_1 f_1}{3(\delta_2 - p_1)} \sqrt{p_2} - k_H \frac{(\delta_2 - p_1)}{2} + k_H p_1} \right)}. \quad (3.46)$$

У рівнянні (3.46) частота вібрацій роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою в основному залежить від початкових конструктивних даних таких, як:  $c$ ,  $c_2$  – жорсткості силової пружини і пружини другого каскаду,  $Q_H$  – подача робочої рідини насосом;  $F$ ,  $F_1$  – площі основ гідроциліндра і клапана другого каскаду.

Використовуючи рівняння (3.46), побудуємо об'ємний графік [26, 43] залежності частоти вібрацій роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою від жорсткості силової пружини  $c$  і пружини першого каскаду  $c_1$  (див. рис. 3.12).

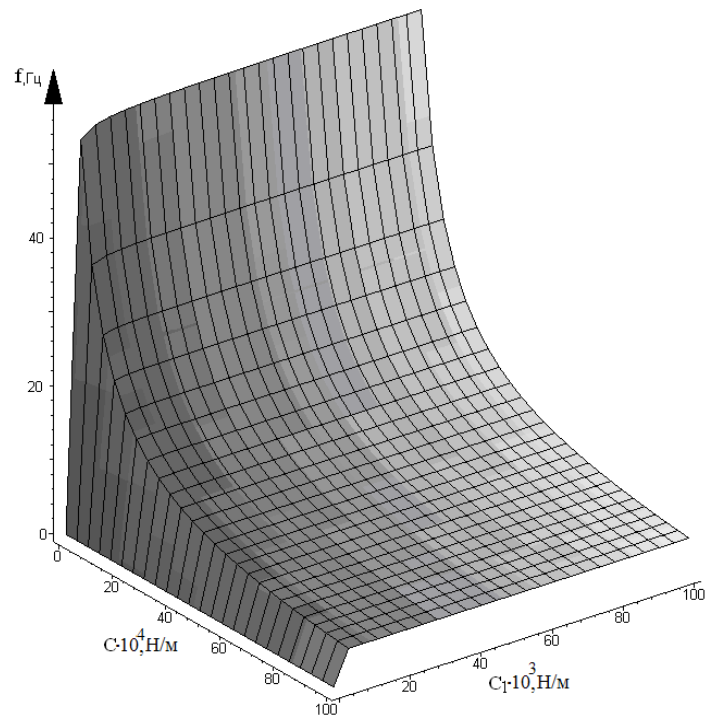


Рис 3.12. Зміна частоти вібрацій роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою від жорсткості силової пружини  $c$  і пружини першого каскаду  $c_1$

### **3.4. Аналіз результатів теоретичних досліджень комплексної математичної моделі робочого циклу універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором**

З метою перевірки розробленої математичної моделі було проведено математичне моделювання роботи універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором.

Застосування чисельних методів розв'язання потребує значних затрат часу на їх реалізацію, але при використанні стандартних програм, враховуючи швидкодію сучасних ЕОМ, застосування їх може бути виправдано.

Серед чисельних методів інтегрування диференціальних рівнянь найбільш широке застосування отримали методи Ейлера, Адамса і Рунге-Кутта. Порівняння цих методів показує, що при одному і тому ж значенні кроку інтегрування метод Рунге-Кутта точніший метода Ейлера, але уступає за точністю методу Адамса [31]. На рис. 3.13 показані типові теоретичні графіки зміни

тиску в порожнині  $A_1$  гідроциліндра і переміщення гідроциліндра з інерційними масами універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором.

Робота гідроімпульсного привода віброударного пристрою здійснюється таким чином. У вихідному положенні клапан другого каскаду відділяє порожнину  $A_1$  об'ємом  $V_1$  від порожнини  $A_2$  об'ємом  $V_2$ . Відбувається ріст тиску  $p_1(t)$ , в гідросистемі і відповідно в робочій порожнині  $A_1$ , за законом (3.17) (на рис. 3.13а ділянка –  $AB$ ), а гідроциліндр з інерційними масами зміщується за законом (3.23) (на рис. 3.13б ділянка –  $A_1B_1$ ) на величину  $x_r$ . Ріст тиску відбувається до величини  $p_{1\max}(t_{1\text{дàçè}})$ , поки зусилля тиску рідини на площу  $F_5$  клапана першого каскаду не подолає зусилля настройки регулювальної пружини клапана першого каскаду, тобто:

$$p_1(t_1)F_5 = p_4(t_1) > c_1x_{10},$$

де  $x_{10}$  – відрегульований натяг пружини клапана першого каскаду;  $t_1$  – час протікання першої фази.

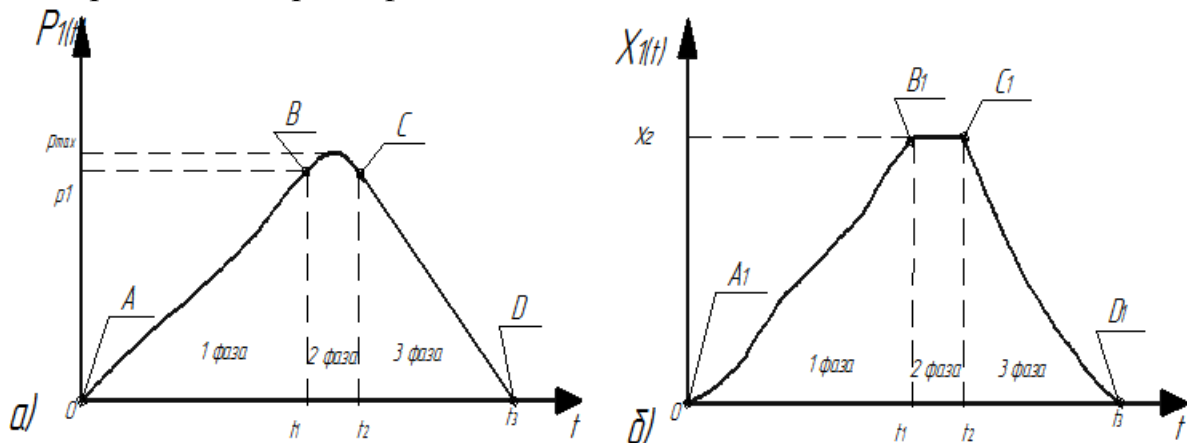


Рис. 3.13. Теоретичний процес роботи універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором: а) – зміна тиску в порожнині  $A_1$  гідроциліндра; б) – переміщення гідроциліндра з інерційними масами

Після досягненні в порожнині  $A_4$  тиску  $p_{1\max}(t_{1\text{дàçè}})$  клапан першого каскаду з'єднує напірну гідролінію зі зливною, відбувається рух рідини, й через наявність дросельного отвору в днищі штовхача клапана другого каскаду площею  $f_{др}$  тиск в порожнині  $A_4$  змінюється до величини  $p_4$ . Відповідно клапан першого каскаду зміщується вгору на величину  $\Delta h$ . А оскільки відбувається рух робочої рідини й через

наявність дросельного отвору в днищі штовхача клапана другого каскаду змінюється тиск в порожнинах  $A_1 - A_4$ , й через зміни тиску спрацює клапан другого каскаду. Відбувається ріст тиску  $p_1(t_2)$  в порожнині  $A_1$  до величини  $p_{\max}$  за законом (3.25) (на рис. 3.13а ділянка –  $BC$ ), а гідроциліндр з інерційними масами приблизно залишається в стані спокою, (рис. 3.13б ділянка –  $B_1C_1$ ).

Після спрацювання двокаскадного клапана-пульсатора робоча порожнина  $A_1$  з'єднується із зливною магістраллю, тиск  $p_1(t_3)$ , в робочій порожнині  $A_1$  падає з величини  $p_{\max}$  за законом (3.32) (на рис. 3.13, а ділянка –  $CD$ ), а гідроциліндр з інерційними масами опускається (зміщується) на величину  $x_r$ , за законом (3.43) (на рис. 3.13б ділянка –  $C_1D_1$ ). Клапан першого каскаду клапана-пульсатора відповідно повертається у вихідне положення.

### 3.5. Аналіз параметрів ударної взаємодії гідроциліндра з інерційними масами з кузовом самоскида

Для теоретичного дослідження ударної взаємодії гідроциліндра з інерційними масами з кузовом самоскида [27, 55], на якому розташований вантаж, розглядаємо систему – кузов, вантаж, гідроциліндр з інерційними масами на рис. 3.14 як жорстку пластину розмірами  $L \times l \times b$ , яка по всій площі рівномірно навантажена зусиллям  $q$  і по центру навантажена зусиллям  $Mg$ , де

$$q = \frac{(M_{\hat{a}} + m_{\text{іє}})g}{L \cdot l}, \quad (3.47)$$

$M_{\hat{a}}$  – маса вантажу на кузові;  $m_{\text{іє}}$  – маса днища кузова (маса пластини);  $M$  – маса гідроциліндра;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Виділимо перерізами із пластини [35], що розглядається, перпендикулярними до координатних осей  $x$  і  $y$  елемент пластинки розмірами  $dx$  і  $dy$ . Цей елемент в деформованому при згині вигляді показаний на рис. 3.15.

Запишемо вираз для відносної деформації в шарі, що знаходиться на відстані  $z$  від серединного перерізу (рис. 3.15):

$$\varepsilon_x = \frac{(\rho_x + z)d\theta - \rho_x d\theta}{\rho_x d\theta} = \frac{z}{\rho_x}, \quad (3.48)$$

де  $\rho_x$  – радіус кривизни серединної поверхні. Крім того,  $\epsilon_x = 0$ .

Оскільки напружений стан плоский, тоді за законом Гука

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \mu \frac{\sigma_y}{E}; \quad \epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \mu \frac{\sigma_x}{E}. \quad (3.49)$$

З рівнянь (3.48)–(3.49) отримаємо:

$$\sigma_y = \mu \sigma_x; \quad \sigma_x = \frac{z}{\rho_x} \frac{E}{1 - \mu^2}. \quad (3.50)$$

При малих прогинах кривизну  $1/\rho_x$  можна замінити другою похідною прогину

$$\frac{1}{\rho_x} = -\frac{d^2 w}{dx^2}. \quad (3.51)$$

Тоді

$$\sigma_x = -\frac{Ez}{1 - \mu^2} \frac{d^2 w}{dx^2}; \quad \sigma_y = -\mu \frac{Ez}{1 - \mu^2} \frac{d^2 w}{dx^2}. \quad (3.52)$$

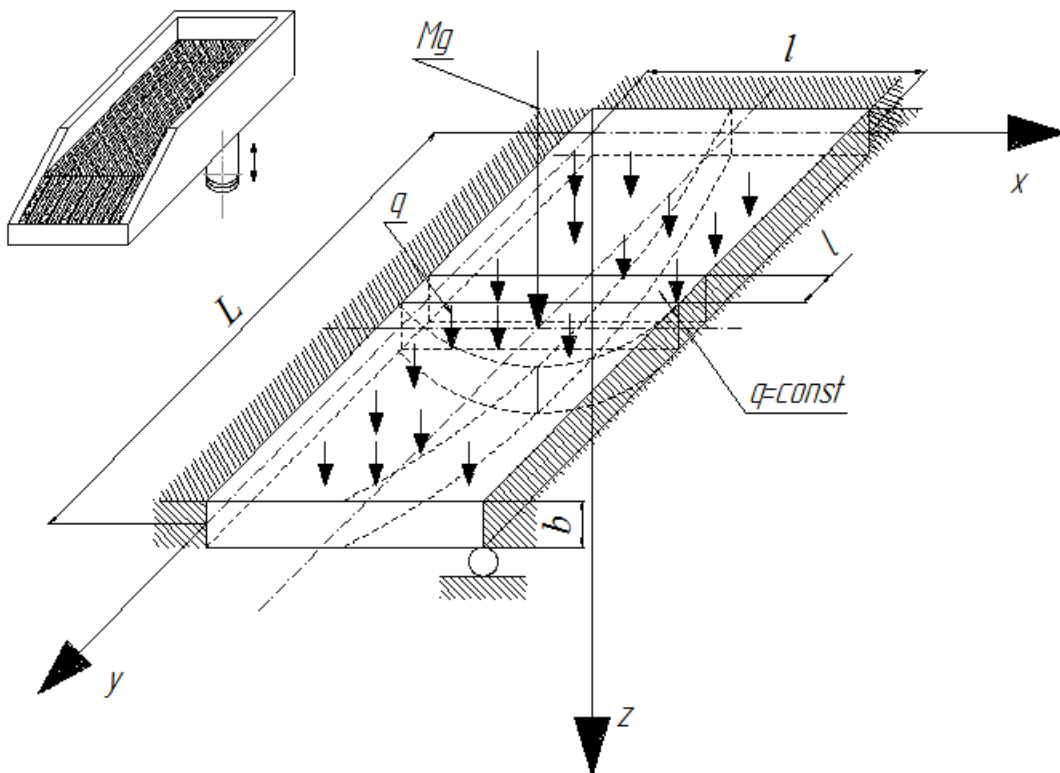


Рис. 3.14. Схема розрахунку ударної взаємодії гідроциліндра (ударника) з інерційними масами з кузовом автомобіля-самоскида



Формули (3.51) і (3.52) показують, що напруження  $\sigma_x$  і  $\sigma_y$  змінюються по товщині пластини за лінійним законом в залежності від  $z$  і по різні сторони від серединного перерізу мають різні знаки.

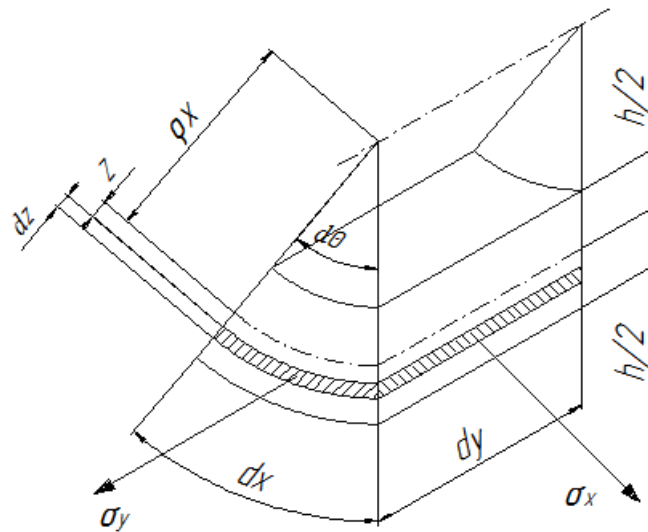


Рис. 3.15. Розрахункова схема елемента пластини

Напруження пов'язані із згинальними моментами такими інтегральними статистичними залежностями:

$$M_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z dz; \quad M_y = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_y z dz. \quad (3.53)$$

Підставивши в залежності (3.53) вирази напружень (3.52), отримаємо такі диференціальні рівняння:

$$M_x = -\frac{d^2 w}{dx^2} D; \quad M_y = -\mu \frac{d^2 w}{dx^2} D, \quad (3.54)$$

де

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}. \quad (3.55)$$

Величина  $D$  називається жорсткістю пластини при циліндричному згині.

Знайдемо максимальний статичний прогин пластини  $\delta_{ст}$ , яка по всій площі рівномірно навантажена зусиллям  $q$  і по центру навантажена зусиллям  $Mg$  [70, 105]. Із рис. 3.14 зрозуміло, що максимальний прогин буде в точці середини пластини, де розташований гідроциліндр з інерційними масами.

Розглянемо навантаження пластини по осях  $x$  і  $y$ . На рис. 3.16а показаний розрахунок реакцій опор і згинальних моментів на пластину по осі  $x$ . Сума моментів відносно точки  $A$

$$\sum_{i=1}^{n-1} M_{iy} = 0; \quad Mg \frac{l}{2} + \frac{q_x l^2}{2} - y_b l + M_{x\dot{A}} - \dot{I}_{xB} = 0, \quad (3.56)$$

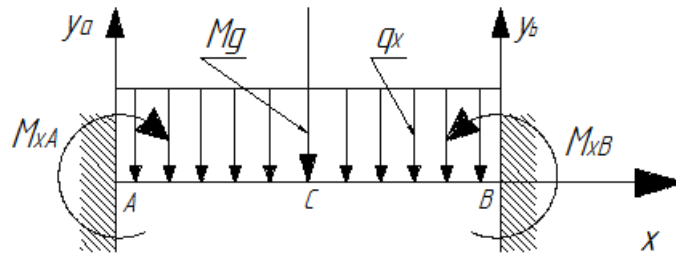


Рис. 3.16. Схема розрахунку згинальних моментів і сил реакцій опор пластини в площині  $xz$

для точки  $B$ :

$$\sum_{i=1}^{n-1} M_{iy} = 0; \quad Mg \frac{l}{2} + \frac{q_x l^2}{2} - y_a l - M_{x\dot{A}} + \dot{I}_{xB} = 0. \quad (3.57)$$

Сума проекцій сил на вісь  $z$ :

$$\sum_{i=1}^{n-1} F_{iz} = 0; \quad Mg + q_x l - y_a - y_b = 0. \quad (3.58)$$

Із рівнянь (3.57)–(3.58) видно, що ми отримали статично невизначену систему. Для розв'язання цієї системи скористаємось методом переміщень, для чого знайдемо два додаткових рівняння. Допустимо, що пластина в точках  $A$  і  $B$  переміщується, тоді запишемо рівність прогину в точці  $B$  від зовнішніх сил і сил реакцій опор (рис. 3.17).

Прогин пластини в точці  $B$  від дії сили  $Mg$  і рівномірно розподіленої сили  $q_x = (M_{\hat{a}} + m_{\text{тє}}) / l$ .

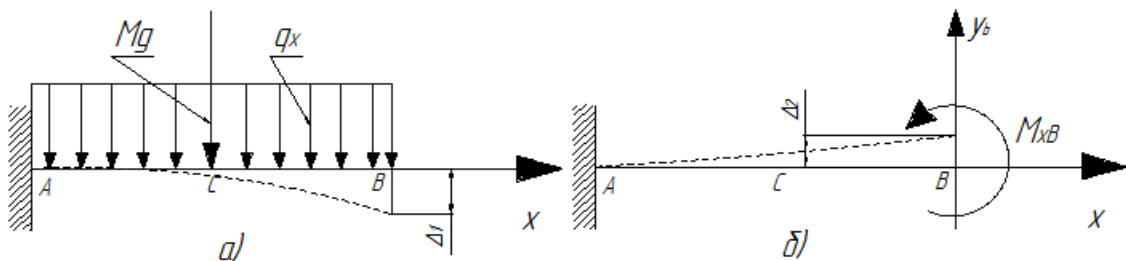


Рис. 3.17. Розрахункова схема згинального моменту і сили реакції опори статично невизначеної пластини в точці  $B$ , в площині  $xz$ : а) – розрахункова схема переміщення точки  $B$  від зовнішніх навантажень; б) – розрахункова схема переміщення точки  $B$  від реакції опори і згинального моменту

Прогин від дії сили  $Mg$

$$\Delta_P = -\frac{Mgl^3}{24D}, \quad (3.59)$$

прогин від рівномірно розподіленої сили  $q_x$

$$\Delta_{q_x} = -\frac{q_x l^4}{8D}. \quad (3.60)$$

Повний прогин пластини від зовнішніх сил в точці  $B$  із рівнянь (3.64) і (3.65)

$$\Delta l = \Delta_P + \Delta_{q_x} = -\frac{Mgl^3}{24D} - \frac{q_x l^4}{8D}. \quad (3.61)$$

Прогин пластини від внутрішніх сил реакцій опори  $B$ . Прогин від дії моменту  $M_{x1}$ :

$$\Delta_{M_{x1}} = \frac{M_{x1} l^2}{2D}, \quad (3.62)$$

прогин від дії сили  $y_b$

$$\Delta_{y_b} = \frac{y_b l^3}{3D}. \quad (3.63)$$

Оскільки пластина в точці  $B$  закріплена, тоді рівняння балансу прогину із рівнянь (3.61)–(3.63)

$$\Delta_P + \Delta_{q_x} - \Delta_{M_{x1}} + \Delta_{y_b} = 0; \quad -\frac{Mgl^3}{24D} - \frac{q_x l^4}{8D} + \frac{M_{xB} l^2}{2D} + \frac{y_b l^3}{3D} = 0. \quad (3.64)$$

Із рівняння (3.64) отримуємо:

$$-\frac{Mgl}{24} - \frac{q_x l^2}{8} + \frac{M_{xB}}{2} + \frac{y_b l}{3} = 0. \quad (3.65)$$

Прогин пластини в точці  $A$  від дії сили  $Mg$  і рівномірно розподіленої сили  $q_x = (M_{\hat{a}} + m_{\text{в}}) / l$ . Прогин від дії сили  $Mg$

$$\Delta_P = -\frac{Mgl^3}{24D}, \quad (3.66)$$

прогин від рівномірно розподіленої сили  $q_x$

$$\Delta_{q_x} = -\frac{q_x l^4}{8D}. \quad (3.67)$$

Повний прогин пластини від зовнішніх сил в точці  $A$ , із рівнянь (3.66) і (3.67)

$$\Delta z = \Delta_P + \Delta_{q_x} = -\frac{Mgl^3}{24D} - \frac{q_x l^4}{8D}. \quad (3.68)$$

Прогин пластини від внутрішніх сил реакцій опори  $A$ . Прогин від дії моменту  $M_{x2}$

$$\Delta_{M_{x2}} = \frac{M_{xA} l^2}{2D}, \quad (3.69)$$

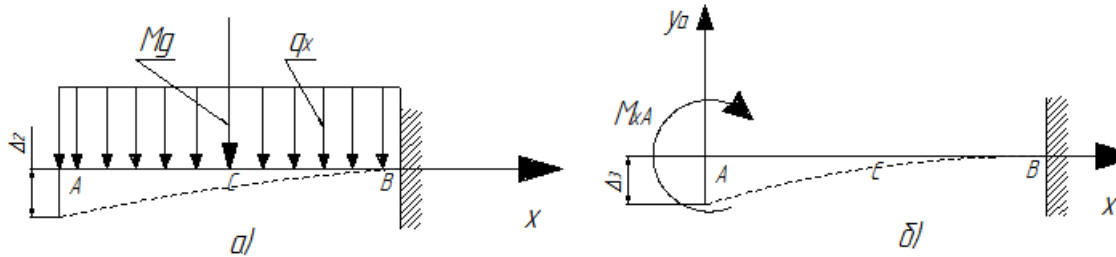


Рис. 3.18. Розрахункова схема згинального моменту і сили реакції опори статично невизначеної пластини в точці  $A$ , в площині  $xz$ : а) – розрахункова схема переміщення точки  $A$  від зовнішніх навантажень; б) – розрахункова схема переміщення точки  $A$  від реакції опори і згинального моменту

прогин від дії сили  $y_b$

$$\Delta_{y_a} = \frac{y_a l^3}{3D}. \quad (3.70)$$

Оскільки пластини в точці  $A$  закріплена, рівняння балансу прогину із рівнянь (3.68)–(3.70)

$$\Delta_P + \Delta_{q_x} - \Delta_{M_{xA}} + \Delta_{y_a} = 0; \quad -\frac{Mgl^3}{24D} - \frac{q_x l^4}{8D} + \frac{M_{xA} l^2}{2D} + \frac{y_a l^3}{3D} = 0. \quad (3.71)$$

Із рівняння (3.71) отримуємо:

$$-\frac{Mgl}{24} - \frac{q_x l^2}{8} + \frac{M_{xA}}{2} + \frac{y_a l}{3} = 0. \quad (3.72)$$

Об'єднуючи рівняння (3.56), (3.57), (3.58), (3.65), (3.72), отримуємо систему рівнянь (3.73)

$$\begin{cases} Mg \frac{l}{2} + \frac{q_x l^2}{2} - y_b l + M_{xA} - \dot{I}_{xB} = 0; \\ Mg \frac{l}{2} + \frac{q_x l^2}{2} - y_a l - M_{xA} + \dot{I}_{xB} = 0; \\ Mg + q_x l - y_a - y_b = 0; \\ -\frac{Mgl}{24} - \frac{q_x l^2}{8} + \frac{M_{xB}}{2} + \frac{y_b l}{3} = 0; \\ -\frac{Mgl}{24} - \frac{q_x l^2}{8} + \frac{M_{xA}}{2} + \frac{y_a l}{3} = 0. \end{cases} \quad (3.73)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3.73), знаходимо згинальні моменти і сили реакції опор:

$$y_a = y_b = \frac{Mgl}{2} + \frac{q_x l^2}{2}; \quad M_{xA} = M_{xB} = -\left(\frac{Mgl}{4} + \frac{q_x l^3}{12}\right). \quad (3.74)$$

Знаючи згинальні моменти і сили реакції опор, будуємо епюри згинальних моментів пластини в проекції площини  $zx$  відносно осі  $y$  на рис. 3.18. Із рисунка епюр згинальних моментів ми бачимо, що максимальний момент і, відповідно, максимальний прогин знаходиться в центрі пластини, в точці  $C$ . Згинальний момент в поточному перерізі на відрізку  $AC$ :

$$M_x(x) = -\left(\frac{Mgl}{4} + \frac{q_x l^3}{12}\right) - \frac{q_x x^2}{2}, \quad \text{де } 0 \leq x \leq \frac{l}{2}, \quad (3.75)$$

на відрізку  $CB$

$$M_x(x) = -\left(\frac{Mgl}{4} + \frac{q_x l^3}{12}\right) - \frac{q_x (l-x)^2}{2}, \quad \text{де } \frac{l}{2} \leq x \leq l. \quad (3.76)$$

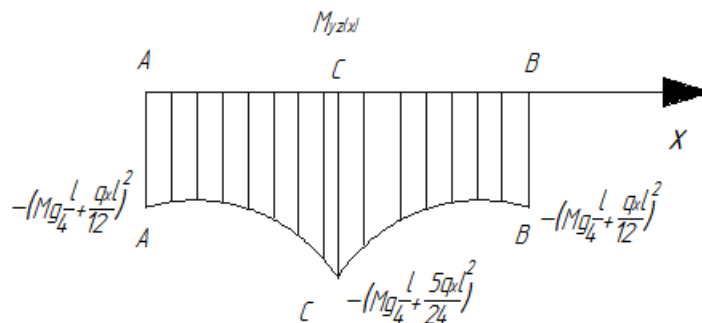


Рис. 3.19. Епюра згинальних моментів в площині пластини  $xz$  відносно осі  $y$

Розглянемо навантаження пластини по осях  $x$  і  $y$ . На рис. 3.20 показаний розрахунок реакцій опор і згинальних моментів на пластину по осі  $y$ . Сума моментів відносно точки  $D$

$$\sum_{i=1}^{n-1} M_{ix} = 0; \quad Mg \frac{L}{2} + \frac{q_y L^2}{2} - M_D = 0. \quad (3.77)$$

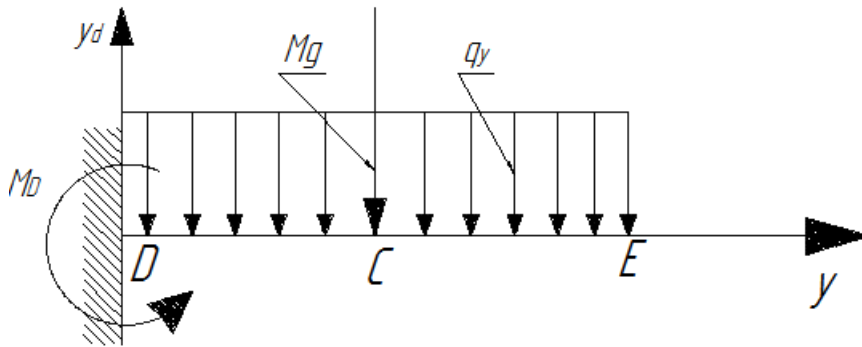


Рис. 3.20. Схема розрахунку згинальних моментів і сил реакцій опор пластини в площині  $yz$

Сума проекцій сил на вісь  $z$

$$\sum_{i=1}^{n-1} F_{iz} = 0; \quad Mg + q_o L - y_d = 0, \quad (3.78)$$

де  $q_o = (M_{\hat{a}} + m_{\text{тї}}) / L$  – навантаження на пластину від маси днища кузова  $m_{\text{пл}}$  і вантажу  $M_{\text{в}}$ .

Об'єднуючи рівняння (3.77) і (3.78), отримуємо:

$$\begin{cases} Mg \frac{L}{2} + \frac{q_y L^2}{2} - M_D = 0; \\ Mg + q_o L - y_d = 0. \end{cases} \quad (3.79)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3.79), знаходимо згинальні моменти і сили реакції опор:

$$y_d = Mg + q_y L, \quad M_D = \frac{MgL}{2} + \frac{q_y L^2}{2}. \quad (3.80)$$

Знаючи згинальний момент і силу реакції опори будемо епюри згинальних моментів пластини в проекції площини  $yz$  відносно осі  $x$  (рис. 3.21).

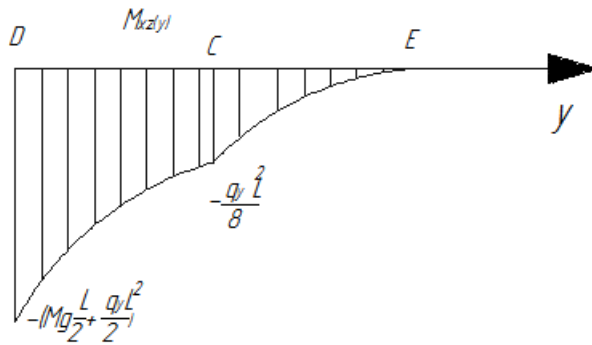


Рис. 3.21. Епюра згинальних моментів в площині пластини  $yz$  відносно осі  $x$

Із рисунка епюр згинальних моментів ми бачимо, що максимальний прогин знаходиться в центрі пластини (в точці  $C$ ). Згинальний момент в поточному перерізі на відрізку  $DC$

$$M_y(y) = -\left(\frac{Mgl}{4} + \frac{q_y l^3}{12}\right) - \frac{q_y y^2}{2}, \text{ де } 0 \leq y \leq \frac{L}{2}, \quad (3.81)$$

на відрізку  $CE$

$$M_y(y) = -\frac{q_y (L-y)^2}{2}, \text{ де } \frac{L}{2} \leq y \leq L. \quad (3.82)$$

Розглядаючи кривизну серединної поверхні в порожнинах, перпендикулярних до вісі  $x$ , можна використати залежність між деформаціями  $\varepsilon_x$  і  $\varepsilon_y$  в довільному шарі пластини. Оскільки напружений стан лінійний, то:

$$\varepsilon_{\delta} = -\mu \varepsilon_{\delta}. \quad (3.83)$$

Із геометричних співвідношень (3.49) і (3.50) і рис. 3.15 для відносної деформації

$$\varepsilon_x = -z / \rho_x, \quad \varepsilon_y = -z / \rho_y. \quad (3.84)$$

Підставляючи вирази (3.84) і (3.83) в (3.79), отримаємо:

$$\left(\frac{1}{\rho_{\delta}}\right)^{(M_x(x))} = -\mu \left(\frac{1}{\rho_x}\right)^{(M_x(x))}. \quad (3.85)$$

Аналогічно визначаємо кривизну при навантаженні моментом  $M_x(x)$ :

$$\left(\frac{1}{\rho_x}\right)^{(M_y(y))} = -\mu \left(\frac{1}{\rho_y}\right)^{(M_y(y))}. \quad (3.86)$$

Максимальне значення напружень будуть при  $z = \pm h/2$ . Кривизна в площинах пластинки [46, 118]

$$\begin{aligned}\frac{1}{\rho_x} &= -\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{(M_x(x) - \mu M_y(y))}{D}; \\ \frac{1}{\rho_y} &= -\frac{d^2 w}{dy^2} = \frac{(M_y(y) - \mu M_x(x))}{D}.\end{aligned}\quad (3.87)$$

Знайдемо прогин пластини в точці  $C$ . Згинальний момент в площині  $xz$  із рівняння (3.54), (3.73), (3.87)

$$-\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{1}{D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{q_x l^3}{12} - \frac{q_x(x)^2}{2} - \mu \left( \frac{q_y(L-y)^2}{2} \right) \right); \quad (3.88)$$

$$-\frac{d^2 w}{dy^2} = \frac{1}{D} \left( -\mu \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{q_x l^3}{12} - \frac{q_x(x)^2}{2} \right) + \frac{q_y(L-y)^2}{2} \right). \quad (3.89)$$

Якщо  $w = f(x,y)$ , де  $x$  і  $y$  незалежні змінні і функція  $f(x,y)$  має неперервні частинні похідні другого порядку, то диференціал другого порядку функції  $w = f(x,y)$  розраховується за формулою (3.90). Детальний процес коливання кузова досліджений на ЕОМ і загальний вигляд коливань кузова побудований на основі пакету *MAPLE 6.0*.

$$d^2 w = \frac{\partial^2 w}{\partial \delta^2} dx^2 + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} dy^2. \quad (3.90)$$

У рівнянні (3.90) диференціал  $2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy = 0$  має значення як прогин, що спричинений дією крутильних моментів в площині  $xu$  відносно осі  $z$ , а в нашому випадку крутильні коливання відсутні. Розглядаючи рівняння (3.90) ми бачимо, що отримали основне диференціальне рівняння згину пластини. Знаходження функції  $w = f(x,y)$ , яка задовольняла рівняння (3.90) і граничні умови пластини, заключається в знаходженні виразу для згину, а потім для зусиль і моментів у вигляді безкінечних рядів. Оскільки  $M_B + m_{пл} \gg M$ , то можна припустити, що згинальний момент, що діє на пластину в площині  $xz$ , розподіл якого показаний на епюрі згинальних моментів на рис. 3.16, є величиною постійною. Тобто для  $M_{yz}(x)$



$$\begin{aligned}
M_{yzcp} &= (M_{yzC} + M_{yzB})/2 = \\
&= \frac{Mg \frac{l}{4} + \frac{5}{24} q_x l^2 + Mg \frac{l}{4} + \frac{q_x l^2}{12}}{2} = Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2,
\end{aligned} \tag{3.91}$$

для  $M_{xz}(y)$

$$\begin{aligned}
M_{xzcp} &= (M_{xzC} + M_{xzD} + M_{xzE})/3 = \\
&= \frac{\frac{1}{8} q_y L^2 + Mg \frac{L}{2} + \frac{q_y L^2}{2}}{3} = Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2.
\end{aligned} \tag{3.92}$$

Підставляючи значення (3.91) і (3.92) в рівняння (3.89) і (3.88), отримуємо:

$$-\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{1}{D} \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 - \mu \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 \right) \right); \tag{3.93}$$

$$-\frac{d^2 w}{dy^2} = \frac{1}{D} \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right). \tag{3.94}$$

Використовуючи рівняння (3.93) і (3.94), розв'язуємо диференціальне рівняння (3.90)

$$\begin{aligned}
d^2 w &= \frac{\partial^2 w}{\partial \delta^2} dx^2 + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} dy^2 = \frac{\partial^2 w}{\partial \delta^2} dx^2 + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} dy^2 = \\
&= \frac{1}{D} \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 - \mu \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 \right) \right) dx^2 + \\
&+ \frac{1}{D} \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) dy^2.
\end{aligned} \tag{3.95}$$

Із рівняння (3.90)

$$\begin{aligned}
w^2 &= \frac{1}{D} \iint \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 \right) \right) dx dx + \\
&+ \frac{1}{D} \iint \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) dy dy;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
w^2 &= \frac{1}{D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right) \frac{x^2}{2} + \\
&+ \frac{1}{D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) \frac{y^2}{2} + \quad (3.96) \\
&+ C_1 x + C_2 + C_3 y + C_4,
\end{aligned}$$

Із початкових умов при  $x = 0$ ,  $y = 0$ ,  $x = l$ ,  $y = L$ ,  $w = 0$ ,  $dw = 0$  знаходимо коефіцієнти  $C_1 = 0$ ,  $C_2 = 0$ ,  $C_3 = 0$ ,  $C_4 = 0$ , тоді із рівняння (3.96)

$$\begin{aligned}
w^2 &= \frac{1}{D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right) \frac{x^2}{2} + \\
&+ \frac{1}{D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) \frac{y^2}{2}. \quad (3.97)
\end{aligned}$$

Проаналізувавши рівняння (3.97), ми бачимо, що отримали рівняння поверхні пластини при статичному навантаженні, причому форма нашої поверхні набуде вигляду конуса другого порядку.

Використовуючи рівняння (3.97), знайдемо статичний згин в точці  $C$ , при  $x = l/2$ ,  $y = L/2$ :

$$\begin{aligned}
w = \delta_{\text{н0}} &= \sqrt{\frac{1}{D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right) \frac{l^2}{8} +} \\
&\sqrt{+ \frac{1}{D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) \frac{L^2}{8}}. \quad (3.98)
\end{aligned}$$

Знайдемо прогин пластини (днища кузова) після удару по ній гідроциліндра з інерційними масами [67]. Запишемо закон збереження енергії для системи: пластини – гідроциліндр з інерційними масами – вантаж (рис. 3.22):

$$\frac{Mv^2}{2} + \frac{c\delta_{\text{c0}}^2}{2} = Mg\delta_{\text{c0}} + (M_{\text{а}} + m_{\text{іє}})g\delta_{\text{а}} + \frac{\tilde{n}}{2}(\delta_{\text{н0}} - \delta_{\text{а}})^2, \quad (3.99)$$

де  $\delta_{\text{ст}}$  – статичний прогин пластини;  $c = 48EI_{yx}/L^3$  – коефіцієнт жорсткості пластини;  $E$  – модуль пружності матеріалу балки;  $I_y$  – момент інерції пластини відносно площини  $yx$ , яка проходить по центру пластини;  $\delta_{\text{д}}$  – динамічний прогин пластини;  $v$  – початкова

швидкість гідроциліндра з інерційними масами до ударного контакту із пластиною.

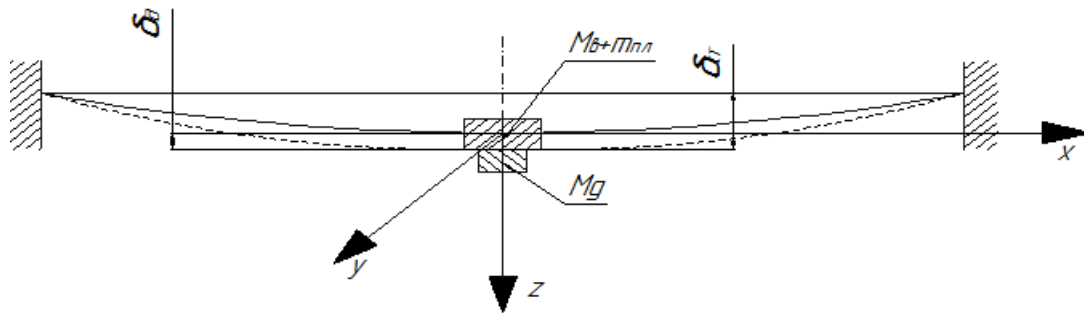


Рис. 3.22. Розрахункова схема для знаходження прогину кузова при ударі

Розв'язуючи квадратне рівняння (3.99), отримуємо:

$$\delta_{\ddot{a}} = \left( \delta_{\ddot{n}\delta} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{i\ddot{e}})}{\ddot{n}} g \right) + \sqrt{\left( \delta_{\ddot{n}\delta} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{i\ddot{e}})}{c} g \right)^2 + \frac{Mv^2}{c}}. \quad (3.100)$$

Знайдемо швидкість пластини з гідроциліндром із вантажем після ударного контакту гідроциліндра з пластиною. Для дослідження процесу удару в першу чергу потрібно вирішити питання кількісного і якісного характеру [85], при моделюванні деформуючих елементів: 1) які властивості реального об'єкта суттєві і повинні бути відображені в моделі; 2) як ці властивості аналітично описати.

У нашому випадку модель пружна, а для аналітичного опису властивостей скористаємось дискретною моделлю Релея.

Нехай  $x, y$  – координати довільного перерізу недеформованої пластини, яка бере відлік від вільного кінця,  $t$  – час, який відраховується від моменту першого контакту гідроциліндра з інерційними масами з пластиною,  $u(x, y, t)$  – переміщення перерізу з координатою  $x, y$  в момент часу  $t$ . Згідно з способом Релея функція  $u(x, y, t)$  приймається у вигляді:

$$u(x, y, t) = A(t)f(x, y, t), \quad (3.101)$$

де  $f(x, y, t)$  – задана неперервна функція координат  $x, y$ , яка задовольняє граничні умови;  $A(t)$  – функція часу, що підлягає визначенню.

Задамо функцію (3.101) таким чином:

$$\frac{\partial u(x, y, t)}{\partial t} = \dot{A}(t) f(x, y, t). \quad (3.102)$$

Припустимо, що в кінці першого етапу удару швидкість пластини в місці удару гідроциліндра з інерційними масами  $u_1$ . Припустимо, що при ударі і при статичному прикладенні навантаження (у нашому випадку по середині пластини) рівняння прогину пластини описується рівнянням

$$w^2 = \Omega x^2 + \Theta y^2, \quad (3.103)$$

$$\Omega = \frac{1}{2D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right);$$

де

$$\Theta = \frac{1}{2D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right).$$

Позначимо величину максимального прогину пластини  $w_{\max}$ , тоді із рівняння (3.98)

$$w_{\max} = \delta_{\text{нò}} = \left( \frac{1}{D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right) \frac{l^2}{8} + \frac{1}{D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) \frac{L^2}{8} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Згідно з способом Релея, яка описується функціонально залежністю (3.103), для нашої дискретної моделі

$$u^2 = u_1^2 \frac{(\Omega x^2 + \Theta y^2)}{\delta_{\text{сò}}^2}. \quad (3.104)$$

Кінетична енергія елемента пластини  $ds$ , який знаходиться на відстані  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$  від початку координат пластини, буде:

$$E_{\text{іє}} = \frac{qu^2 ds}{2}. \quad (3.105)$$

Кінетичну енергію всієї пластини знаходимо, розраховуючи поверхневий інтеграл із рівняння (3.105):

$$E_{\text{іє}} = \iint_s \frac{qu^2}{2} ds = \frac{u_1^2 q}{2\delta_{\text{сò}}^2} \iint_{00}^{Ll} (\Omega x^2 + \Theta y^2) dy dx = \frac{u_1^2 q}{2\delta_{\text{сò}}^2} \left( \Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right). \quad (3.106)$$

Кінетична енергія всієї пластини і гідроциліндра з інерційними

масами після ударного контакту

$$E = E_{i\ddot{e}} + E'_{i\ddot{e}} = \frac{u_1^2 q}{2\delta_{c\ddot{o}}^2} \left( \Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right) + \frac{Mu_1^2}{2}. \quad (3.107)$$

Втрата кінетичної енергії при ударі

$$\Delta E = E_{\ddot{a}} - (E_{i\ddot{e}} + E'_{i\ddot{e}}) = \frac{Mv^2}{2} - \frac{u_1^2 q}{2\delta_{c\ddot{o}}^2} \left( \Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right) + \frac{Mu_1^2}{2}. \quad (3.108)$$

Кінетична енергія втрачених швидкостей:

$$\Delta E_v = \frac{M(v - u_1)^2}{2} - \frac{(0 - u_1)^2 q}{2\delta_{c\ddot{o}}^2} \left( \Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right). \quad (3.109)$$

За теоремою Карно [85]

$$\Delta E = \Delta E_v.$$

Прирівнюючи вирази (3.117) і (3.118), отримуємо:

$$\begin{aligned} \frac{Mv^2}{2} - \frac{u_1^2 q}{2\delta_{c\ddot{o}}^2} \left( \Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right) + \frac{Mu_1^2}{2} = \\ = \frac{M(v - u_1)^2}{2} - \frac{(0 - u_1)^2 q}{2\delta_{c\ddot{o}}^2} \left( \Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right); \\ u_1 = \frac{3Mv\delta_{c\ddot{o}}^2}{q(\Omega l^3 L + \Theta L^3 l)}. \end{aligned} \quad (3.110)$$

Знаючи швидкість пластини (3.110) і максимальний прогин днища кузова із вантажем (3.109), визначаємо перевантаження, якому піддається вантаж:

$$\begin{aligned} a = \frac{u_1^2}{2\delta_{\ddot{a}}} = \\ = \frac{\left( \frac{3Mv\delta_{c\ddot{o}}^2}{q(\Omega l^3 L + \Theta L^3 l)} \right)^2}{2 \left( \delta_{\ddot{n}\ddot{o}} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{i\ddot{e}})}{\tilde{n}} g \right) + 2 \sqrt{\left( \delta_{\ddot{n}\ddot{o}} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{i\ddot{e}})}{c} g \right)^2 + \frac{Mv^2}{c}}}. \end{aligned}$$

Умова розвантаження вантажу (відривання вантажу від днища кузова) [48, 71, 85]

$$a = \left( \frac{3Mv\delta_{c0}^2}{2q(\Omega l^3 L + \Theta L^3 l)} \right)^2 \times \left( \left( \delta_{\tilde{n}0} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{\tilde{i}\tilde{e}})}{\tilde{n}} g \right) + \sqrt{\left( \delta_{\tilde{n}0} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{\tilde{i}\tilde{e}})}{c} g \right)^2 + \frac{Mv^2}{c}} \right)^{-\frac{1}{2}} \geq 9,82 \frac{\dot{i}}{\tilde{n}^2}. \quad (3.111)$$

При виконанні умови (3.111) відбувається ефективне розвантаження вантажу.

Енергія ударного імпульсу, що передається вантажу на кузові:

$$E = \frac{Mv^2}{2} = \frac{M}{2} \left( A + \left( \frac{W-A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W-A}{\vartheta-\xi} - \frac{\xi}{\vartheta-\xi} W \right) \right) e^{\xi t} + \left( \frac{W-A}{\vartheta-\xi} - \frac{\xi}{\vartheta-\xi} \right)_2 e^{\vartheta t} + \left( \frac{W-A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left( \frac{W-A}{\vartheta-\xi} - \frac{\xi}{\vartheta-\xi} W \right) \right) \xi + \left( \frac{W-A}{\vartheta-\xi} - \frac{\xi}{\vartheta-\xi} W \right) \vartheta \right)^2.$$

При теоретичному дослідженні динаміки робочого циклу гідравлічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів були розроблені розрахункові схеми універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором, а також математичні моделі у вигляді систем нелінійних диференціальних рівнянь з розривними правими частинами.

Виконано аналіз закономірностей функціонування універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором. Визначено умови, дотримання яких забезпечує виникнення та існування стійких періодичних коливань.

Визначено ступінь впливу робочих параметрів гідросистеми на вихідні характеристики універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором, у результаті чого виявлено, що переналадка на потрібні

вихідні параметри можлива.

Оптимізація конструктивних параметрів універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором, дозволила виявити ступінь впливу окремих елементів на його вихідні характеристики. Найбільш суттєвий вплив на роботу універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором надає, поєднання площ клапанів першого і другого каскаду, а також площа дросельного отвору.

Результати теоретичних досліджень шляхом апроксимації різних величин задовільно збіглися з експериментальними даними.

Було досліджено ударні процеси універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором, а також було досліджено закон руху вантажу на кузові автомобіля-самоскида при імпульсних навантаженнях на кузов автомобіля-самоскида.

Дослідження ударних процесів дозволило вийти на ступінь ефективності розвантаження вантажів при застосуванні універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором.

## **4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ВІБРОУДАРНОГО ПРИВОДА ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

### **4.1. Задачі експериментальних досліджень гідравлічного віброударного привода**

Задачами експериментальних досліджень гідравлічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів є:

- перевірка роботоздатності привода;
- встановлення найпростіших способів регулювання кінематичних і енергетичних параметрів;
- вимірювання методом осцилографування основних параметрів робочого циклу привода (тиску в робочій порожнині гідроциліндра  $p$ , переміщення ударної маси  $x$ , переміщення клапанів першого і другого каскадів  $x_1$  і  $x_2$  відповідно);
- встановлення закономірностей зміни робочих характеристик ударної маси (енергії  $E_y$  та частоти  $f$  ударів) із зміною величин основних конструктивних параметрів досліджуваного привода;
- аналіз характеру руху робочої ланки під дією імпульсу тиску рідини;
- оцінка оптимальних співвідношень конструктивних елементів двокаскадного клапана-пульсатора і пошук можливостей розширення меж його регулювання із збільшенням швидкодії і високої витрати;
- перевірка запропонованих методів розрахунку та адекватності припущень, прийнятих при складанні комплексної математичної моделі, а також теоретичних уявлень про динаміку робочого циклу;
- визначення відносної величини розкиду результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

### **4.2. Методика експериментальних досліджень та оцінка точності вимірювань**

Методика проведення експериментальних досліджень гідравлічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів наведена на рис. 4.1.



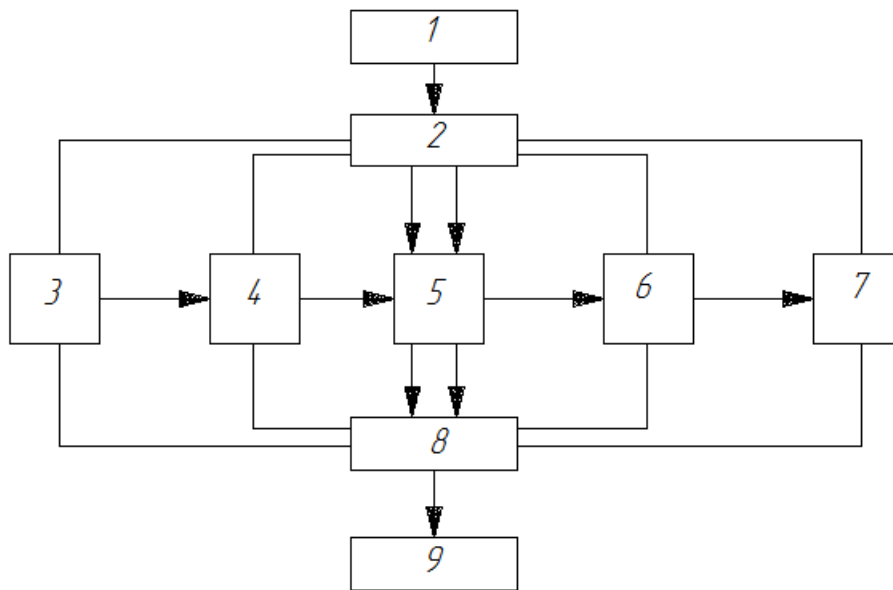


Рис. 4.1. Структурна схема методики проведення експериментальних досліджень

На рис. 4.1: 1 – підготовка дослідного зразку гідравлічного віброударного привода; 2 – планування та проведення експериментів; 3 – 7 реєстрація динамічних параметрів гідравлічного віброударного привода на різних режимах робочого процесу; 8 – обробка результатів вимірювань та оцінка їх точності; 9 – побудова за результатами вимірювання експериментальних графічних залежностей

Під час підготовки гідравлічного віброударного привода дослідного зразка до експериментальних досліджень виконувались такі роботи:

1) вимірювання та регулювання у вибраному напрямку конструктивних параметрів попередньої деформації пружних елементів двокаскадного клапана-пульсатора та виконавчого механізму і площі прохідного перерізу дросельного отвору у проставці 2 на рис. 4.2;

2) установка та закріплення змінних вантажів на виконавчому механізмі 4 на рис. 4.2;

3) розміщення поблизу гідравлічного віброударного привода вимірювально-реєструючої апаратури;

4) монтаж на двокаскадному клапані і виконавчому механізмі давачів тиску і переміщення;

5) з'єднання давачів кабелями з комплексом вимірювально-реєструючої апаратури;

6) занулення, налагодження та прогрівання вимірювально-реєструючої апаратури;

7) перевірка на холостих режимах функціонування систем гідравлічного віброударного привода та апаратури;

8) приведення величини підсилення електричних сигналів із давачів у відповідність до їх тарувальних характеристик;

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

Сумарна похибка реєструючого тракту визначалась при допущенні, що всі часткові складові похибок мають нормальний закон розподілу густини ймовірностей, а лінійні кореляційні зв'язки між випадковими складовими похибок відсутні і ступінь достовірності їх визначення однаковий.

У цьому випадку середнє квадратичне значення випадкової похибки визначається за формулою [46]

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2},$$

а значення випадкової складової похибки в 997 випадках із 1000 не перевищує  $3\sigma_{\Sigma}$ .

Для зручності всі складові виражають у відносній формі, тоді кожна із складових характеризується постійною систематичною складовою  $\Delta$ .

При реєстрації досліджуваних процесів використовувалось декілька видів давачів і апаратури.

Середнє квадратичне значення систематичної похибки при записі тиску рідини і обробці експериментальних даних

$$\Delta_{\ddot{a}} = \sqrt{\Delta_g^2 + \Delta_m^2 + \Delta_M^2 + \Delta_c^2 + \Delta_{\ddot{a}}^2}, \quad (4.1)$$

де  $\Delta_g = 1,5\%$  – похибка перетворювача тиску;  $\Delta_m = 0,7\%$  – похибка тезопідсилювача 8АНЧ – 7М;  $\Delta_M = 0,5\%$  – похибка магазину шунтів Р155;  $\Delta_c = 1,0\%$  – похибка запису променевим осцилографом;  $\Delta_e = 4,0\%$  – систематична відносна похибка, що вноситься оператором при обробці експериментальних даних [118].

Сумарна похибка по тиску при обробці осцилограм

складає 4,47 %.

Середньоквадратичне значення систематичної похибки при записі переміщень із використанням віброапаратури типу ВІ6–5МА

$$\Delta_{\bar{I}} = \sqrt{\Delta_E^2 + \Delta_A^2 + \Delta_C^2},$$

де  $\Delta_{\text{и}} = 1,5 \%$  – систематична відносна похибка індуктивного давача переміщень;  $\Delta_{\text{в}} = 3,0 \%$  – систематична відносна похибка апаратури ВІ6–5МА.

Розрахункова сумарна похибка по переміщенню при обробці осцилограм складає 5,2 %. Допустима відносна похибка  $\Delta = 5 \%$  призначається достатньою для більшості наукових досліджень [71].

З метою одержування достовірних значень експериментальних параметрів привода (тиску в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра, переміщення виконавчого гідроциліндра, переміщення несучої платформи при ударі, в залежності від твердості проставки, переміщення клапанів першого і другого каскадів) число  $n$  необхідних вимірювань одного і того ж параметра на заданому режимі визначається за формулою [77, 100]

$$n \geq (1 - P_{\bar{A}} + 2n_{\text{нр}}) \cdot (1 - P_{\bar{A}})^{-1},$$

де  $n_{\text{пр}}$  – число явно недостовірних значень параметрів (грубі промахи), які не беруться до уваги;  $P_{\text{д}}$  – довірча ймовірність того, що похибка визначення параметра знаходиться в допустимих межах.

Для нормування квантильної оцінки результуючої та випадкової похибок вимірювальної техніки автори робіт [77, 64, 100] рекомендують вибирати  $P_{\text{д}} = 0,8...0,9$ , тоді за  $n_{\text{пр}} = 0$ :

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

Випадкова похибка вимірювань згідно з теоремою О. М. Ляпунова [78] розподіляється за законом, близьким до нормального, що дозволяє для знаходження істинного значення вимірюваного за осцилограмою параметра та його середньої квадратичної похибки  $\sigma$  застосовувати формули [64, 78]

$$a \approx \bar{x} = n^{-1} \sum_{i=1}^n x_i;$$
$$\sigma \approx \sqrt{(n-1)^{-1} (x_i - \bar{x})^2},$$

де  $x_i$  та  $\bar{x}$  – відповідно вимірне та середньоарифметичне значення параметра.

### 4.3. Методика експериментальних досліджень та оцінка точності вимірювань

Для дослідження розрахункових схем гідропривода і гідросистеми гідроімпульсного привода віброударного пристрою був виготовлений експериментальний варіант двокаскадного клапана-пульсатора і зібрані схеми приводів з виконавчим механізмом на виході двокаскадного клапана-пульсатора.

На рис. 4.2 наведена конструкція експериментального варіанта клапана-пульсатора, яка складається із: корпусу клапана 1; корпусу клапана першого каскаду 4; клапана другого каскаду 2; клапана першого каскаду 5; регулювальної пружини 10; установчої пружини 12; пружини 11; регулювального гвинта 9; кришки 8; регулювальних поршнів 7, 6; проставки 3 з виконаним у ньому різьбовим отвором для встановлення дросельного отвору 13, з можливістю регулювання діаметра дросельного отвору.

Різьбовий отвір  $A$  служить для під'єднання перетворювача тиску, насосної станції або навантажувального об'єму рідини, або виконавчого механізму.

Різьбові отвори  $B$ ,  $C$  служать для під'єднання двокаскадного клапана-пульсатора до зливної магістралі.

Розміри конструктивних елементів двокаскадного клапана-пульсатора, вибір яких здійснювався на попередніх етапах дослідження, склали: діаметр клапана першого каскаду  $D_1 = 14 \cdot 10^{-3}$  м; діаметр клапана другого каскаду  $D_2 = 50 \cdot 10^{-3}$  м; кут при вершині клапана другого каскаду  $\alpha = 45^\circ$ ; приведена маса клапана першого каскаду  $M_1 = 89,6 \cdot 10^{-3}$  кг; приведена маса клапана другого каскаду  $M_2 = 390 \cdot 10^{-3}$  кг; жорсткість регулювальної пружини  $k_1 = 268 \cdot 10^3$  Н/м; жорсткість силової пружини  $k_2 = 1256 \cdot 10^3$  Н/м; розмір прохідного отвору змінного дроселя  $D_{др} = (1 \dots 2) \cdot 10^{-3}$  м.

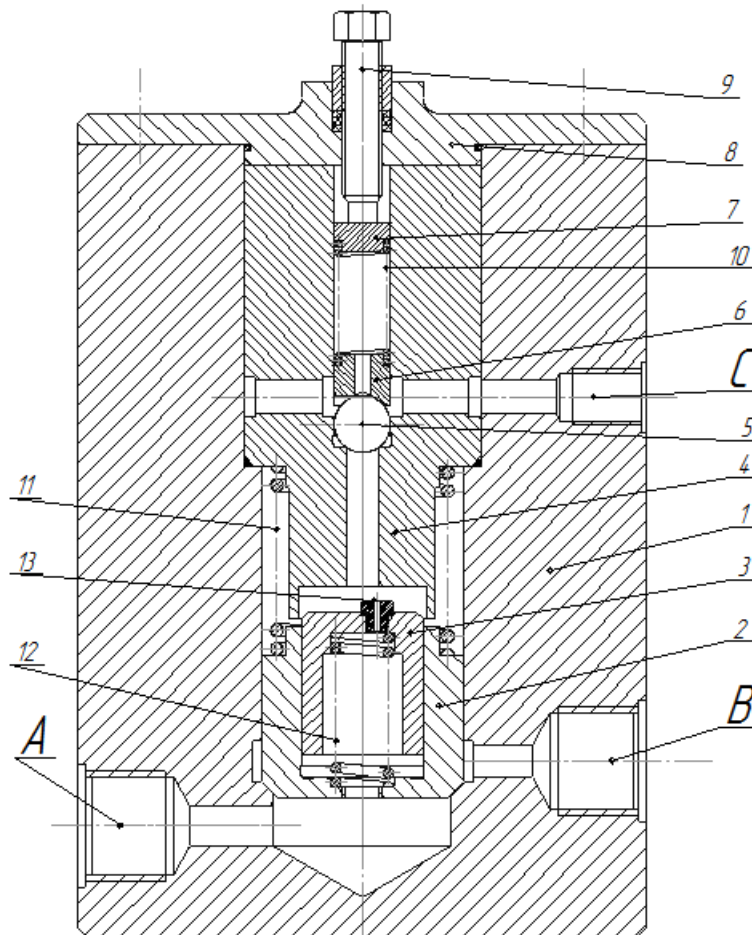


Рис. 4.2. Експериментальний варіант конструкції двокаскадного клапана-пульсатора

На рис. 4.3 показаний загальний вигляд експериментального зразка двокаскадного клапана-пульсатора.

На початковій стадії постановки експерименту досліджувались й інші конструкції двокаскадного клапана-пульсатора, результати досліджень яких опубліковані в [108, 110] і тут не наводяться.

Експериментальні дослідження проводилися на спеціальному стенді, загальний вигляд якого показаний на рис. 4.4, а його гідравлічна схема на рис. 4.5.

Насосна станція стенда складається із насоса 2, типу НШ–10, насоса 3, типу НШ–32 і двох регулюючих насосів 10, 12 типу НП–43–4, які перероблені на ручне керування робочим об'ємом.

Для підживлення насосів 10 і 12 передбачений насос 21 типу НШ–46. На вході в насоси 2 і 3 встановлені сітчасті фільтри. Очищення оливи здійснюється фільтрами грубої очистки 23, 24 типу 18С2452Є з щільністю фільтрації 80 мкм і фільтром тонкої очистки 25

типу 15ГФ17СН з номінальною щільністю фільтрації 16 мкм. Для контролю забруднення фільтрів служать манометри 18, 19, 20. Тиск на вході в насоси 10 і 12 регулюється запобіжним клапаном прямої дії 13.

Насоси 2, 3, 10 і 12 з'єднанні з напірною лінією 7 через зворотні клапани 4, 5, 9, 11 для роздільного включення кожного насоса.

Тиск в напірній магістралі 7 контролюється манометром 8 моделі 1232 (клас точності 1). До напірної магістралі підключений дросель з регулятором 14 типу ПГ 55–34 і два двокаскадних запобіжних клапани 15 і 16 типу БГ 52–24. Запобіжний клапан 15 – аварійний і налагоджується на тиск, вищий максимально допустимого. Запобіжний клапан 16 – робочий, після нього встановлений лічильник рідини 17 з овальними шестернями типу ШЖУ–25м–16. Термометром 26 контролюється температура масла в баці. Об'єкт досліджень 6 під'єднують до напірної лінії 7.

Стенд забезпечує постійні витрати  $0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  і двоє змінних від 0 до  $0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Місткість бака –  $400 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ . В якості робочої рідини використано оливу індустріального загального призначення И–30А (ГОСТ 20799–75).

Для визначення зміни величини подачі рідини насосами при зміні тиску в гідросистемі стенду були побудовані їх витратні характеристики, які наведені на рис. 4.6.

Виконавчий механізм гідроприводів циклічної дії складається із приведеної маси 40 кг і діаметром плунжера  $D_1 = 110 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Схема підключення двокаскадного клапана-пульсатора до виконавчого механізму наведена на рис. 4.7, а його загальний вигляд – на рис. 4.8.

На схемі рис. 4.7 позначено: насос (НШ–10Е) – 1; запобіжний клапана – 2; манометр – 3; кран – 4; магістраль підводу робочої рідини – 5; підйомний штифт – 6; штовхач – 7; контактна пружина – 8; кришка клапана-пульсатора – 9; керуючий золотниковий клапан-пульсатор першого каскаду – 10; регулювальна пружина – 11; канал зливу – 12; робоча пружина – 13; клапан другого каскаду – 14; фільтр для робочої рідини – 15; давачі переміщення – 16, 24, 25; корпус клапана другого каскаду – 17; гідроциліндр – 18; дросельний отвір – 19; плунжер – 20; силова пружина – 21; кришка гідроциліндра – 22; давач тиску – 23.

У процесі експериментальних досліджень реєструвались такі

параметри:

- тиск рідини в робочій порожнині виконавчого механізму або в навантажуваному об'ємі на вході двокаскадного клапана-пульсатора (давач тиску 23);
- переміщення клапана першого каскаду (давач переміщення 24);
- переміщення клапана другого каскаду (давач переміщення 25);
- переміщення плунжера (ударної маси) (давач переміщення 16).

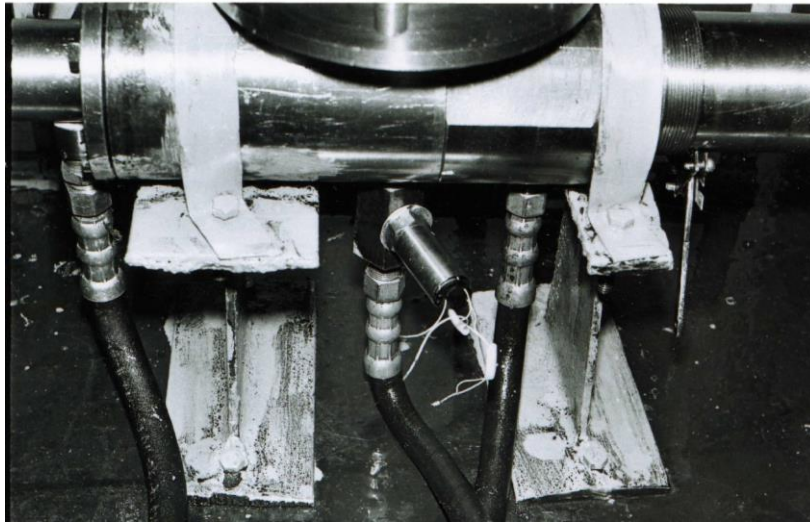


Рис. 4.3. Загальний вигляд експериментального варіанта конструкції гідроімпульсного привода віброударного пристрою

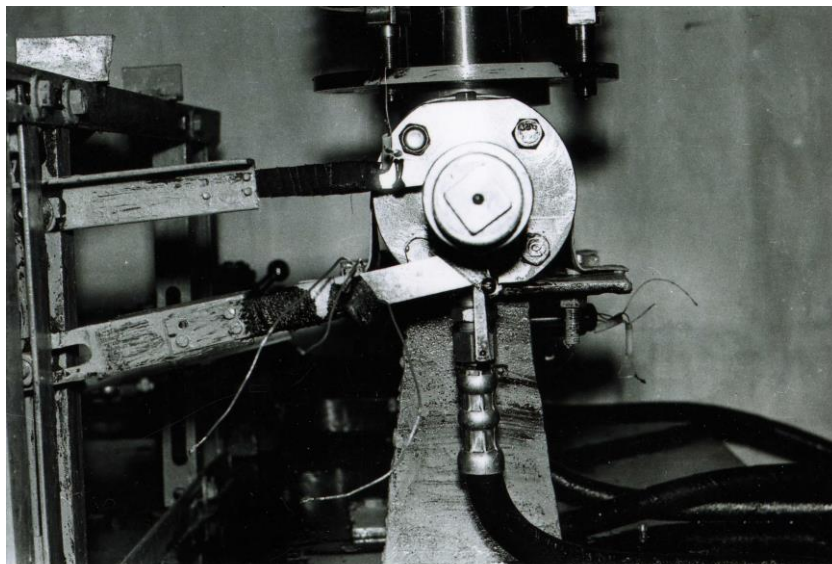


Рис. 4.4. Загальний вигляд дослідного стенда

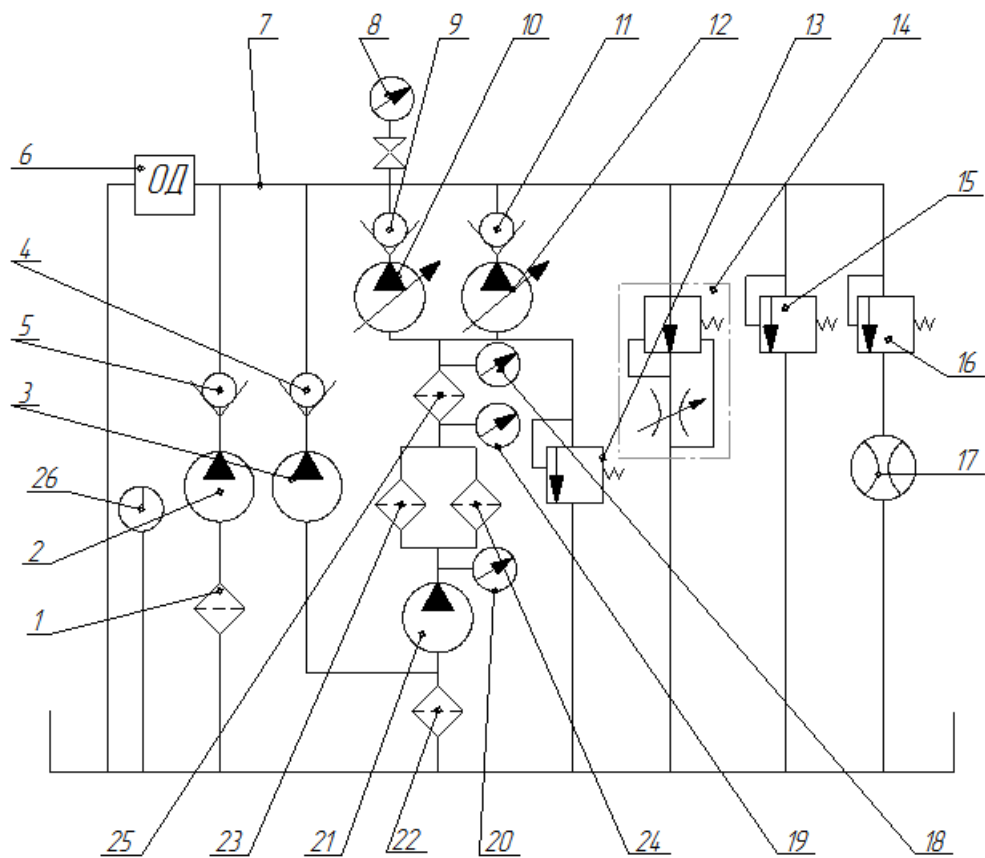


Рис. 4.5. Гідравлічна схема експериментального стенда

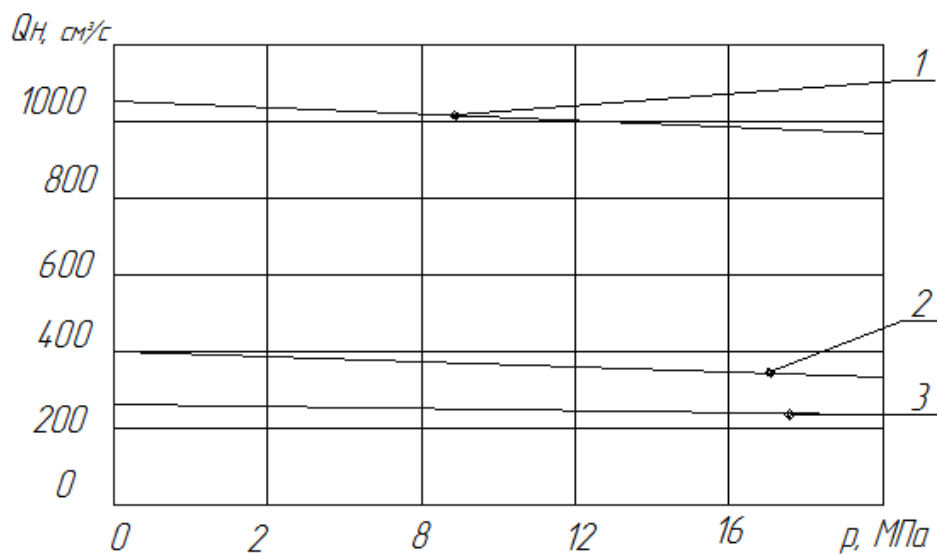


Рис. 4.6. Витратні характеристики насосів:  
 1 – насос НШ-46; 2 – насос НП-43; 3 – насос НШ-10



Блок-схема, що використовується при проведенні дослідів реєструючого тракту, наведена на рис. 4.8, а на рис. 4.9 показаний його загальний вигляд.

У якості параметричних перетворювачів тиску, що використовуються із тензометричним підсилювачем типу 8АНЧ–7М, застосовувались перетворювачі тиску типу ТДД конструкції НАТИ, чуттєвий елемент яких виконаний у вигляді порожнистого циліндра, на який наклеєний активний тензорезистор типу ПКБ–15–200. Компенсаційний тензорезистор наклеєний на масивну частину корпусу. Зовнішній вигляд перетворювача тиску типу ТДД показаний на рис. 4.10, конструкція тензометричного датчика тиску робочої рідини показана на рис. 4.11, а статистична характеристика перетворювача тиску наведена на рис. 4.12.

Власні і несучі частоти реєструючої апаратури повинні бути на порядок вищими частоти реєструючого процесу. Максимальна частота процесу при роботі двокаскадного клапана-пульсатора складала 50 Гц, тому для запису змінних параметрів користувались гальванометром М004 з власною частотою порядку 1200 Гц (робоча полоса частот 0...600 Гц).

Для реєстрації процесу переміщення використовувалась вібровимірювальна малогабаритна індуктивна апаратура типу ВІ–5МА. В основі її роботи лежить принцип амплітудної модуляції несучої частоти індуктивними давачами, виконаними за диференційно-трансформаторною схемою.

При дослідженнях апаратура типу ВІ–5МА використовувалась тільки з давачами переміщення типу ДП–2 і ДП–3 (відповідно, лінійна частина переміщень 20 і 30 мм). Давачі тиску типу ДА6, які входять в комплект апаратури, розраховані на максимальний тиск 2 МПа, що робить неможливим їх використання в проведених дослідженнях. Зовнішній вигляд давача переміщення показаний на рис. 4.13, а конструкція тензометричного датчика переміщення вузлів експериментального стенду універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою показана на рис. 4.14.

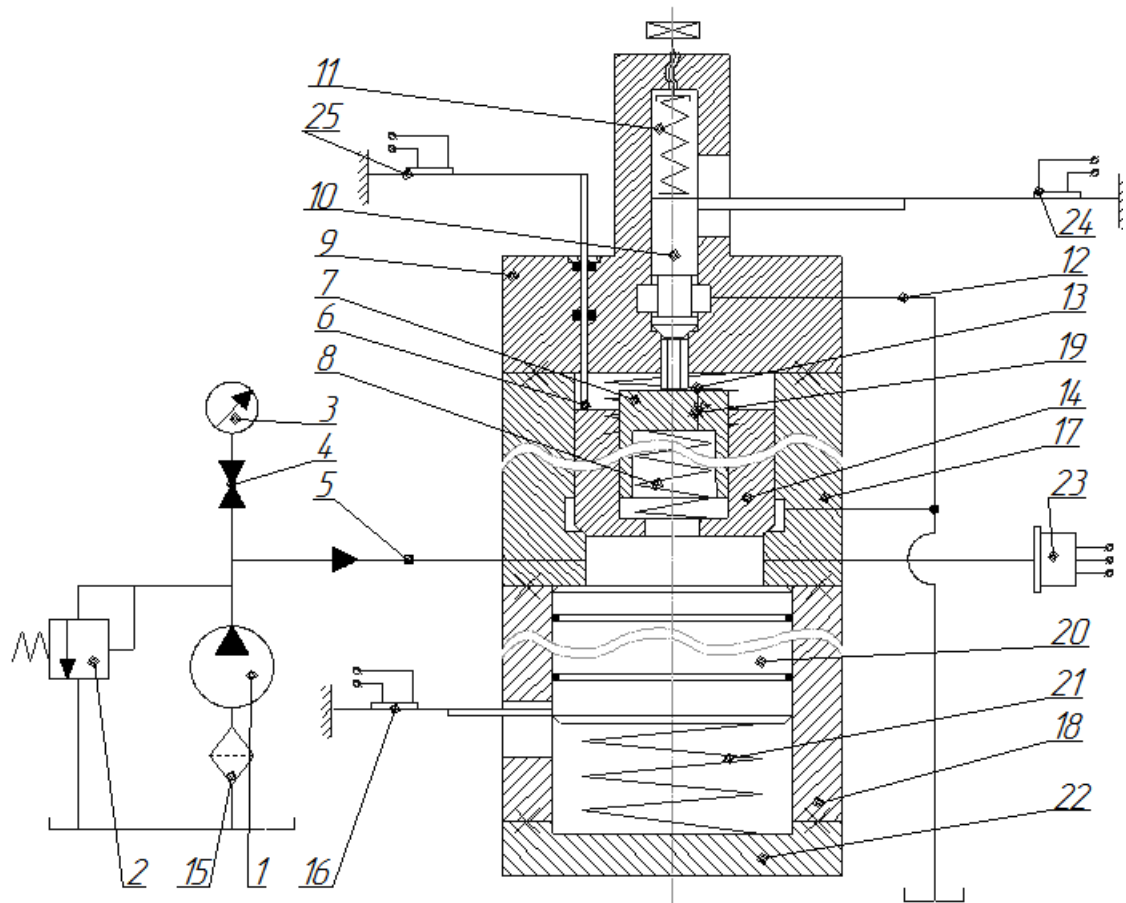


Рис. 4.7. Схема підключення виконавчого механізму на вході двокаскадного клапана-пульсатора і давачів переміщення і тиску

Частотний діапазон давачів переміщення ДП-2 і ДП-3 індуктивного типу (120 Гц) практично визначається тільки фільтром, встановленим в апаратурі.

При дослідженнях використовувались два променевих осцилографа: Н700 і Н117. На осцилограмах, знятих осцилографом Н700, відмітка часу – 0,01 с, на осцилографі Н117 – 0,02 с.

Статистичне градування перетворювачів тиску (рис. 4.15) проводилось на модернізованому лабораторному гідравлічному пресі із зразковим манометром мод. 1231 із верхньою межею вимірювального тиску 25 МПа. Струм реєструвався приладом М336 з граничними значеннями шкали 15–30–45–150 мА і класом точності 1,0.

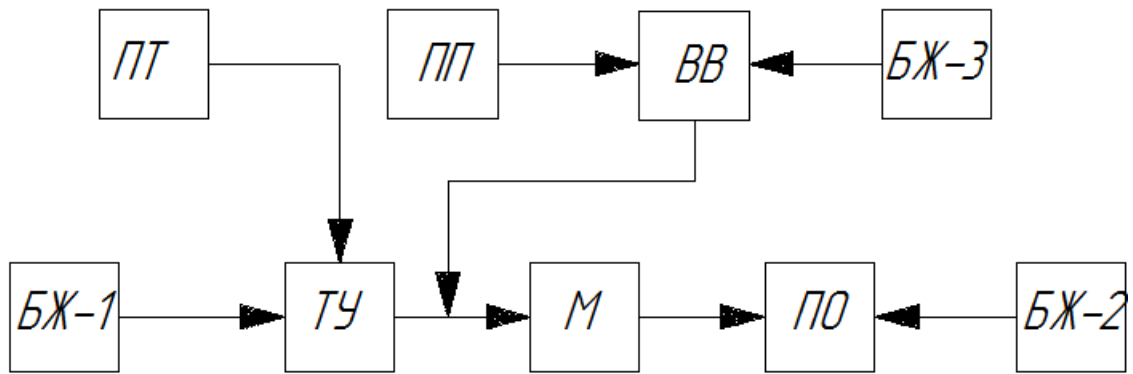


Рис. 4.8. Блок-схема реєструючого тракту:

БЖ – 1 – блок живлення тензопідсилювача; ПТ – перетворювач тиску типу ТДД;  
 ТП – тензопідсилювач 8АНЧ–7М; ПП – перетворювач переміщення типу ДП; ВВ –  
 вібровимірююча апаратура ВВ6–5МА; БЖ-3 – блок живлення ВВ6 –5МА; М –  
 магазин шунтів і добавочних опорів Р155; ПО – променевий осцилограф Н117  
 (Н700); БЖ-2 – блок живлення променевого осцилографа



Рис. 4.9. Давач тиску типу ТДД

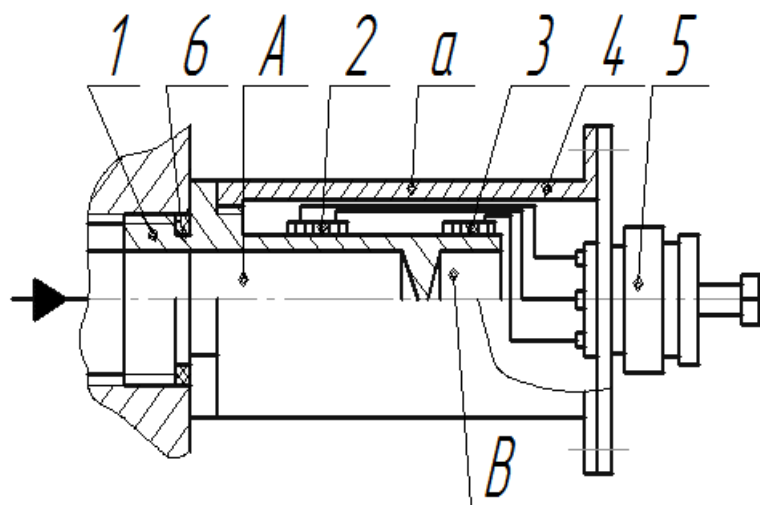


Рис. 4.10. Конструкція тензометричного датчика тиску робочої рідини в  
 гідросистемі експериментального стенду універсального гідроімпульсного  
 привода віброударного пристрою

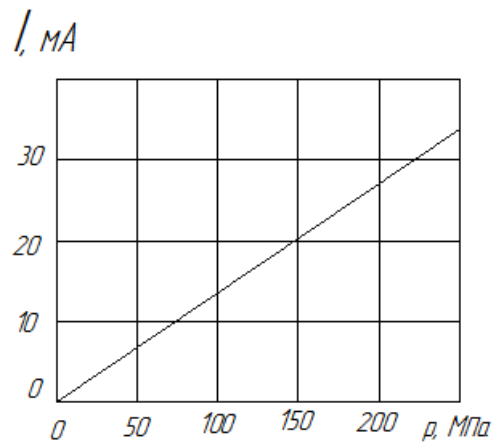


Рис. 4.11. Статистична характеристика перетворювача тиску

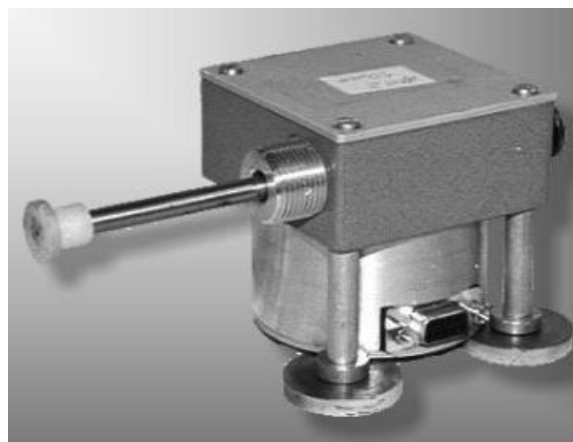


Рис. 4.12. Давач переміщення типу ДП-3

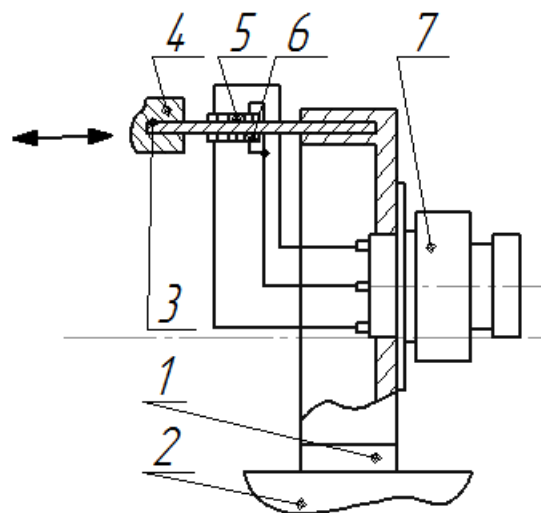
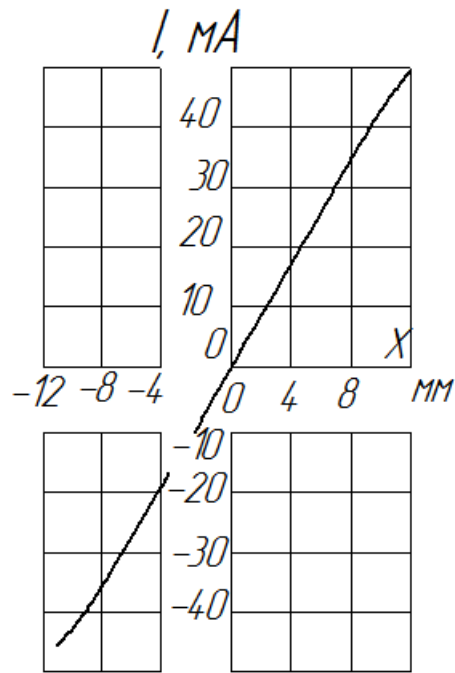
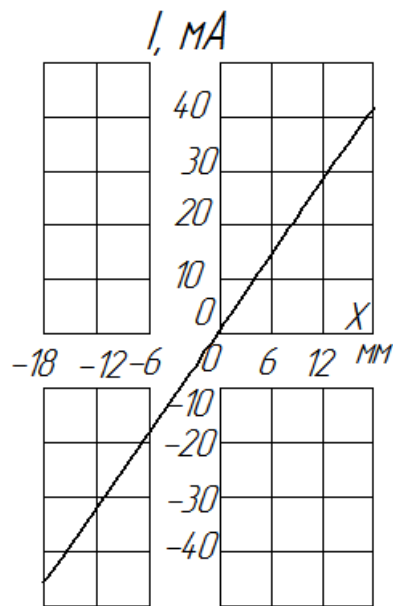


Рис. 4.13. Конструкція тензометричного датчика переміщення вузлів експериментального стенду універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою



а)



б)

Рис. 4.14. Статистична характеристика давачів переміщення:

а) – давач ДП-2; б) – давач ДП-3

Дослідження модуля об'ємної пружності рідини – індустріальної оливи И-30А – проводились на спеціально виготовленому навантажувальному пристрої.

На рис. 4.15 наведена конструктивна схема навантажувального пристрою для визначення статичного і динамічного модулів об'ємної пружності досліджуваної рідини, а на рис. 4.16 – його зовнішній

вигляд.

Навантажувальний пристрій складається із сталюого товстостінного корпусу 1, запірних кранів 2 і 13, притертого за індивідуальною технологією плунжера 12, направляючої втулки 9, пружини 8, штоку 7, швидкоз'ємної шайби 6, гайки 5, змінної маси 4, механічного затвору 3 і підживлюючої камери 11. Для реєстрації тиску в середині компресійної камери *A* навантажувального пристрою служить давач тиску 14, переміщення плунжера реєструється здавачем 10.

Технічна характеристика навантажувального пристрою:

- маса переміщуючих частин, кг – 4...24;
- діаметр плунжера, м –  $8,12 \cdot 10^{-3}$ ;
- початковий об'єм компресійної камери, м<sup>3</sup> –  $151 \cdot 10^{-6}$ ;
- жорсткість пружини –

$10,7 \cdot 10^3$ .

У вихідному положенні навантажувального пристрою, що показаний на рис. 4.15, досліджувана рідина подавалась через кран 2 (при відкритому крані 13) в компресійну камеру *A* до повного його заповнення і видалення через кран 13 (при закритому крані 2), що попало разом з рідиною.

Потім витримана протягом доби олива при знятому затворі 3 повільно занурювалась і розвантажувалась за рахунок оберту гайки 5 до повного зникнення виходу бульбашок повітря в підживлюючу камеру 11.

Після таких заходів, направлених на видалення повітря із порожнини компресійної камери *A*, кран 13 закривався, а навантажувальний пристрій вважався готовим до роботи.

Для визначення динамічного модуля об'ємної пружності рідини після заходів, направлених на видалення повітря із порожнини компресійної камери, затвор 3 встановлювався у вихідне положення, як це показано на рис. 4.15, послаблювалась гайка 5, а швидкоз'ємна шайба 6 видалялася.

Проте при знятому затворі 3 маса 4 буде здійснювати затухаючі коливання з кутовою частотою, що залежить від жорсткості системи.

Частота незатухаючих коливань визначається з виразу

$$\omega = \sqrt{(\tilde{n}_i + \tilde{n}_e) / I},$$

де  $c_p$  – жорсткість пружини;  $c_{ж}$  – жорсткість рідини, яка знаходиться в компресійній камері;  $M$  – приведена маса рухомих частин навантаженого пристрою.

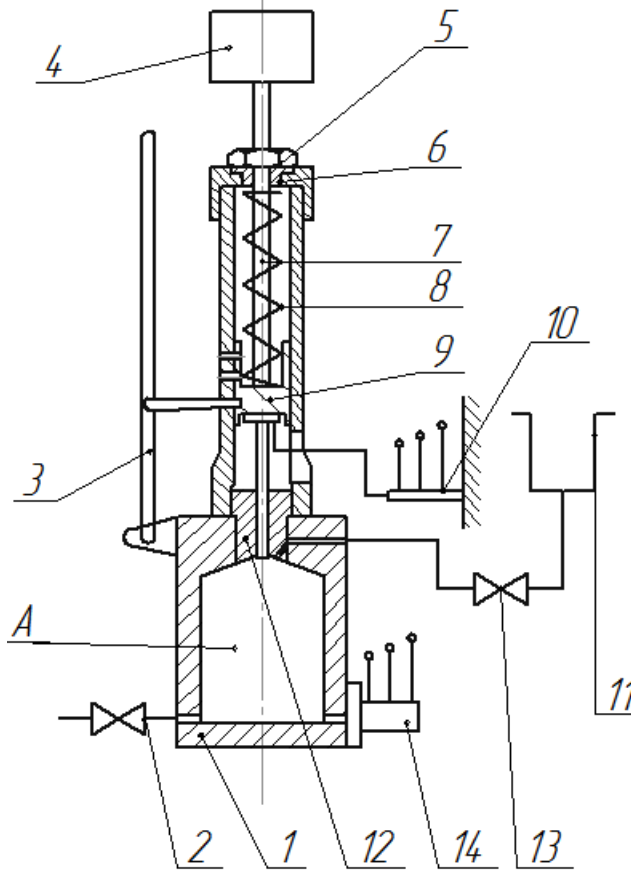


Рис. 4.15. Конструктивна схема навантажувального пристрою для визначення модуля об'ємної пружності рідини



Рис. 4.16. Зовнішній вигляд навантажувального пристрою для визначення модуля об'ємної пружності рідини

Враховуючи, що жорсткість рідини, приведена до початкового об'єму у компресійній камері:

$$\tilde{n}_{\text{ж}} = \dot{A}_{\text{ж}} F^2 / V_1,$$

де  $F$  – площа плунжера, можна визначити модуль пружності рідини в залежності від частоти коливань:

$$\dot{A}_{\text{ж}} = \frac{V_0}{F^2} (\omega^2 M - C_{\text{I}}). \quad (4.2)$$

Необхідно відмітити, що для визначення модуля об'ємної пружності рідини за виразом (4.2) немає необхідності вимірювати переміщення плунжера, але це значення дає можливість визначити

величину модуля пружності при статичному (встановленому) значенні параметрів перехідного процесу навантаження після динамічного навантаження і відповідної динамічної деформації рідини за виразом:

$$\dot{A} = -V_0 \Delta p / \Delta V. \quad (4.3)$$

Статичний модуль об'ємної пружності не є основним, а лише допоміжною характеристикою при дослідженні динамічного модуля і використовувався для порівняння цих величин.

На рис. 4.17 наведена осцилограма навантаження рідини при приведеній масі  $M = 16$  кг.

Оцінимо похибку визначення власної частоти процесу, оскільки у виразі (4.2)  $\omega$  – частота незатухаючих коливань, в той час, як перехідний процес затухаючий.

Логарифмічний декремент затухання процесу

$$\delta = \ln A_1 / A_2 = 0,587, \quad (4.4)$$

де  $A_1$  і  $A_2$  – амплітудне значення тисків на рис. 4.17.

Величина, що характеризує затухання:

$$h = \delta / T_3 = \beta / 2M, \quad (4.5)$$

де  $\beta$  – приведений коефіцієнт в'язкого тертя;  $T_3$  – період затухаючого процесу:

$$h = 0,587 / T_3 = 0,587 \sqrt{\omega^2 - h^2} / 2\pi, \quad (4.6)$$

звідки  $h^2 = 0,00873\omega^2$ , а власна частота затухаючих коливань

$$\omega_3 = \sqrt{\omega^2 - h^2} = 0,996\omega$$

відрізняється від частоти незатухаючих коливань всього на 0,6 %, що дозволяє не враховувати декремент затухання при визначенні величини модуля об'ємної пружності рідини за власною частотою процесу.



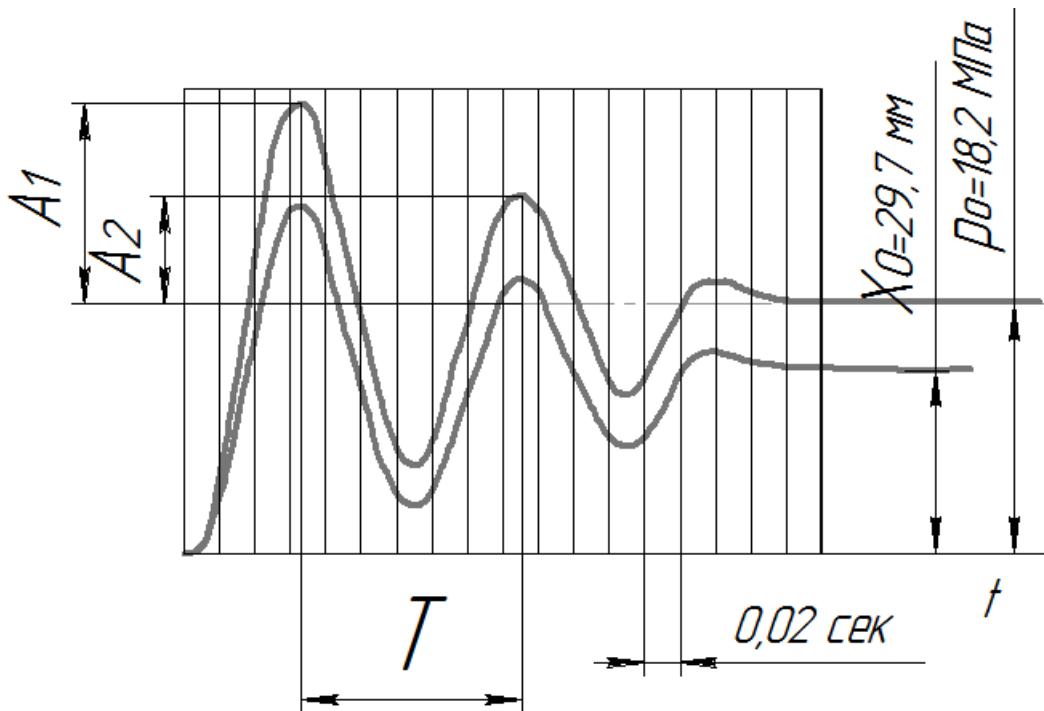


Рис. 4.17. Перехідний процес навантаження рідини

Величина модуля об'ємної пружності рідини, визначена за виразом (4.2), за перехідним процесом рис. 4.17 складає  $E_{ж} = 2017$  МПа.

#### 4.4. Результати експериментальних досліджень

З метою встановлення робочих режимів вібраційного гідроударного привода, закономірності зміни цих режимів визначались під час регулювання параметрів спрацювання двокаскадного клапана-пульсатора і навантаження виконавчого гідроциліндра.

У ході експериментів здійснювалась реєстрація змін величини тиску у виконавчому гідроциліндрі  $P$ , величини переміщень виконавчого гідроциліндра, клапанів першого та другого каскадів, а також несучої платформи  $S$ ,  $S_1$ ,  $S_2$  і  $L$ , відповідно.

Основні параметри вібраційного гідроударного привода при постановці експерименту: тиск у системі 12...16 МПа, продуктивність насосної станції  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, площа прохідного отвору дроселя  $f_{др} = 0,1$  см<sup>2</sup>; інерційна маса 40 кг.

На рис. 4.18 наведена осцилограма робочого процесу

розробленого експериментального вібраційного гідроударного привода.

Більш детальний якісний мікроаналіз досліджуваних параметрів вібраційного гідроударного привода дає можливість провести осцилограма на рис. 4.19.

У випадку, що розглядається, пружне повертання виконавчого гідроциліндра з інерційними масами здійснюється при площі прохідного отвору зливу  $f_{др} = 0,25\text{см}^2$ .

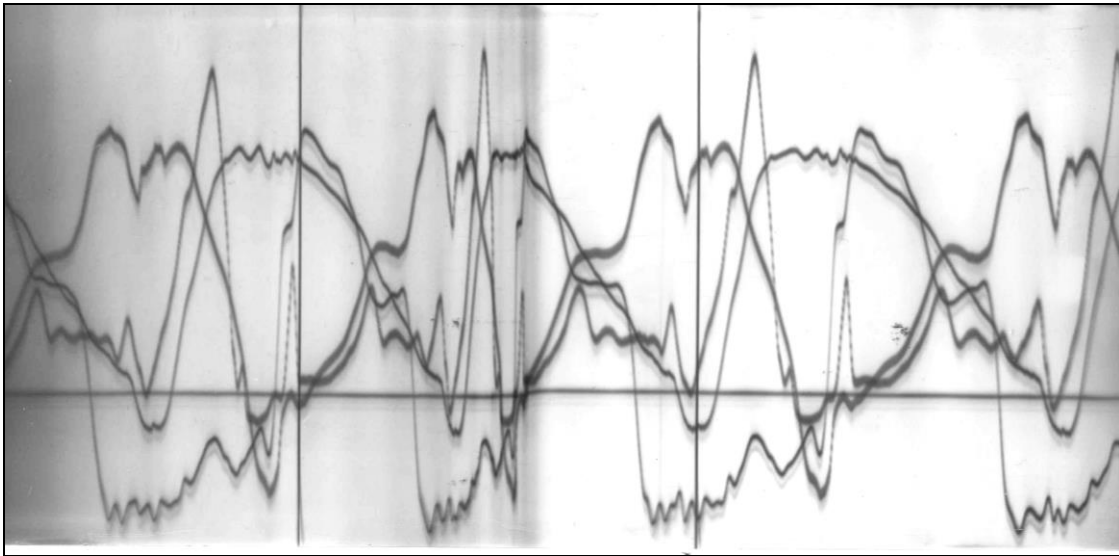


Рис. 4.18. Осцилограми процесу роботи вібраційного гідроударного привода

Початок і кінець циклу обмежений точками  $a_2$  і  $c_2$  кривої 2 (рис. 4.19), яка відповідає початку подачі оливи в робочу порожнину виконавчого гідроциліндра – відповідно початку руху виконавчого гідроциліндра, і закриттю клапана другого каскаду при зливі оливи – відповідно кінець руху виконавчого гідроциліндра (відбувається удар по проставці). Процес руху виконавчого гідроциліндра відбувається на ділянці  $a_2b_2$ , причому частина кривої зв'язана з перехідними процесами, обумовленими порушенням герметичності посадки клапана другого каскаду на сідло при русі вверх клапана першого каскаду, спрацювання якого забезпечує пружина настройки достатньої довжини, і з'єднанні надклапанної порожнини зі зливом. Початок відкриття основного клапана відбувається при падінні тиску в надклапанній

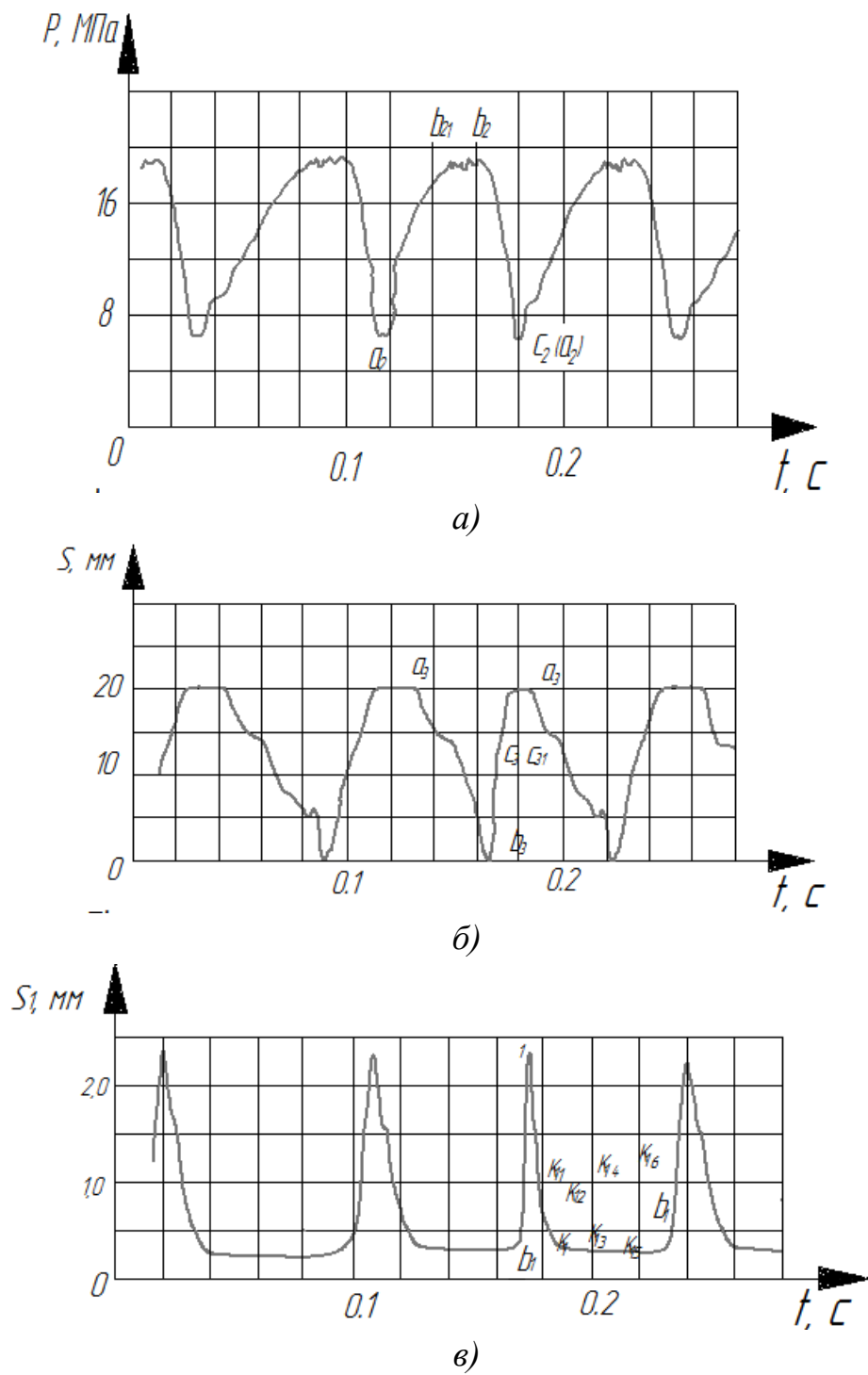


Рис. 4.19. Осцилограми процесу роботи вібраційного гідравлічного віброударного привода: а) – графік переміщення клапана першого каскаду; б) – графік зміни тиску в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра; в) – графік переміщення виконавчого гідроциліндра

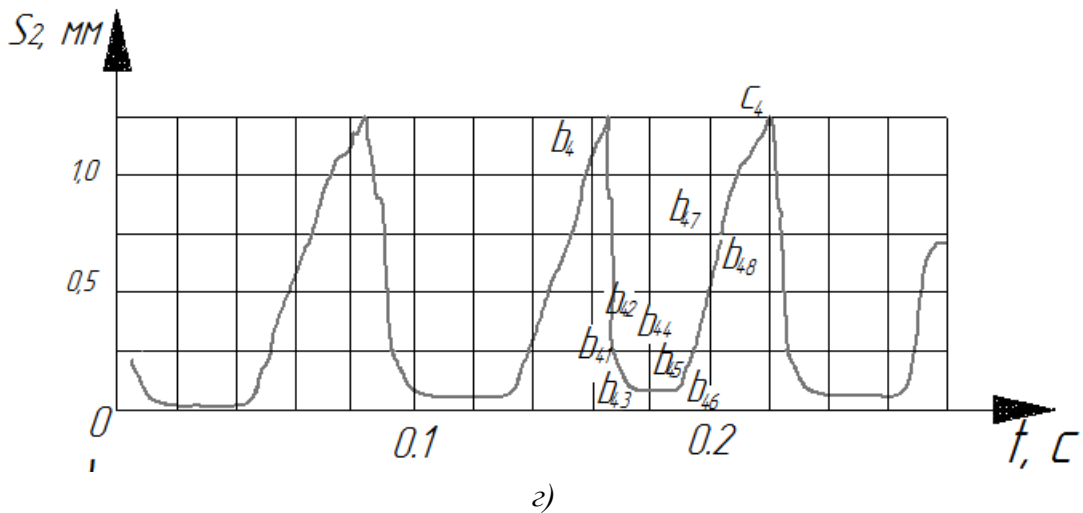


Рис. 4.19 (продовження). Осцилограми процесу роботи вібраційного гідравлічного віброударного привода: г) – графік переміщення клапана другого каскаду

порожнині до деякої величини на ділянці  $b_{3c_3}$  і відповідає початку руху виконавчого гідроциліндра вгору до удару з несучою платформою  $b_2$ .

З моменту відкриття клапана другого каскаду  $b_{21}$  в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра починає збільшуватись тиск на ділянці  $b_{24}b_{41}$ . Нечітко виражене імпульсне збільшення тиску (в момент відкриття клапана другого каскаду і з'єднанні робочої порожнини зі зливом) – ділянка  $b_{41}b_{42}b_{43}b_{44}$  – пояснюється максимальним відкриттям клапана другого каскаду на злив і незначною величиною змінної інерційної маси. Проте навіть при такому характері імпульсного збільшення тиску виконавчий гідроциліндр отримує чітко виражене пікове переміщення, яке відповідає ділянці кривої 1  $b_{1c_1}$ , в момент часу, що розглядається, повна витрата рідини, що поступає в робочу порожнину через кромки клапана другого каскаду, має максимальне значення і перевищує витрату рідини через прохідний отвір зливу із робочої порожнини.

По мірі витікання оливи із робочої порожнини і підйомі виконавчого гідроциліндра (ділянка  $b_{2c_2}$ ) витрата зменшується і стає меншою, ніж витрата на злив. Виконавчий гідроциліндр із інерційними масами повертається у вихідне положення (відповідно до кривої  $c_{1k_1}$ ), викликаючи при цьому збільшення тиску в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра, оскільки рухаючись вгору під дією стиснених пружин, йому надається швидкість, яка перевищує витрати рідини через зливний отвір. На кривій 4 це збільшення тиску

відповідає ділянці  $b_{44}b_{45}$  і відбувається одночасно із поверненням виконавчого гідроциліндра із інерційними масами – ділянка  $c_1k_{12}$ . Точка  $k_1$  на кривій 1 є характерною, оскільки визначає рівність витрат оливи через клапан другого каскаду і зливної гідролінії.

Закриття клапана другого каскаду відбувається в момент часу, який відповідає повному поверненню виконавчого гідроциліндра у вихідне положення (точка  $c_2$ ). Між виконавчим гідроциліндром і клапаном другого каскаду утворюється деякий об'єм рідини, зміна тиску в якому відображається на кривій переміщення, і описана на ділянці  $b_{45}b_{46}$ , є перехідним процесом і залежить від пружного удару виконавчого гідроциліндра через проставку змінної твердості об несучу платформу (ділянка кривої  $k_{1k_{11}k_{12}}$ , що супроводжується гідравлічними ударами в надклапанній порожнині першого каскаду). Що стосується зміни тиску в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра, то пікове збільшення його на ділянці  $c_3c_{31}a_3$  з вершиною в точці  $c_{31}$ , відповідає першому удару рухомих частин при поверненні виконавчого гідроциліндра і супроводжується гідравлічним ударом і мультиплікуючим тиском в надклапанній порожнині через клапан другого каскаду. Ділянка кривої 1,  $k_{12}k_{13}$ , на якій рухомі частини виконавчого гідроциліндра займають деяке проміжкове положення, відповідає скиданню тиску в робочій порожнині на ділянці  $b_{45}b_{47}b_{48}$  кривої 4, а при повторному пружному відскоці виконавчого гідроциліндра (ділянка  $k_{13}k_{14}$ ) повне вихолощення робочої порожнини (ділянка  $b_{48}c_4$ ), супроводжується пружним співударянням виконавчого гідроциліндра із несучою платформою (ділянка  $k_{15}k_{16}b_1$ ).

Проведений аналіз основних параметрів привода за допомогою експериментально-отриманих залежностей на осцилограмах характеризує процес вібраційного імпульсного навантаження з якісної сторони.

Використовуючи вказані осцилограми, можна отримати необхідні кількісні характеристики процесу вібророзвантаження, наприклад, величину робочого зусилля на виконавчому гідроциліндрі, значення енергії імпульсу тиску рідини, що подається в робочу порожнину виконавчого гідроциліндра, амплітуду переміщення виконавчого гідроциліндра під час удару у відповідності до моменту часу циклу, що розглядається. Кількісний аналіз основних параметрів і процесів

дозволяє експериментально оцінити точність запропонованих методів розрахунку вібраційного гідроімпульсного привода.

У зв'язку з тим, що застосовані для осцилографування давачі тиску мають різні параметри (наприклад, товщина стінки давача тиску), необхідне відповідне тарування давачів. Записи осцилограм для більшої наглядності проводилися при різній чуттєвості підсилюючого сигналу одночасно для п'ятих основних параметрів привода. Цим пояснюється недоцільність якісної оцінки досліджуваних величин за допомогою калібруючого сигналу, який подається на осцилограф.

#### **4.5. Методика та результати експериментальних досліджень ударної взаємодії гідроциліндра з інерційними масами і днища кузова**

Для оцінки ефективності роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів, необхідно провести експериментальне дослідження ударної взаємодії гідроциліндра з інерційними масами і днища кузова. Результатами експериментальних досліджень перевіряється виконання умови розвантаження вантажів (3.111).

Для дослідження розрахункової ударної взаємодії гідроциліндра з інерційними масами і днища кузова був змонтований експериментальний варіант двокаскадного клапана-пульсатора разом із інерційними масами, після чого був прикріплений до днища пластини рис. 4.20, конструкція якої відповідала конструкції кузова автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111.

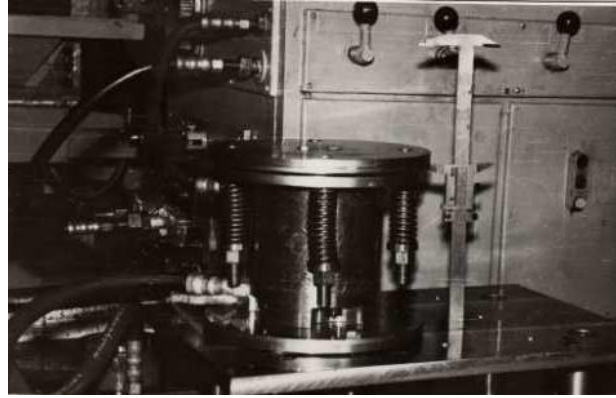
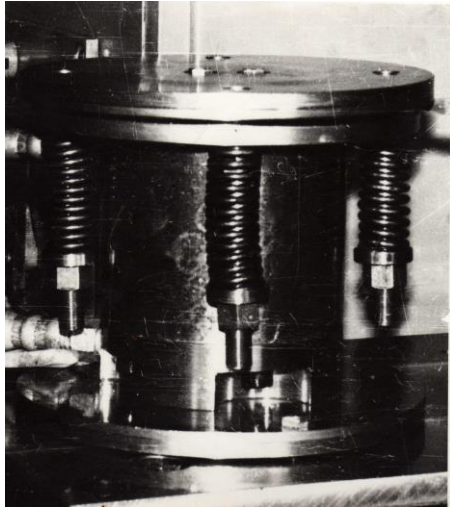


Рис. 4.20. Загальний вид експериментального стенда для дослідження ударної взаємодії гідроциліндра з інерційними масами і днища кузова

На рис. 4.21 наведена схема підключення давача переміщення для визначення превантаження (прискорення), яке отримує вантаж під час удару, шляхом визначення переміщення центра кузова в залежності від часу.

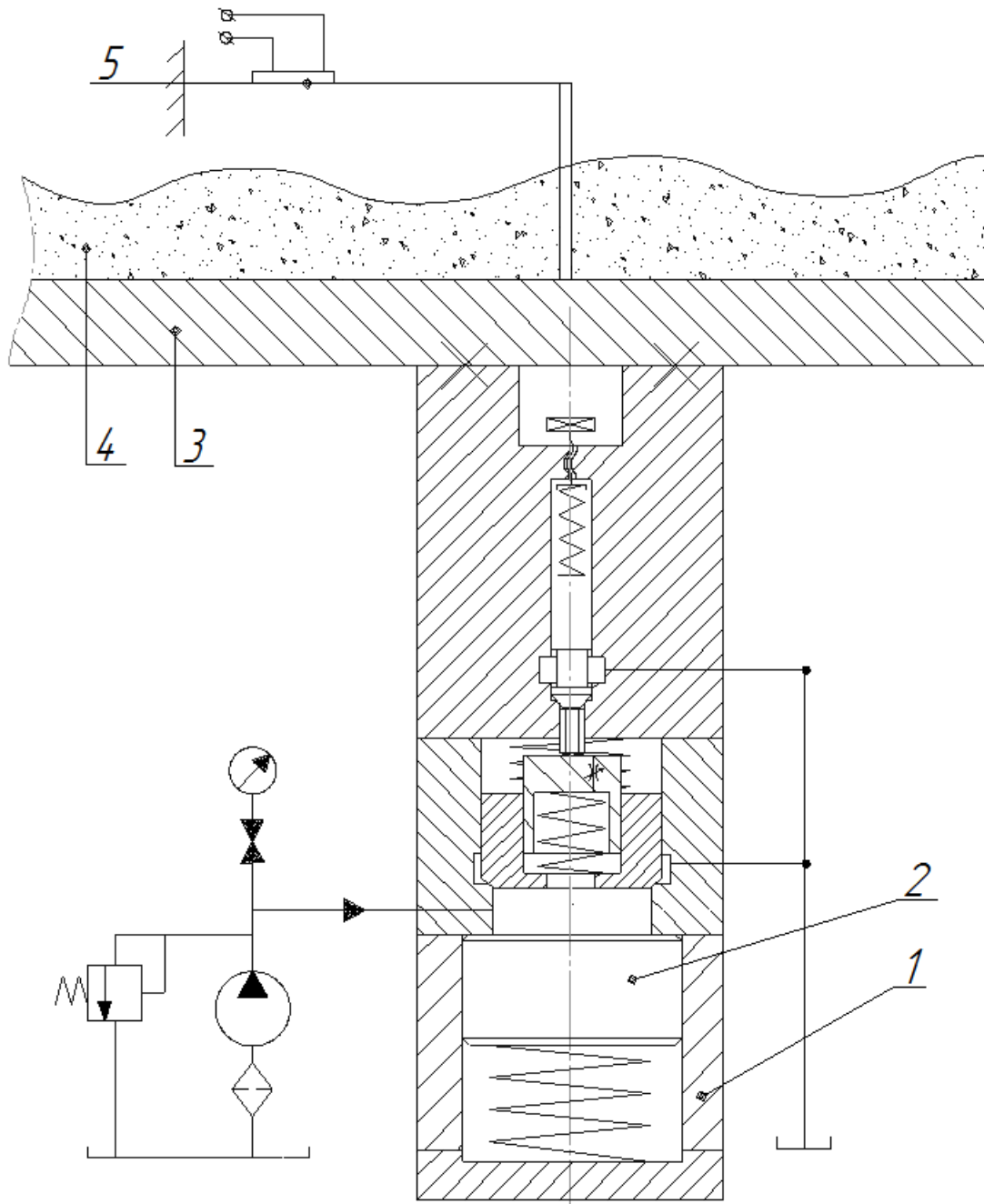


Рис. 4.21. Схема підключення давача переміщення до пластини (кузова транспортного засобу)

На схемі показано корпус гідроімпульсного привода віброударного пристрою 1, інерційна маса 2, вантажонесуча пластинка 3, вантаж 4, давач переміщення 5 типу ДП-2 і ДП-3 (відповідно, лінійна частина переміщень 20 і 30 мм).

З метою встановлення робочих режимів вібраційного гідроударного привода закономірності зміни цих режимів визначались під час регулювання параметрів спрацювання двокаскадного клапана-



пульсатора і навантаження виконавчого гідроциліндра.

У ході експериментів здійснювалась реєстрація зміни величини переміщення  $S$  центру вантажонесучої пластини  $3$  в залежності від часу  $t$ .

Основні параметри вібраційного гідроударного привода при постановці експерименту: тиск у системі 12...16 МПа, інерційна маса 40 кг, маса вантажу 500 кг.

На рис. 4.22 і рис. 4.23 наведені осцилограми прогину пластини в залежності від часу при різних енергіях удару.

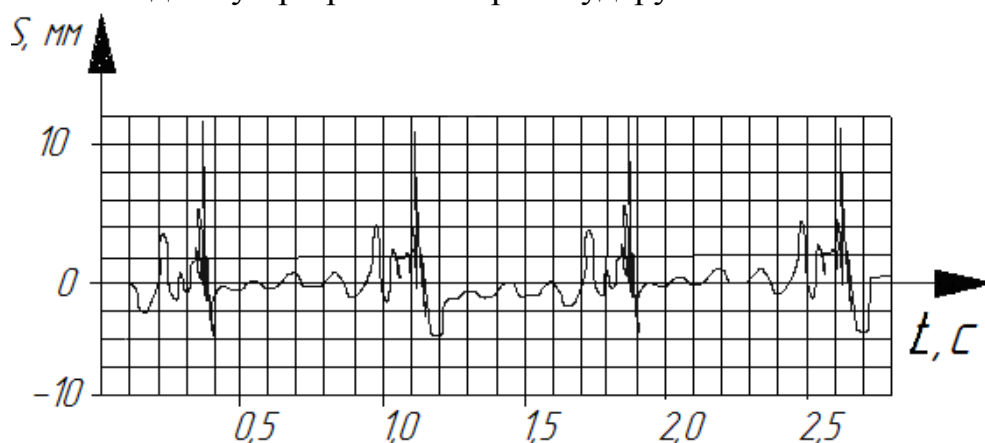


Рис. 4.22. Осцилограма переміщення центра пластини під дією удару в залежності від часу, при енергії удару  $E = 2500$  Дж

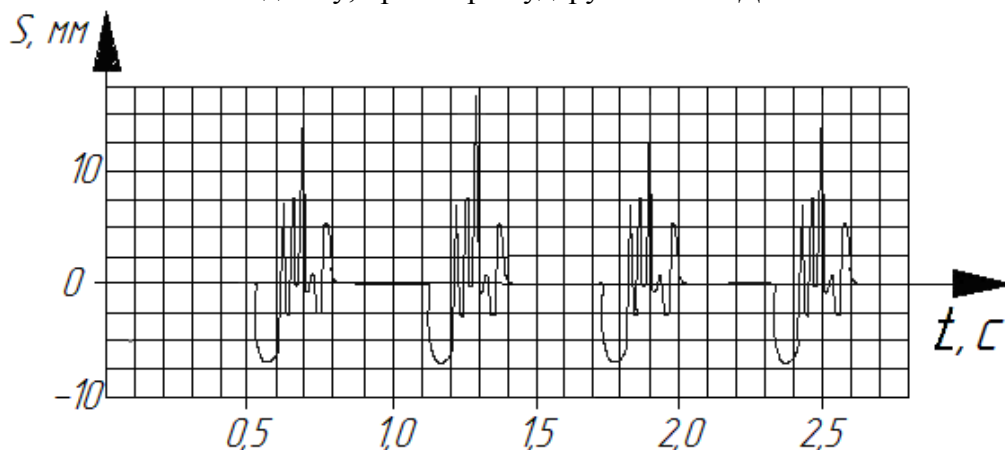


Рис. 4.23. Осцилограма переміщення центра пластини під дією удару в залежності від часу, при енергії удару  $E = 3500$  Дж

Аналізуючи осцилограми на рис. 4.22 і рис. 4.23 і зробивши розрахунки, визначаємо, що при енергії удару  $E = 2500$  Дж середнє перевантаження, отримане вантажем, буде дорівнювати  $12,8$   $\text{м/с}^2$ , а при енергії удару  $E = 3500$  Дж середнє перевантаження, отримане вантажем буде дорівнювати  $20$   $\text{м/с}^2$ , що відповідає умові

розвантаження (3.111).

#### 4.5. Порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень

Оцінку ступенів відповідності і розходжень між результатами теоретичного та експериментального досліджень вібраційного гідроударного привода доцільно виконати у такій послідовності:

- аналіз ступеня відповідності між імпульсами тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра, переміщення несучої платформи, виконавчого гідроциліндра;
- порівняння теоретичних і експериментальних графіків залежностей  $S(t)$ ,  $P(t)$  (див. розділи 3 і 4);
- розрахунок відносної величини розходжень між теоретичним і експериментальним значеннями динамічних параметрів вібраційного гідроударного привода.

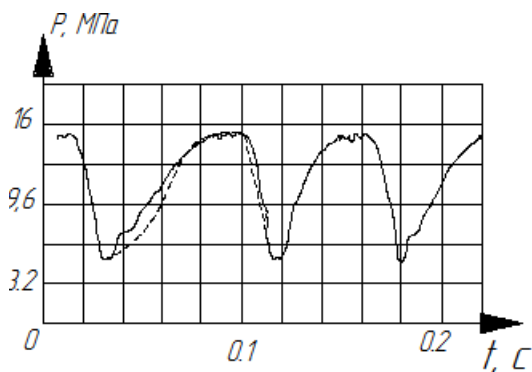


Рис. 4.21. Порівняння теоретичної (----) і експериментальної (—) залежностей тиску у робочій порожнині виконавчого гідроциліндра  $p(t)$

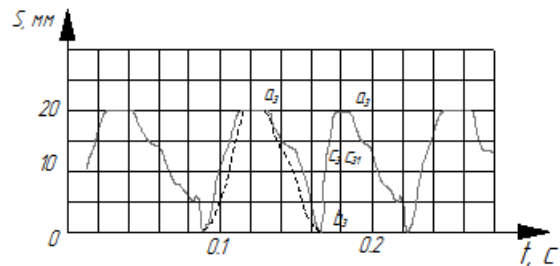


Рис. 4.22. Порівняння теоретичної (----) і експериментальної (—) залежностей переміщення виконавчого гідроциліндра  $S(t)$

Теоретичні та експериментальні імпульси тиску у робочій порожнині виконавчого гідроциліндра  $p(t)$  за формою дещо відрізняються. Це пояснюється прийнятими під час розробки математичної моделі вібраційного гідроімпульсного 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 порожнинах двокаскадного

клапана-пульсатора і виконавчого гідроциліндра.

Оскільки залежності  $S(t)$ ,  $p(t)$  є основними характеристиками вібраційного гідроімпульсного привода, то порівняння теоретичного і експериментального графіків цих функцій на рис. 4.21, 4.22 взято для розрахунку відносної величини розходжень між теоретичними і експериментальними динамічними параметрами вібраційного гідроімпульсного привода.

Відносна похибка  $\delta_r$  динамічного параметра визначалась за відомою методикою [43, 104]

$$\delta_r = \left| \frac{\Delta_{r \max} - \sigma}{\Delta_{r \max}} \right| \cdot 100 \%,$$

де  $\Delta_{r \max} = \mu_y |y_{rT} - y_{re}|$  – абсолютне максимальне відхилення на вимірюваному інтервалі графіків теоретичної функції  $f_{rT}$  від експериментальної  $f_{re}$ ;  $y_{rT}$ ,  $y_{re}$  – відповідно, ординати функції  $f_{rT}$  та  $f_{re}$ ;  $\mu_y$  – масштаб функцій  $f_{rT}$  та  $f_{re}$  по ординаті;  $\sigma = \sqrt{(n-1)^{-1} (f_{rT} - f_{re})^2} = \mu_y \sqrt{(n-1)^{-1} (y_{rT} - y_{re})^2}$  – середнє квадратичне відхилення функції  $f_{rT}$  від  $f_{re}$ .

Точність вимірювання експериментальних даних розраховувалась за формулою (4.1). Таким чином, відносна похибка під час вимірювання тиску складає  $\pm 6 \%$ , а переміщення виконавчої ланки вібраційного гідроімпульсного привода  $\pm 8,5 \%$ , що задовольняє вимоги до технічних вимірювань під час дослідження гідроприводів [47, 93].

У результаті порівняння теоретичних та експериментальних графіків залежностей на рис. 4.21, 4.22 для динамічних параметрів двокаскадного клапана-пульсатора і виконавчого гідроциліндра при різних режимах роботи встановлено, що розходження за амплітудою переміщення виконавчої ланки складає 12...15 %, і тиском в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра 8...11 % за середньої похибки обробки експериментальних даних не більше 7,4 %. Це дозволяє вважати прийнятні для теоретичних досліджень припущення достатньо обґрунтованими, а математичну модель вібраційного гідроімпульсного привода адекватною реальній системі.

Наведені результати експериментальних досліджень дозволяють зробити такі висновки:

1. Гідросистеми і гідроприводи циклічної дії з елементом керування циклом навантаження у вигляді двокаскадного клапана-пульсатора показали достатню працездатність і підтвердили можливість використання двокаскадного клапана-пульсатора з виконавчим гідроциліндром на його вході.

2. Використання розробленої конструкції вібраційного гідроімпульсного привода має позитивну особливість – незначна зміни частоти періодичного процесу при зміні інерційної маси, яка встановлена на виконавчому гідроциліндрі.

3. Осцилограми підтвердили теоретичні характеристики, вид і форму зміни параметрів у процесів роботи двокаскадного клапана-пульсатора.

4. Експерименти підтвердили стабільність режиму автоколивань і достатню надійність запропонованої конструкції вібраційного гідроімпульсного привода для розвантаження автомобілів-самоскидів. Налаштування на режим стійких автоколивань необхідної частоти можна здійснювати в будь-яких практично потрібних межах (експериментально досягнуті частоти періодичного процесу; мінімальна – 0,5 Гц; максимальна – 50 Гц) за рахунок зміни тиску, подачі рідини, об'єму гідросистеми.

5. Експериментально підтверджена можливість використання розроблених математичних моделей і запропонованої методики оптимізації конструктивних параметрів для розрахунку запропонованої схеми вібраційного гідроімпульсного привода.

Результати експериментальних досліджень достатньо добре узгоджуються із теоретичними.

## **5. РЕЗУЛЬТАТИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ПРОМИСЛОВОГО ВПРОВАДЖЕННЯ НОВОГО ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ВІБРОУДАРНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ**

## ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

### 5.1. Методика проектного розрахунку гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів

На підставі проведених теоретичних і експериментальних досліджень нової конструкції гідравлічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів можливо запропонувати стандартну низку машин для розвантаження кузовів транспортних засобів з характером навантаження, яке забезпечує пік зусилля в поєднанні із знятим навантаженням.

При технологічних дослідженнях встановлено, що основним параметром, який необхідно приймати за вихідний при проектуванні гідроімпульсного привода віброударного пристрою, являється можливе зусилля навантаження, яке визначається граничним прискоренням, що прикладається до об'єкта (кузова з вантажем).

Досвід створення подібних машин відсутній і затрудняє обґрунтування низки типорозмірів гідравлічних віброударних приводів.

Розробку науково обґрунтованої методики розрахунку гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів виконаємо на основі результатів теоретичних досліджень динаміки робочого циклу гідроімпульсного привода віброударного пристрою.

При проектуванні гідравлічних віброударних приводів технологічних вібраційних машин, як правило [1, 4, 96, 98, 120], в технічному завданні задаються такі основні початкові дані:

- 1) діапазон регулювання частоти проходження імпульсів тиску  $[v_{\min} \dots v_{\max}]$  [90];
- 2) амплітуда вібрацій виконавчої ланки  $x_r$ ;
- 3) максимальна маса вантажу  $M_v$  (вантажопід'ємність автомобіля-самоскида);
- 4) технічна маса кузова  $m_{пл}$ ;
- 5) максимальна інерційна маса  $M$  (маса гідроциліндра з інерційними масами);
- 6) марка робочої рідини (енергоносія), в залежності від якої вибирається контрольно-розподільна гідроапаратура та гідроарматура;

7) номінальний тиск «відкриття»  $p_1$ , початковий тиск в робочій гідросистемі, за яким попередньо позначається тип гідронасоса;

8) спосіб організації комунікації між ланками привода, в першу чергу, гідроапаратуру, що входить в його систему;

9) конструктивні технологічні розміри кузова  $L \times l \times h$  (довжина  $\times$  ширина  $\times$  товщина днища кузова);

10) номінальна витрата гідронасоса  $Q_H$ ,

11) орієнтована амплітуда тиску  $\Delta p = p_1 - p_2$  в порожнині  $A$  виконавчого гідроциліндра з інерційними масами .

Крім цих основних даних, яких не достатньо для повного розрахунку геометричних, силових і енергетичних параметрів гідроімпульсного привода віброударного пристрою, необхідно, керуючись набутим досвідом проектування і експлуатації віброударних машин із гідроімпульсним приводом [1, 4, 120] і технічними показниками призначення, наведеними в технічному завданні, із конструктивних міркувань орієнтовно задати:

- маси запірних елементів двокаскадного клапана-пульсатора – першого каскаду  $m_1$  і другого каскаду  $m_2$ ;

- діапазон регулювання попередніх деформацій пружин регулятора тиску «відкриття» силової пружини гідроциліндра з інерційними масами  $[h_{1min}, h_{1max}]$ , попередній натяг пружини клапана другого каскаду  $[h_{2min}, h_{2max}]$ , попередній натяг пружини клапана першого каскаду  $[h_{3min}, h_{3max}]$ ;

- квалітет точності спряжень напрямних поверхонь запірних елементів та інших рухомих з'єднань гідравлічного віброударного привода і двокаскадного клапана-пульсатора;

- марку матеріалів основних деталей гідравлічного віброударного привода;

- допустимі швидкості  $[V]$  руху енергоносія в напірних та зливних гідролініях гідроімпульсного привода віброударного пристрою та через відкриті щілини запірних елементів каскадів двокаскадного клапана-пульсатора під час його спрацювання.

Проектний розрахунок гідроімпульсного привода віброударного пристрою доцільно розпочати з визначення необхідної жорсткості силової пружини гідроциліндра [38, 60], для цього ми визначаємо необхідну швидкість удару гідроциліндра з інерційними масами по дну кузова автомобіля-самоскида для ефективного розвантаження

вантажу, із умови (3.111):

$$v = \frac{2g \frac{(M_{\hat{a}} + m_{\hat{i}\ddot{e}})}{Ll} (\Omega l^3 L + \Theta L^3 l) \left( \delta_{\hat{n}\ddot{o}} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{\hat{i}\ddot{e}})}{\hat{n}} g \right)}{3M\delta_{\hat{c}\ddot{o}}^2 \sqrt{c_{\hat{i}\ddot{o}}}}, \quad (4.1)$$

де із (3.107), (3.111), (3.108)

$$\begin{aligned} \delta_{\hat{n}\ddot{o}} &= \sqrt{\frac{1}{D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right) \frac{l^2}{8} +} \\ &+ \frac{1}{D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) \frac{L^2}{8}; \\ \Omega &= \frac{1}{2D} \left( \frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right); \\ \Theta &= \frac{1}{2D} \left( \frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left( Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right); \end{aligned}$$

$c = 48EI_{yx}/L^3$ ;  $c_{\text{пр}} = E_{\text{пр}}F_{\text{пр}}/h_{\text{пр}}$  – жорсткість проставки, по якій відбувається удар;  $E_{\text{пр}}$  – модуль пружності матеріалу, який вибирається в залежності від який потрібно отримати удар, жорсткий чи м'який;  $F_{\text{пр}}$ ,  $h_{\text{пр}}$  – відповідно площа і висота проставки.

Визначаємо роботу, яку виконує гідроциліндр з інерційними масами на фазі опускання, при русі вверх до удару по дну кузова (при зливі робочої рідини з порожнини  $A$  див рис. 3.1). Для цього побудуємо на рис. 5.1 графік зміни сили тиску рідини в порожнині  $A$  [62, 76], діючої на гідроциліндр з інерційними масами від переміщення. Із рис. 5.1 видно, що робота гідроциліндра з інерційними масами при переміщенні на відстань  $x_r$  (амплітуда вібрацій виконавчої ланки), буде дорівнювати площі заштрихованого фігури, тоді

$$\dot{A} = \frac{(p_2 + p_1)}{2} F x_{\hat{a}}; \quad (4.2)$$

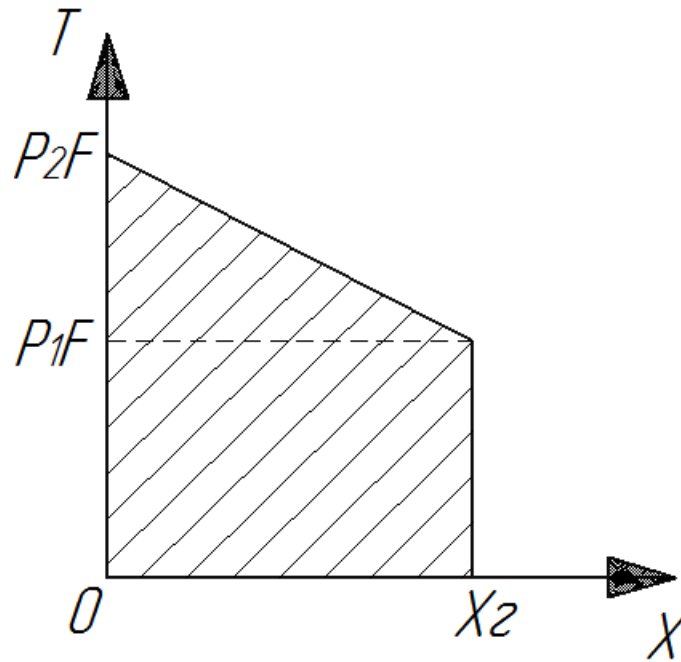


Рис. 5.1. Зміна сили тиску рідини в порожнині  $A$ , діючої на гідроциліндр з інерційними масами від переміщення

Тоді запишемо роботу гідроциліндра з інерційними масами при переміщенні на відстань  $x_r$  через різницю енергій:

$$\dot{A} = \frac{(p_2 + p_1)}{2} F x_{\bar{a}} = \frac{k x_{\bar{a}}^2}{2} - \frac{M v^2}{2}. \quad (4.3)$$

Із рівняння роботи (4.3) і (4.1) знаходимо необхідний коефіцієнт жорсткості силової пружини:

$$k = \frac{(p_2 + p_1)}{x_{\bar{a}}} F + \frac{M v^2}{x_{\bar{a}}^2}, \quad (4.4)$$

де

$$p_2 = p_1 - \Delta p.$$

Із рівнянь (3.12), (3.13) і (4.4) знаходимо необхідний коефіцієнт жорсткості пружини клапана першого каскаду:

$$k_1 = \frac{Mg}{h_2} \frac{F_4}{F} - \frac{h_1}{h_2} \frac{F_4}{F} k - \frac{F_4}{F} \frac{x_{\bar{a}}}{h_2} k, \quad (4.5)$$

де  $h_1$ ,  $h_2$  – попередній натяг силової пружини гідроциліндра з інерційними масами і пружини клапана першого каскаду, відповідно;  $F$ ,  $F_4$  – площі основ гідроциліндра з інерційними масами і основи



клапана першого каскаду, відповідно.

Жорсткість пружини клапана другого каскаду вибираємо із умови утримання запірною елементом при дії номінального тиску  $p_1$  на площу  $(F_1 - F_4)$  основи:

$$k_2 = \frac{p_1(F_1 - F_4)}{h_3},$$

де  $h_3$  – попередній натяг пружини клапана другого каскаду.

Знайдемо частоту коливань гідроциліндра з інерційними масами із рівняння (3.46):

$$\nu = \left( \frac{k_1 h_2}{F_4 Q_H} \beta_1 + \frac{F}{Q_H} \left( \frac{Mg}{k} - h_1 - \frac{k_2 F h_2}{k F_4} \right) + \frac{F x_a + \beta_1 \Delta p}{Q_H - \frac{2\mu_1 f_1}{3\Delta p} \sqrt{p_1 - \Delta p} - k_H \frac{\Delta p}{2} + k_H p_1} \right)^{-1}.$$

Користуючись графіком на рис. 3.9 зміни частоти вібрацій роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою від жорсткості силової  $c_1$  і регулювальної  $c_2$  пружин, можна знаходити частоту вібрацій пристрою.

Знаходимо діаметр отвору площею  $F_2$  на рис. 3.1 гідроімпульсного привода віброударного пристрою за умовою рівності потоків прохідних перерізів напірного гідроканалу і повністю відкритої щілини конічної частини запірною елементом клапана другого каскаду на задану конструктивну величину  $\delta = 4 \dots 5$  мм:

$$F = \pi d_2 \delta + F_4. \quad (4.6)$$

Із рівняння (4.6)

$$d_2 = \frac{F - F_4}{\pi \delta}. \quad (4.7)$$

Висоту  $b_{c2}$  герметизуючої фаски запірною елементом клапана другого каскаду, за якої забезпечується зносостійкість клапанної частини запірною елементом, знаходимо за такою формулою:

$$b_{c2} \geq 0,5 d_2 \operatorname{ctg} \left( \frac{\alpha}{2} \right) \left[ \sqrt{\frac{8 F_{\text{cp2}}}{\pi d_2^2 \sigma_{\text{ip2}}} + 1} - 1 \right], \quad (4.8)$$

де  $F_{\text{cp2}} = \frac{p_2 + p_1}{2} (F_1 - F_3)$  – середня рушійна сила руху запірною елементом клапана другого каскаду на його зворотному ході;  $\sigma_{\text{ip2}}$  –

гранично допустимі напруження на стиск матеріалу, з якого виготовлений запірний елемент клапана-пульсатора другого каскаду.

Для унеможливлення заклинювання клапанної частини запірного елемента клапана другого каскаду в гнізді сідла поршня 1 (див. рис. 2.5а) кут конуса гнізда сідла призначається в межах  $\alpha = 60 \dots 90^\circ$  [65, 72, 107].

Висоту  $b_{c1}$  герметизуючої фаски запірного елемента клапана першого каскаду, за якої забезпечується зносостійкість клапанної частини запірного елемента, знаходимо за такою формулою:

$$b_{c1} \geq 0,5d_1 \operatorname{ctg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \left[ \sqrt{\frac{8F_{cp1}}{\pi d_1^2 \sigma_{\text{пр1}}} + 1} - 1 \right], \quad (4.9)$$

де  $F_{cp1} = \frac{P_2 + P_1}{2} F_4$  – середня рушійна сила руху запірного елемента клапана другого каскаду на його зворотному ході;  $\sigma_{\text{пр1}}$  – гранично допустимі напруження на стиск матеріалу, з якого виготовлений запірний елемент клапана-пульсатора першого каскаду.

Щоб забезпечити потрібну зносостійкість запірних елементів клапанів першого та другого каскадів їх потрібно притирати по фасках гнізда відповідно (див. рис. 2.5а), висота  $b_{c1}$  і  $b_{c2}$  яких обумовлює таку площу контакту, що контактний тиск між клапанами і сідлом не перевищує межу пружності  $\sigma_{\text{пр1}}$ ,  $\sigma_{\text{пр2}}$  матеріалів клапана і сідла.

Виконання герметизуючих фасок клапанів 7 і 10 (див. рис. 2.5) широкими технологічно не доцільно, так як це ускладнює процес притирання. За аналогією із розподільними клапанами двигунів внутрішнього згоряння, які працюють в подібних умовах, можна рекомендувати вибрати висоту фасок  $b_c = 2 \dots 5$  мм [86, 107].

У роботі [1] зроблена оцінка співвідношень між рухомими силами, що спричиняють від дії сил тиску пружин, та силами в'язкого тертя під час переміщення запірних елементів двокаскадного клапана пульсатора. У результаті цих досліджень було встановлено, що сили в'язкого тертя складають всього 8...12 % від сили тиску або позиційних. На підставі цих даних для гарантованого спрацювання двокаскадного клапана-пульсатора з врахуванням впливу сил тертя, буде забезпечено за співвідношенням  $f_{\text{ш}}/f_2 = 0,3 \dots 0,4$ . Беручи з цього інтервалу середнє значення  $f_{\text{ш}}/f_2 = 0,35$ , знайдемо:

$$f_{ш} = 0,35 f_2, \quad (4.10)$$

де  $f_{ш} = h_{ш}F_3$  – поверхнева площа штовхача 9 (див. рис. 2.5а);  $h_{ш}$  – висота штовхача (див. рис. 2.5а);  $f_2 = h_2F_1$  – поверхнева площа запірною елемента 7 клапана другого каскаду (див. рис. 2.5а);  $h_2$  – висота запірною елемента 7 клапана другого каскаду (див. рис. 2.5а).

Із рівняння (4.10) знаходимо висоту штовхача:

$$h_{ш} = (0,35 h_2 F_1) / F_3. \quad (4.11)$$

Задавшись значенням частоти роботи пристрою  $\nu$  і знаючи жорсткості силової пружини  $k$  і пружини клапана першого каскаду  $k_1$  ми можемо точніше оцінити із рівняння (3.46) площу прохідного дроселюючого отвору  $f_1$ :

$$f_1 = \frac{3\Delta p \left( Q_H - k_H \frac{\Delta p}{2} + k_H p_1 - \frac{F x_{\bar{a}} + \beta_1 \Delta p}{\frac{1}{\nu} - \frac{k_2 h_2}{F_4 Q_H} \beta_1 + \frac{F}{Q_H} \left( \frac{Mg}{k} - h_1 - \frac{k_1 F h_2}{k F_4} \right)} \right)}{2\mu_1 \sqrt{p_1 - \Delta p}}.$$

Для забезпечення гарантованого безударного переміщення запірною елемента клапана першого каскаду його коливальний рух повинен здійснюватись в зарезонансному режимі, умова якого [49, 115]

$$\frac{\omega}{\omega_1} \geq \sqrt{2}, \quad (4.12)$$

де  $\omega = 2\pi\nu$  – частота коливань системи, в нашому випадку коливання гідросиліндра з інерційними масами;  $\omega_1 = (k_1/m_1)^{0.5}$  – власна частота коливань клапана першого каскаду.

Із рівняння (4.12) оцінюємо масу запірною елемента клапана першого каскаду:

$$m_1 \geq \frac{k_1}{2\pi^2 \nu^2}. \quad (4.13)$$

Для забезпечення гарантованого безударного переміщення запірною елемента клапана другого каскаду його коливальний рух повинен здійснюватись в зарезонансному режимі, умова якого [49, 115]:

$$\frac{\omega}{\omega_2} \geq \sqrt{2}, \quad (4.14)$$

де  $\omega = 2\pi\nu$  – частота коливань системи, в нашому випадку коливання гідроциліндра з інерційними масами;  $\omega_2 = (k_2/m_2)^{0.5}$  – власна частота коливань клапана другого каскаду.

Із рівняння (4.14) оцінюємо масу запірного елемента клапана другого каскаду:

$$m_2 \geq \frac{k_2}{2\pi^2\nu^2}. \quad (4.15)$$

Енергія удару із рівняння (4.1) [4]

$$\dot{A}_\sigma = \frac{M\nu^2}{2} = \frac{2g^2 \frac{(M_{\hat{a}} + m_{\text{іє}})^2}{L^2 l^2} (\Omega l^3 L + \Theta L^3 l)^2 \left( \delta_{\text{ііі}} - \frac{(M + M_{\hat{a}} + m_{\text{іє}})}{\tilde{n}} g \right)^2}{9M^2 \delta_{\text{сд}}^4 c_{\text{ііі}}}.$$

Загальна потужність гідравлічного віброударного привода:

$$N = \frac{A}{T}, \quad (4.16)$$

де  $\dot{A} = \frac{(p_2 + p_1)}{2} Fx_{\hat{a}}$  – робота гідроциліндра з інерційними масами із рівняння (4.2);

$$T = \frac{k_1 h_2}{F_4 Q_H} \beta_1 + \frac{F}{Q_H} \left( \frac{Mg}{k} - h_1 - \frac{k_1 F h_2}{k F_4} \right) + \frac{Fx_{\hat{a}} + \beta_1 \Delta p}{Q_H - \frac{2\mu_1 f_1}{3\Delta p} \sqrt{p_2} - k_H \frac{\Delta p}{2} + k_H p_1} -$$

період повної роботи гідравлічного віброударного привода.

Із рівняння (4.16)

$$N = \frac{A}{T} = \frac{0,5(p_2 + p_1) Fx_{\hat{a}}}{\frac{k_1 h_2}{F_4 Q_H} \beta_1 + \frac{F}{Q_H} \left( \frac{Mg}{k} - h_1 - \frac{k_1 F h_2}{k F_4} \right) + \frac{Fx_{\hat{a}} + \beta_1 \Delta \delta}{Q_H - \frac{2\mu_1 f_1}{3\Delta \delta} \sqrt{p_2} - k_H \frac{\Delta \delta}{2} + k_H p_1}}.$$

Загальний ККД привода для розвантаження автомобілів-самоскидів [4]

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{гд}} \eta_{\text{гн}} \quad (4.17)$$

де  $\eta_{\text{ед}} = 0,3 \dots 0,4$  – ККД двигуна внутрішнього згоряння;  $\eta_{\text{г}}$  – ККД гідравлічного віброударного привода;  $\eta_{\text{гн}} = 0,8 \dots 0,9$  – повний ККД гідронасоса.

ККД гідравлічного віброударного привода:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{\dot{A}}{\dot{A}_0} = \frac{(p_2 + p_1) F x_{\text{г}}}{M \omega^2}$$

## 5.2. Перспективи і результати впровадження розробленого привода та методики його проектного розрахунку

Дослідний зразок нового універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів розроблено за вихідними даними технічного завдання, виданого відділом нестандартного обладнання ПП «БудІмідж» (м. Вінниця). Універсальний гідравлічний віброударний привод передбачається використовувати в установці в якості навісного обладнання на кузові-самоскид автомобіля-самоскида КамАЗ-55111. Конструкторська документація на дослідний зразок нового універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою, виготовлений ПП «БудІмідж» (м. Вінниця), розроблена за безпосередньої участі автора цієї роботи в якості ведучого конструктора.

Особливості конструкції дослідного зразка гідроімпульсного привода віброударного пристрою детально викладені в підрозділі 2.4, а технічна характеристика наведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1.

### Технічні дані дослідного зразка гідроімпульсного привода віброударного пристрою

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
Номінальна витрата енергоносія	м <sup>3</sup> /с	9,3·10 <sup>-4</sup>
Номінальний тиск відкриття	КПа	16680
Діаметр клапана першого каскаду	мм	8
Діаметр клапана другого каскаду	мм	44
Діапазон регулювання частоти		20

вібрацій гідравлічного віброударного привода	Гц	
Площа прохідного перерізу дросельного отвору	мм <sup>2</sup>	3,14

**Продовження табл. 5.1.**

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
Жорсткість пружин: - силової пружини гідроциліндра з інерційними масами - клапана першого каскаду - клапана другого каскаду	Н/м Н/м Н/м	$1256 \cdot 10^3$ $268 \cdot 10^3$ $120 \cdot 10^3$
Межі регулювання попередньої деформації пружин: - силової пружини гідроциліндра з інерційними масами - клапана першого каскаду - клапана другого каскаду	мм мм мм	10 10 5
Максимальні ходи запірних елементів клапана: - першого каскаду - другого каскаду	мм мм	3 3
Кут фаски: - клапана першого каскаду - клапана другого каскаду	град град	0 <sup>0</sup> 60 <sup>0</sup>
Ширина фаски: - клапана першого каскаду - клапана другого каскаду	м м	0 0,05
Максимальний хід гідроциліндра з інерційними масами	м	0,02
Тип енергоносія	–	Мастила індустриальні за ГОСТ17429.4– 87: И–Г–А32, И–Г–А46
Габаритні розміри за нульової попередньої деформації силової пружини гідроциліндра з інерційними масами (діаметр×висота)	м	200×224

Маса	кг	110
Енергія удару	Дж	7000
ККД гідроімпульсного привода віброударного пристрою	–	0,44
Потужність гідроімпульсного привода віброударного пристрою	кВт	18,6

Розроблена методика розрахунку гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження автомобілів-самоскидів, програмне забезпечення та експериментальний зразок пристрою передані на використання ПП «БудІмідж» (м. Вінниця).

Дослідний зразок нового універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою виконано за схемою приєднання до гідронасоса «на вході».

Діапазон регулювання і якісні показники віброударного навантаження технологічного об'єкта (у нашому випадку кузова автомобіля-самоскида із вантажем) в першу чергу залежать від ступеня досконалості і технічних характеристик гідроімпульсного привода віброударного пристрою, 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 віброударним приводом.

Аналіз результатів експериментальних досліджень, виконаних в даній роботі і наведених в працях [1, 20, 36], показує, що у відомих конструкціях гідроімпульсних віброударних приводів, в тому числі і в дослідженій, чітко регулюється тиск  $p_2$  «відкриття». Такий характер зміни тиску  $p_2$  впливає на стабільність частоти вібрацій роботи гідроімпульсного привода віброударного пристрою і амплітуду  $\Delta p = p_2 - p_1$  імпульсів тиску, що покращує якість технічної характеристики гідроімпульсного привода віброударного пристрою. Розроблений привод безвідмовний під час запусків та надійний в роботі (після декількох перших циклів встановлюється стійкий ударно-вібраційний режим), невибагливий до умов запуску і експлуатації, а також забезпечує отримання високих значень технічних показників (енергії та сили ударів) при помірних витратах робочої рідини. Тому його можна успішно застосовувати в навісному

обладнанні автомобілів-самоскидів, призначений для використання при транспортуванні на кузові як злежаних, так і в змерзлих видах вантажів.

В багатьох чисельних працях [36, 44, 91], в яких розглядаються теорії різних видів вібраційних та віброударних технологічних процесів розвантаження, 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 гідравлічні віброударні пристрої з широким діапазоном регулювання частоти і амплітуди вібрацій та форми силових імпульсів. Викладену задачу можна розв'язати за допомогою гідроімпульсного привода віброударного пристрою з широким діапазоном параметрів спрацювання як під час прямого, так і під час зворотного ходів запірних елементів двокаскадного клапана-пульсатора. Структурна схема універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів зображена на рис. 2.5, новизна якого захищена патентом України [59].

Окрім того розроблений в роботі привод прийнято до впровадження ТОВ НВП «ГідравлікаВінниця-Сервіс» (м. Вінниця). Він складатиме основу конструкції навісного обладнання автомобіля-самоскида КамАЗ-55111.

Методика проектного розрахунку нового універсального гідравлічного віброударного привода і програмне забезпечення передані на впровадження технічному відділу ТОВ НВП «ГідравлікаВінниця-Сервіс» (м. Вінниця).

### **5.3. Перспективи впровадження нових конструкцій гідроімпульсного привода віброударного пристрою для підвищення ефективності процесів розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів**

Розробка конструкції універсального гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження транспортних засобів на основі робіт [59], в яких покладена ідея використання вібраційного і віброударного навантаження, а також дослідження можливостей його





використання в якості навісного обладнання, дозволили в багатьох випадках отримати оригінальні рішення щодо створення нових перспективних конструкцій гідроімпульсних приводів віброударних пристроїв.

На рис. 5.2. показані загальний вигляд і нова принципова схема гідроімпульсного приводу віброударного пристрою, виконана у вигляді гідравлічного навісного обладнання піскорозструшувальної машини на базі автомобіля марки КамАЗ-55111. Пристрій гідроімпульсного приводу віброударного пристрою складається із гідроциліндра 1, який прикріплений двома кінцями до вантажонесучого кузова 8, який

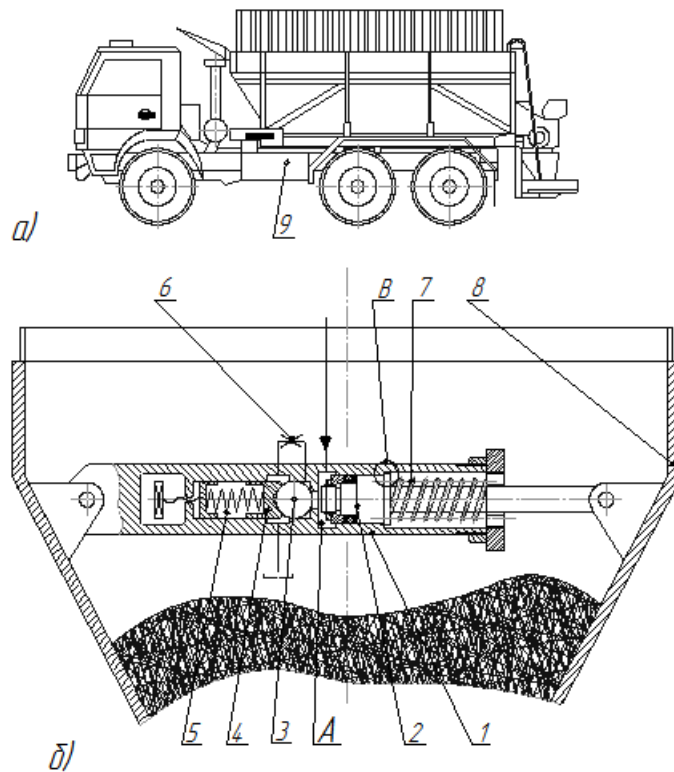


Рис. 5.2. Новий гідроімпульсний привод віброударного пристрою для розвантаження і очищення кузова піскорозструшувальної машини: а) – загальний

вигляд піскорозструшувальної машини на базі вантажного автомобіля марки КамАЗ – 55111; б) – конструктивна схема гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузова піскорозструшувальної машини

змонтований на базі автомобіля 9 марки КамАЗ-55111. У гідроциліндрі 1 через силову пружину 7 розміщений поршень 2. Також у гідроциліндрі 1 розміщений кульковий клапан 3, який через направляючу опору 4 зв'язаний з регулювальною пружиною 5 і розміщений дросель 6.

Віброударний пристрій для розвантаження і очищення кузова піскорозструшувальної машини працює таким чином. Робоча рідина під тиском поступає в порожнину *A* гідроциліндра 1 і діє на поршень 2, який переміщується і стискає силову пружину 7. При цьому тиск в порожнині *A* гідроциліндра 1 підвищується до величини, при якій сила тиску рідини на кульковий клапан 3 стає більшою сили стискання регулювальної пружини 5, яка притискає кульковий клапан 3 до сідла в гідроциліндрі 1, що приводить до відриву кульки 3 від сідла. Сила тиску рідини на кульковий клапан 3 різко збільшується в стільки разів, у скільки площа перерізу кулькового клапана 3 більша площі перекриття отвору із порожнини *A*, і виштовхує кульковий клапан 3 із розточки корпусу гідроциліндра 1, з'єднуючи порожнину *A* зі зливом. Тиск в порожнині *A* падає і силова пружина повертає поршень 2 у вихідне положення, вдаряючи заплечиками *B* по корпусу гідроцилінра 1, виштовхуючи рідину із порожнини *A* і підтримуючи на зливі перепад тиску, який необхідний для утримання кулькового клапана 3 у відкритому положенні. У той час удар поршня 2 по заплечиках корпусу гідроциліндра передається на вантажонесучий кузов 8 піскорозструшувальної машини, що підвищує швидкість розвантаження вантажу. У кінці зворотнього ходу робочого поршня 2 перепад тиску на зливі зменшується і пружина 5 через направляючу опору 4 повертає кульковий клапан 3 в розточку гідроциліндра 1. З моменту перекриття кульковим клапаном 3 розточки корпусу гідроциліндра 1 і до моменту посадки кульковим клапаном 3 на сідло, тобто перекриття отвору із порожнини *A*, робоча рідина виштовхується на злив через дросель 6, настройка якого забезпечує оптимальний режим спрацювання. При посадці кулькового клапана 3

на сідло порожнина  $A$  повністю відділяється від лінії зливу і цикл повторюється. Для нормальної роботи такого клапана-пульсатора потрібен гідравлічний акумулятор. У цій конструкції функції гідравлічного акумулятора виконує порожнина  $A$ , об'єм якої змінюється при русі поршня 2. У порожнині  $A$  енергія накопичується за рахунок стиску робочої рідини при збільшенні тиску від мінімального до максимального значення.

Розроблена методика проектного розрахунку універсального гідравлічного віброударного привода для розвантаження автомобілів-самоскидів, яка дозволяє створювати конструкції аналогічних пристроїв за даними технічними характеристиками. Отримані з її допомогою. Раціональні величини конструктивних параметрів доцільно використовувати при моделюванні на ЕОМ.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода: Справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – К. : Техніка, 1977. – 320 с.
2. Алехин С. В. Определение эксплуатационной надежности подвижного состава и выбор методов ее повышения / С. В. Алехин, Н. С. Продан, Л. А. Кухаренко. – Л., изд. ЦНИИ МШС, 1967. – С. 69–80.
3. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев. – М. : Стройиздат, 1975. – 328 с.
4. А. с. 552263 СССР, В 65 G 67/24. Навесное устройство для разгрузки и очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов / В. Н. Стогов, И. П. Кривцов, В. А. Мироненко, П. Г. Паров, Н. А. Гастелло (СССР). – №1965589/11; заявл. 05.10.73; опубл. 30. 03. 77, Бюл. № 12.
5. А. с. 652070 СССР, В 65 G 67/24. Навесное устройство для разгрузки и очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов / В. К. Бешкетов, А. Н. Котенко, И. П. Собкалов, А. П. Шиш (СССР). – №2519734/27-11; заявл. 06.09.77; опубл. 15.03.79, Бюл. № 10.
6. А. с. 742660 СССР, Кл<sup>2</sup>. F 16 K 17/10. Клапан-пульсатор / Р. Д. Искович – Лотоцкий и др. (СССР). – №2551661/25-08; заявл. 12.12.77; опубл. 25.06.80, Бюл. № 23.

7. А. с. 724418 СССР, В 65 G 67/24. Навесное устройство для разгрузки и очистки полувагонов от остатков сыпучих грузов / Ю. Л. Корытько, А. Н. Котенко, Э. В. Шледевиц (СССР). – №2625855/27-11; заявл. 31.05.78; опубл. 30.03.80, Бюл. № 12.

8. А. с. 1312038 А1 СССР, В 65 G 67/24. Устройство для обрушения примерзшего груза со стенок емкостей / И. И. Лиштван, П. Н. Давидовский, В. И. Тановицкий, А. Л. Скрипниченко и др. (СССР). – №4047143/31-11; заявл. 31.03.86; опубл. 23.05.87, Бюл. № 19.

9. А. с. 1782898 А1 СССР, В 65 G 67/24. Самоходный вибратор / Д. И. Штейн, Э. Н. Морозов, Е. А. Иконников, В. Д. Москалев, В. И. Бех (СССР). – №4444400/11; заявл. 16.11.90; опубл. 23.12.92, Бюл. № 47.

10. Асейнов С. А. Исследование законов вибротранспортирования слоя насыпного груза: дис. ... кандидата техн. наук: 05.03.05 / Асейнов С. А. – М., 1973. – 220 с.

11. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М. : Наука, 1968. – 559 с.

12. Бабичев А. П. Вибрационные станки для обработки деталей / А. П. Бабичев, В. Б. Трунин, Ю. В. Самодумский. – М. : Машиностроение, 1984. – 168 с.

13. Баранов В. Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы / В. Н. Баранов, Ю. Е. Захаров. – М. : Машиностроение, 1977. – 326 с.

14. Батищев И. И. Механизация выгрузки навалочных грузов из бортовых автомобилей и автопоездов / И. И. Батищев, А. И. Прудниченко, А. С. Субботин. – М.: Харьков: Транспорт, 1972. – С. 91–120.

15. Бауман В. А. Вибрационные машины и процессы в строительстве / В. А. Бауман, Н. Н. Быховский. – М. : Высшая школа, 1977. – 255 с.

16. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика : справочник / Т. М. Башта. – М. : «Высшая школа», 1972. – 416 с.

17. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М. : «Высшая школа», 1972. – 46 с.

18. Блехман И. И. Вибрационное перемещение / И. И. Блехман, Г. Ю. Джанилидзе – М. : Наука, 1964. – С. 25–30.

19. Блехман И. И. Действие вибраций на механические системы / И. И. Блехман. – Вибротехника, 1973. – № 3 (20) – 374 с.
20. Бочаров Ю. А. Гидропривод кузнечно-прессовых машин / Ю. А. Бочаров, В. Н. Прокофьев. – М.: «Высшая школа», 1969. – 248 с.
21. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин. Машины и технология обработки металлов давлением / Ю. А. Бочаров. – М., 1980. – С. 12–40. – (Тр. МВТУ № 335).
22. Булыга Ю. В. Разработка и исследование гидроимпульсного привода установки для виброабразивной очистки крупногабаритных деталей. Дис. ... кандидата техн. наук : 05.02.03 // Булыга Юрий Владимирович – Винница, 1996. – 220 с.
23. Бутько В. С. Исследование гидравлических переливных клапанов прямого действия: дис. ... кандидата техн. наук : 05.03.02. // Бутько Василь Степанович. – К., 1970. – 158 с.
24. Бутько В. С. Динамический модуль объемной упругости минерального масла в состоянии поставки / В. С. Бутько, В. П. Якубович / Исследование эксплуатационных свойств авиаГСМ и спецжидкостей. – К.: КИИГА, 1986. – С. 52–58.
25. Быховский И. И. Основы теории вибрационной техники / И. И. Быховский. – М.: Машиностроение, 1969. – С. 115–119.
26. Васильев А. Н. Maple 8. Самоучитель / А. Н. Васильев. – М.: «Вильямс», 2003. – 352 с.
27. Векуа И. Н. Основы тензорного анализа и теории ковариантов / И. Н. Векуа. – М.: Наука, 1978. – 296 с.
28. 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.
29. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / Ред. Совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. Колебание нелинейных систем / Под ред. Н. И. Блехмана. – 351 с.
30. Вибрационные массообменные аппараты / И. Я. Городецкий, А. А. Васин, В. М. Олевский, П. А. Лупанов; под ред. В. М. Олевского. – М.: Химия, 1980. – 255 с.

31. Власов В. З. Расчет оболочек вращения на произвольную несимметричную нагрузку. Проект и стандарт / В. З. Власов. – 1937. – № 3–4. – 98 с.
32. Ганиев Р. Ф. Динамика частиц при воздействии вибраций / Р. Ф. Ганиев, Л. Е. Украинский. – К. : Наукова думка, 1975. – 168 с.
33. Генератор імпульсів тиску для гідроімпульсних приводів технологічних машин : збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету / [Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, В. І. Томчук, М. Р. Обертюх]. – Кіровоград : КДТУ. – 2000. – Вип. 7. – С. 9–14.
34. Глушак Б. Л. Исследование прочности материалов при динамических нагрузках / Б. Л. Глушак, В. Ф. Куропатенко, С. А. Новиков. – Новосибирск : Наука, 1992. – 294 с.
35. Гольденвейзер А. Л. Теория упругих тонких оболочек / А. Л. Гольденвейзер. – М. : ГИТТЛ, 1953. – 544 с.
36. Гончаревич И. Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов – М. : Наука, 1981. – 320 с.
37. Гончаревич И. Ф. Вибрация – нестандартный путь: вибрация в природе и технике / И. Ф. Гончаревич. – М. : Наука, 1986. – С. 29–52.
38. Джанколи Д. Физика: В 2-х т.; пер. с англ., Т. 1 / Д. М. Джанколи. – М. : Мир, 1989. – С. 163.
39. Есин Н. Н. Погружные пневматические машины ударного действия для бурения скважин / Н. Н. Есин. – Новосибирск : Наука, 1976. – 100 с.
40. Зарогатский Л. П. Инерционная дробилка КИД-1750 и перспективы использования дробилок этого типа. Обогащение руд / Л. П. Зарогатский, Н. А. Иванов, Г. А. Финкельштейн. – М. , 1982. – 182 с.
41. Заика П. М. Вибрационные зерноочистительные машины. Теория и расчет / П. М. Заика. – М. : Машиностроение, 1967. – 144 с.
42. Иванов М. Е. Новые гидроприводы технологических машин ударного действия / М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, И. А. Немировский. – К. : УкрНИИНТИ, 1971. – 37 с.
43. Иванов М. Е. Определение рабочих параметров гидравлической вибрационной площадки с вертикально направляющими колебаниями / М. Е. Иванов, И. В. Коц //

Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – К., 1982. – Выпуск 16. – С. 61–65.

44. Иващенко В. В. Влияние инерционного нагружения на процесс вибрационного уплотнения порошковых материалов / В. В. Иващенко // Порошковая металлургия. – 1972. – № 5. – С. 18–21.

45. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.

46. Иориш Ю. И. Виброметрия. Измерение вибраций и ударов. Общая теория, методы и приборы / Ю. И. Иориш. – М. : Машиностроение, 1963. – 771 с.

47. Іскович-Лотоцький Р. Д. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібротомашин з декількома робочими ланками / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх // Вісник Вінницького політехнічного інституту – 1994. – № 1(2) – С. 82–88.

48. Іскович-Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки гідроімпульсного привода вібраційної розкочувальної машини / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, В. І. Томчук / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк : ДонГТУ, 2000. – Выпуск № 12. – С. 42-52.

49. Іскович-Лотоцький Р. Д. Експериментальні дослідження режимів роботи вібротомашин із клапанним генератором імпульсів тиску / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук // Промислова гідроліка і пневматика. – 2005. – № 1(7). – С. 83–88.

50. Іскович-Лотоцький Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного привода в сільськогосподарському виробництві / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Технічні науки. – Вінниця, 2006. – № 1. – С. 178–181.

51. Іскович-Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки процесу роботи віброударної головки бурильної установки з гідроімпульсним приводом / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2006. – № 1(43). – С. 49–51.

52. Іскович-Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки процесу роботи універсального гідролічного віброударного привода для розвантаження транспортних засобів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Наукові нотатки (Луцький державний технічний

університет). – Луцьк, 2007. – № 20. – С. 184–187.

53. Іскович-Лотоцький Р. Д. Розробка та дослідження гідроімпульсного привода вібророзвантажувача автомобіля-самоскида / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Промислова гідравліка і пневматика (Вінницький державний аграрний університет, Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики). – 2008. – № 1(19). – С. 96–99.

54. Іскович-Лотоцький Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного привода в будівельних і дорожніх машинах / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Харківської державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2008. – № 88. – С. 48–54.

55. Іскович-Лотоцький Р. Д. Підвищення ефективності розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2008. – № 2(51). – С. 8–11.

56. Іскович-Лотоцький Р. Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Іскович-Лотоцький, И. Б. Матвеев, В. А. Крат. – К. : Техніка, 1982. – С. 35–87.

57. Іскович-Лотоцький Р. Д. Вибрационные процессы : Обзор / Р. Д. Іскович-Лотоцький, И. Б. Матвеев. – М. : НИИМаш, 1979. – 50 с.

58. Использование клапанов-пульсаторов в гидроприводах испытательных вибростендов : Третья республиканская научно-техническая конференция «Повышение эффективности и качества систем гидропневмоавтоматики» – К.: РДНТП, 1977. – С. 20.

59. Іскович-Лотоцький Р. Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Іскович-Лотоцький, И. Б. Матвеев, В. А. Крат. – К. : Техніка, 1982. – 208 с.

60. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основы теории расчета и разработка процессов и оборудования для виброударного прессования заготовок изделий из порошковых материалов: дис. доктора. техн. наук: 05.03.05./ Р. Д. Іскович-Лотоцький. – М., 1987. – 424 с.

61. Кармазин В. Д. Техника и применение вибрирующего слоя / В. Д. Кармазин. – К. : Наукова думка, 1977. – 200 с.

62. Кармугин Б. В. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов / Б. В. Кармугин, Г. Г. Стратиневский, Д. А. Мендельсон. – М. : Машиностроение, 1983. – 152 с.



63. Кобринский А. Е. Виброударные системы / А. Е. Кобринский, А. А. Кобринский. – М. : Наука, 1973. – 194 с.
64. Коваленко И. Н. Теория вероятностей и математическая статистика: учебное пособие / И. Н. Коваленко, А. А. Филиппова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. школа, 1982. – 256 с.
65. Кондаков Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков . – М. : Машиностроение, 1982. – 216 с.
66. Корн Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн , Т. Корн. – М. : Наука, 1973. – 832 с.
67. Кошкин Н. И. Справочник по элементарной физике / Н. И. Кошкин, М. Г. Ширкевич. – М., 1975. – 256 с.
68. Крюков Б. И. Вынужденные колебания существенно нелинейных систем / Б. И. Крюков. – М. : Машиностроение, 1984. – 234 с.
69. Кузьмичев В. Е. Законы и формулы физики / В. Е. Кузьмичев; отв. Ред. В. К. Тартаковский. – К. : Наукова думка, 1989. – 864 с.
70. Ландау Л. Д. Механика / Л. Д. Ландау, Е. М. Ливши; Под ред. Л. П. Питаевского. 5-е изд., стер. – М. : Физматлит, 2001 – 233 с.
71. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин (Измерительные преобразователи): Учебн. пособие для вузов / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий. – Ленинград : Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1983. – 230 с.
72. Леневиц В. П. Расчет и моделирование гидроприводов станков с применением ЭВМ / В. П. Леневиц, В. Ф. Горошко. – Минск : Высшая школа, 1981. – 158 с.
73. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. Учебн. для студентов вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Н. Н. Малинин. – М. : Машиностроение, 1975. – 400 с.
74. Матвеев И. Б. Новые виды элементов управления гидроимпульсным приводом / И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий. – Вестник машиностроения, 1976. – № 3. – С. 19–21.
75. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия / И. Б. Матвеев. – М. : Машиностроение, 1974. – 184 с.
76. Машиностроительный гидропривод / [Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др.], Под ред. В. Н. Прокофьева. – М. : «Машиностроение», 1978. – 495 с.

77. Математическая теория планирования эксперимента / [С. М. Ермаков, В. З. Бродский и др.] ; под. ред. С. М. Ермакова. – М. : Наука, 1983. – 392 с.

78. Матвеев И. Б. Дистанционный вибровозбудитель с клапаном-пульсатором прямого действия / И. Б. Матвеев, В. П. Якубович // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – К., 1979. – Вып. 15. – С. 90–94.

79. Никольский Л. Н. Об ударных нагрузках, воспринимаемых вагоном на сортировочных горках / Л. Н. Никольский, Н. А. Костенко, Г. Л. Зенков // Вестник ЦНИИ МПС, 1967. – № 1. – С. 56–70.

80. Носков Ю. А. Механизация и устройства для очистки полувагонов от остатков насыпных грузов / Ю. А. Носков, Н. И. Батраков. – М. : ЦНИИТЭМС, 1968. – 56 с.

81. Обертюх Р. Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростола. Дис. ... кандидата. техн. наук : 05.03.05 Обертюх Роман Романович. – М., 1986. – 313 с.

82. Оборудование и технологические процессы и использование электрогидравлического эффекта / Под ред. Г. А. Гулого. – М. : Машиностроение, 1977. – 320 с.

83. Опирский Б. Я. Новые вибрационные станки: Конструирование и расчет / Б. Я. Опирский, П. Д. Денисов. – Львов : Світ, 1991. – 160 с.

84. Откольное разрушение металлов в режиме быстрого объемного разогрева: Обзор / [А. Я. Учаев, Е. К. Бонюшкин, С. А. Новиков, Н. И. Завода]. – М.: ЦНИИАтоминформ, 1991. – 84 с.

85. Пановко Я. Г. Введение в теорию механического удара / Я. Г. Пановко. – М. : Наука, 1977. – 224 с.

86. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний: Ученик для вузов / Я. Г. Пановко. – М. : Высшая школа, 1980. – 408 с.

87. Пат. 9583 Україна, МПК F 15 B 15/26. Вібраційний гідроциліндр/ Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук. – № u 200504193; заявл. 04. 05. 2005; опубл. 30. 08. 05, Бюл. № 11.

88. Пат. 22795 Україна, МПК В 65 G 67/32. Вібраційний високочастотний пристрій для для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх,

Я. В. Иванчук. – № u200613724; заявл. 25.12.2006; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5.

89. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К. : «Наукова думка», 1975 – 705 с.

90. Пономарчук А. Ф. Исследование и разработка пневматических буровых машин ударного действия (для горнорудной промышленности): дис. доктора техн. наук: 05.05.06. / А. Ф. Пономарчук. – Кривой Рог, 1975. – 318 с.

91. Порошковая металлургия жаропрочных сплавов и тугоплавких материалов / [В. С. Раковский, А. Д. Силаев, В. И. Ходкин и др.]. – М. : Металлургия, 1984. – 184 с.

92. Потураев В. Н. Вибрационные транспортирующие машины / В. Н. Потураев, В. П. Франчук, А. Г. Червоненко. – М. : Машиностроение, 1964. – 222 с.

93. Проектний розрахунок двокаскадних генераторів імпульсів тиску гідроімпульсних приводів технологічних машин / [Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Обертюх, В. І. Томчук] // Весник НТУ «Харьковский политехнический институт». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2001. – С. 10–22.

94. Радионченко А. А. Вибротерапия в гинекологии / А. А. Радионченко, А. Я. Креймер. – Томск : Изд-во Том. уп-та, 1981. – 155 с.

95. Разрушение деформируемых сред при импульсных нагрузках / [Б. Л. Глушак, С. А. Новиков, А. И. Рузанов, А. И. Садырин]. – Нижний Новгород : Нижегородский ун-т, 1992. – 192 с.

96. Разработка научных основ теории и расчета и экспериментальное исследование импульсных устройств с пневмо- и гидроприводом для интенсификации технологических процессов строительных, горных и других производств: Отчет о НИР (заключит.) // Винницкий государственный технический университет (ВГТУ); №0195 и 025140. – Винница, 1997. – 139 с.

97. Ребрик Б. М. Бурение скважин при инженерно-геологических изысканиях / Б. М. Ребрик. – М.: Недра, 1979. – 210 с.

98. Розробка та дослідження спеціальної контрольно-розподільної апаратури та арматури гідроімпульсного привода: Заключний звіт // Вінницький державний технічний університет, Міністерство освіти і

науки України; керівник Р. Д. Іскович-Лотоцький. № ДР 0100V002927. – Київ, 2001. – 89 с.

99. Рудь В. Д. Якісний аналіз схем віброформування сипучих матеріалів / В. Д. Рудь / Наукові нотатки. – Луцьк: ЛДТУ. – 2002. – Випуск 11. – С. 245–248.

100. Севостьянов Б. А. Курс теории вероятностей и математической статистики / Б. А. Севостьянов. – М. : Наука, 1982. – 256 с.

101. Ситников Б. Т. Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов / Б. Т. Ситников, И. Б. Матвеев. – М. : Машиностроение, 1972. – 129 с.

102. Справочник по гидроприводам горных машин / [В. Ф. Ковалевский, Н. Т. Железняков, Ю. Е. Бейлин и др]. – М. : Недра, 1973. – 501 с.

103. Стасюк В. М. Визначення миттєвих значень ефективних площ конструктивних елементів пневмомеханічних систем приводів віброударних машин / В. М. Стасюк // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2005. – № 3 (31). – С. 367–373.

104. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю. И. Чупраков. – М. : Машиностроение, 1979. – 232 с.

105. Шкаликов В. С. Измерение параметров вибрации и ударов : Учебное пособие для ВИСМ / В. С. Шкаликов. – М. : Из-во стандартов, 1980. – 280 с.

106. Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление: учеб. для физич. спец. ун-тов / Л. Э. Эльсгольц. – М. : Наука, 1969. – 233 с.

107. Юшков В. В. Обработка клапанов и седел двигателей / В. В. Юшков, Ю. А. Толкачев / Автомобильный транспорт. – 1995. – № 3. – С. 45–47.

108. Якубович В. П. О возможностях применения однокаскадного клапана в режиме пульсатора / В. П. Якубович // Реферативная информация о НИР в вузах УССР. – К. : Вища школа, 1978. – Вып. 21. – С. 3–4.

109. Яхно О. М. Регулирование гидродинамических характеристик потока вязкой жидкости в механических системах / О. М. Яхно, В. З. Аверин, Д. Д. Рябинин. – К. : Знание, 1982. – 26 с.

110. Яхно О. М. Гидромеханика в инженерной практике / А. А. Каминер, О. М. Яхно. – К. : Техніка, 1987. – 174 с.
111. Яхно О. М. Гідравліка неньютонівських рідин : навчальний посібник / О. М. Яхно, В. І. Желяк. – К. : Вища школа, 1995. – 199 с.
112. Claxton R. A. and Saunders G. G. Vibratory stress relief / R. A. Claxton // *The Metallurgist and Materials Technologist*. – 1976. – V. 8–12., P. 651–656.
113. Dynamics of transient processes in hydroimpulsive drives / [R. Iskovich-Lototkiy, R. Obertuh, Y. Bulyha, M. Arkhipchuck] // *Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVI (L) Fasc. 3-4. 2000. Stiinta si Ingineria Materialeror.* – P. 15–20.
114. Gutman I. Industrial uses of mechanical vibrations / Gutman I. – London, 1968. – P. 45–63.
115. H. Kuchling. Physik. Nachschlagebücher für Grundlagenfächer. 15. Auflage. – Leipzig : VEB Fachbuchverlag, 1980. – 520 S.
116. M. J. Crocker, *Encyclopedia of Acoustics* / M. J. Crocker. – , John Wiley & Sons, Inc., 1997.
117. Modellierung der directen Abtrift von Pflanzenschutzmitteln – Pflanzenschutzgeraete fuer Flaechenkulturen / Kaul P., Gebauer S., Neukampf R., Ganzelmeier H. // *Nachrichtenblatt Deutschen Pflanzenschutzdienst* 48. – 1996. – 21–31.
118. Mote C. D. Theoretical and Experimental Band Saw Vibration / Mote C. D., Naguleswaran S. Jr. – London : 1993. – 66 p.
119. Reddy J. N. Dynamic (transient) analysis of layered anisotropic composite-material plates / J. N. Reddy // *Int. J. Num. Meth. Engng.* – 1983. – V. 19. – P. 237–255.
120. Structure and organization of the automated systems of designing works «hydraulic impulse drive» / R. Iskovich-Lototkiy, R. Obertuh, Y. Bulyha, M. Arkhipchuck // *Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVIII (LII) Fasc. 3-4. 2002. Stiinta si Ingineria MAterialelor/* – P. 187–191.
121. The critical axial compression of s bar? For all possible positive and negative and fixities // *Contributions to Applied Mechanics. Reissner Anniversary Volume*, ed. J. W. Edwards. Ann Arbor, 1995, P. 56–112.
122. Z. A. Stotsko Intensification of processes of strengtening machine parts by volumetric vibration treatment / Z. A. Stotsko, B. I. Sokil, V. H. Topilnytskiy // *III International Conference Transport Systems*

Telematics TST'03, 13-15 November 2003, Kaatowice – Ustron, Poland,  
s. 73, 493–504.

*Наукове видання*

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович  
Іванчук Ярослав Володимирович**

**ВІБРАЦІЙНІ ТА ВІБРОУДАРНІ ПРИСТРОЇ ДЛЯ  
РОЗВАНТАЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Монографія

Редактор Н. Мазур

Оригінал-макет підготовлено Я. Іванчуком

Підписано до друку 29.09.11 р.  
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman.  
Друк різнографічний. Ум. др. арк. ....  
Наклад 100 прим. Зам № .....

Вінницький національний технічний університет,  
КІВЦ ВНТУ,  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,  
ВНТУ, ГНК, к. 114.

Тел. (0432) 59-85-32.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті,  
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі,  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Тел. (0432) 59-81-59  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.