

**Р. Д. ІСКОВИЧ-ЛОТОЦЬКИЙ
Р. Р. ОБЕРТЮХ
І. В. СЕВОСТЬЯНОВ**

**ПРОЦЕСИ ТА МАШИНИ ВІБРАЦІЙНИХ
І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**Р. Д. ІСКОВИЧ-ЛОТОЦЬКИЙ
Р. Р. ОБЕРТЮХ
І. В. СЕВОСТЬЯНОВ**

**ПРОЦЕСИ ТА МАШИНИ ВІБРАЦІЙНИХ
І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Монографія

**УНІВЕРСУМ – Вінниця
2006**

УДК 621.979:621.768.4.06
І 86

Рецензенти:

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

доктор технічних наук, професор **П. С. Берник**

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № від 22.04.2004 р.)

Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Севостьянов І. В.
І 86 Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій.
Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 291 с.
Бібліогр.: 364 назв.

ISBN 966-641-091-5

В монографії розробляються вібропресове обладнання з гідроімпульсним приводом для багатокomпонентного навантаження порошкових заготовок, технології та обладнання для вібраційного розкочування кільцевих виробів, очищення труб, випробовувань деталей та вузлів машин, формоутворення ливарних форм та сумішей, забивання паль, ущільнення ґрунтів, зневоднення відходів харчових виробництв, виконання завантажувально-розвантажувальних робіт, транспортування.

Для науковців, фахівців з вібротехнологій, викладачів, аспірантів, студентів.

УДК 621.979:621.768.4.06

ISBN 966-641-091-5

© Р. Іскович-Лотоцький, Р. Обертюх, І. Севостьянов

Зміст

| | |
|--|-----|
| Перелік умовних скорочень..... | 5 |
| Вступ..... | 6 |
| 1. Вібропресове обладнання з гідроімпульсним приводом для багатокомпонентного віброударного навантаження..... | 8 |
| 2. Спеціальні вібропреси з гвинтовим зворотньо-поступальним рухом столу..... | 13 |
| 2.1. Вибір принципової та конструктивної схем..... | 14 |
| 2.2. Дослідження динаміки спеціального вібропреса..... | 16 |
| 2.2.1. Розробка загальної динамічної моделі вібропреса..... | 16 |
| 2.2.2. Розробка динамічних та математичних моделей окремих етапів робочого циклу вібропреса..... | 25 |
| 2.2.3. Кінематичний аналіз взаємодії ланок механізму повороту вібростолу..... | 44 |
| 2.2.4. Розробка спрощених динамічних та математичних моделей прямого та зворотного ходів вібростолу..... | 50 |
| 2.3. Методика проектного розрахунку спеціального вібропреса для багатокомпонентного віброударного навантаження..... | 63 |
| 2.4. Результати впровадження, перспективи удосконалення та створення нових конструкцій спеціальних вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження..... | 71 |
| 3. Вібропреси для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ..... | 84 |
| 3.1. Вибір та обґрунтування схем вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ..... | 87 |
| 3.2. Розробка динамічної та математичної моделей вібропреса для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ..... | 91 |
| 3.3. Дослідження динаміки вібробуджувача гідроімпульсного приводу вібропреса для багатокомпонентного віброударного навантаження..... | 101 |
| 3.4. Дослідження багатокомпонентного віброударного навантаження на експериментальному вібропресі, створеного на основі базової моделі ІВПМ..... | 110 |
| 3.5. Синтез схем вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження..... | 120 |
| 3.6. Розробка методики проектного розрахунку вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ..... | 125 |
| 3.7. Перспективи створення вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей | |

| | |
|--|-----|
| ІВПМ..... | 129 |
| 4. Технологія та обладнання з ГП для вібраційного розкочування кільцевих виробів..... | 140 |
| 5. Обладнання з ГП для віброабразивної обробки великогабаритних виробів..... | 156 |
| 6. Випробувальні та струшувальні машини з ГП..... | 181 |
| 6.1. Особливості механічних випробувань деталей та вузлів машин..... | 181 |
| 6.2. Застосування струшувальних машин у ливарному виробництві..... | 190 |
| 6.3. Випробувальні та струшувальні машини..... | 194 |
| 6.4. Нові конструкції випробувальних та струшувальних машин..... | 203 |
| 7. Палейні та ґрунтоущільнювальні машини з ГП..... | 213 |
| 7.1. Основи розрахунку палейних молотів з ГП простої дії..... | 217 |
| 7.2. Палейні молоти та вібромолоти з ГП подвійної дії..... | 220 |
| 7.3. Ґрунтоущільнювальні машини з ГП..... | 225 |
| 8. Використання вібропресового обладнання з ГП для зневоднення відходів харчових виробництв..... | 243 |
| 9. Інші напрямки використання обладнання з ГП..... | 254 |
| Література..... | 264 |

Перелік умовних скорочень

- БЗПМ – Броварський завод порошкової металургії
- БКВН – багатокомпонентне віброударне навантаження
- ВО – випробувані об'єкти
- ВУП – віброударне пресування
- ГП – гідроімпульсний привод
- ІВПМ – інерційний вібропрес-молот

Вступ

Останнім часом в різних галузях промисловості, сільського господарства, на транспорті, в будівництві та металургії все ширше застосування знаходять корисні вібрації, що дозволяє суттєво інтенсифікувати протікання відповідних технологічних процесів, знизити їх енергоємність, а також металоємність та вартість використовуваного при цьому обладнання. Таким чином, забезпечується зменшення собівартості готової продукції та скорочуються витрати часу у виробничому процесі.

Висока ефективність вібраційних та віброударних впливів при реалізації процесів формоутворення заготовок виробів з непластичних порошкових матеріалів була доведена на підставі результатів теоретичних досліджень та проведених експериментів. Разом з тим було встановлено, що для одержання якісних виробів складної конфігурації та великих габаритів до заготовки в прес-формі окрім основного вертикального віброударного інерційного навантаження необхідно прикладати додаткові вібраційні та віброударні імпульси в декількох площинах.

В перших розділах монографії розроблені схеми багатокomпонентного інерційного віброударного навантаження, здійснення яких дозволяє одержувати заготовки виробів різних форм та розмірів з непластичних та пластичних порошкових матеріалів із заданими параметрами міцності, щільності та нерівнощільності за об'ємом, крім цього, пропонується вібропресове обладнання з гідроімпульсним приводом для їх реалізації. Як показали аналіз та порівняння обладнання для формоутворення з приводами різних типів, саме гідроімпульсний привод (ГІП) забезпечує максимально широкі можливості для здійснення різних схем та режимів віброударного навантаження (в тому числі і багатокomпонентного), роздільного та точного регулювання робочих параметрів процесу, має високу енергоємність та відносно низькі металоємність і вартість. Авторами пропонуються схеми як спеціального вібропресового обладнання з ГІП для багатокomпонентного віброударного навантаження, що має максимальну ефективність, так і більш дешевого обладнання, яке може бути створене на основі промислових зразків інерційних вібропрес-молотів з гідроімпульсним приводом (ІВІПМ). В роботі детально аналізуються переваги та недоліки обладнання кожного виду, наводяться умови, що необхідно враховувати при виборі того чи іншого варіанту, принципи гідрокінематичні та узагальнені структурні схеми вібропресів для багатокomпонентного віброударного навантаження, загальні та спрощені динамічні та математичні моделі для різних етапів спрацьовування їх

приводів, методики проектного розрахунку. Розглядаються перспективи розвитку та удосконалення вібропресового обладнання для багатоконпонентного віброударного навантаження.

У наступних розділах монографії подані ще кілька напрямків застосування корисних вібрацій та ударів, пропонуються схеми та умови протікання відповідних технологічних процесів, а також обладнання для їх здійснення. Серед даних напрямків: холодне радіальне вібророзкочування кільцевих виробів, віброабразивна обробка довгомірних труб великого діаметра, випробовування деталей та вузлів машин шляхом прикладення до них вібраційних та віброударних впливів, віброущільнення ливарних форм, забивання паль, вібротрамбування ґрунтів, застосування віброударного навантаження для зневоднення відходів харчових виробництв, збирання плодів у садовому господарстві, розвантаження залізничних вагонів та транспортування заготовок і деталей між одиницями технологічного обладнання. В кожному з розділів наводяться теоретичні основи технологічних процесів, а також схеми обладнання з ГПП для їх реалізації. Доводиться ефективність розроблених машин.

На основі результатів, виконаних авторами у Вінницькому національному технічному університеті (ВНТУ) (до 1974 р. – ВФКПІ; з 1974 р. до 1994 р. – ВПІ; з 1994 р. до 2003 р. – ВДТУ; з 2003 р. ВНТУ) і представлених у монографії розробок, спроектовані та виготовлені дослідний зразок спеціального вібропреса для багатоконпонентного віброударного навантаження зі зворотно-гвинтовим рухом виконавчого елемента, експериментальний зразок вібраційної розкочувальної машини з ГПП для остаточної обробки внутрішніх кілець підшипників на базі універсальної профіленакатної машини, розроблена дослідна установка для віброабразивної обробки довгомірних труб великого діаметра. Крім цього, за участю авторів створювались та досліджувались експериментальні зразки інерційних вібротрабувальних машин з ГПП, схеми палебійних молотів з ГПП простої та подвійної дії, випробувальних та струшувальних машин з ГПП, обладнання з ГПП та технологічного оснащення для зневоднення відходів харчових виробництв, збирання плодів фруктових дерев, розвантаження залізничних вагонів та транспортування у виробничих цехах заготовок і деталей. Вказане обладнання впроваджувалось на підприємствах порошкової металургії, підшипникової промисловості, в будівництві, на транспорті та в сільському господарстві.

1. Вібропресове обладнання з гідроімпульсним приводом для багатокomпонентного віброударного навантаження

Найефективнішим, а часто і єдиноможливим способом формування заготовок складнофасонних і великогабаритних виробів (рис. 1.1) з непластичних порошкових матеріалів є віброударне пресування, яке забезпечує рівномірне заповнення порошковим матеріалом об'єму прес-форми, підвищення результуючих значень міцності, щільності, зменшення відносної нерівнощільності, виключення ділянок недоущільнення або перепресування [121, 171, 244]. На рис. 1.2 наведені спрощені схеми віброударного інерційного навантаження, а також наближені діаграми зміни кінцевої щільності $\rho_{з.к}$ заготовки по висоті, відпресованої з непластичного порошкового матеріалу. Заготовка 1 під час обробки знаходиться в контейнері прес-форми 2 і навантажується зверху пуансоном 3 з інерційною масою 4. В першому випадку (рис. 1.2а) прес-форма закріплена на нерухомій станині інерційного вібропрес-молота (ІВПМ), тоді як віброударне навантаження створюється пуансоном 3, зв'язаним з робочою ланкою, яка здійснює вертикальні зворотно-поступальні переміщення. Відповідно щільність $\rho_{з.к}$ буде більшою у верхніх шарах пресованої заготовки. На рис. 1.2б представлена схема віброударного пресування (ВУП) на ІВПМ з нижнім розташуванням робочої ланки – вібростолу 5 [171]. Оскільки періодичне вібраційне зусилля P_v прикладається знизу при незмінному інерційному навантаженні зверху – з боку пуансона 3, розподілення $\rho_{з.к}$ по висоті заготовки буде більш рівномірним ніж в першому випадку. Ще більшої рівномірності $\rho_{з.к}$ можна досягти з застосуванням схеми віброуючих матриці та пуансона при двосторонньому навантаженні періодичними зусиллями P_{v1} , P_{v2} , рис. 1.2в. Однак максимальну щільність $\rho_{з.к}$ по висоті і мінімальну відносну нерівнощільність порошкових заготовок забезпечує тільки багатокomпонентне віброударне навантаження (БКВН) (рис. 1.2г,д), при реалізації якого окрім основної складової навантаження – періодичного вертикального осьового пресового зусилля P_{v1} , створюваного гідроциліндром 9, до прес-форми із заготовкою у місцях зі складними переходами або в середніх перерізах заготовок великих габаритів (див. рис. 1.2г,д) прикладаються горизонтально або похилоспрямовані додаткові вібраційні зусилля – $P_{д2}$, $P_{д3}, \dots, P_{дп}$, що створюються гідроциліндрами 6, 7, 8. Ефективним є також забезпечення зворотно-поворотних періодичних рухів прес-форми відносно одної або декількох осей з ударами в граничних точках траєкторії, що передаються заготовці [244].

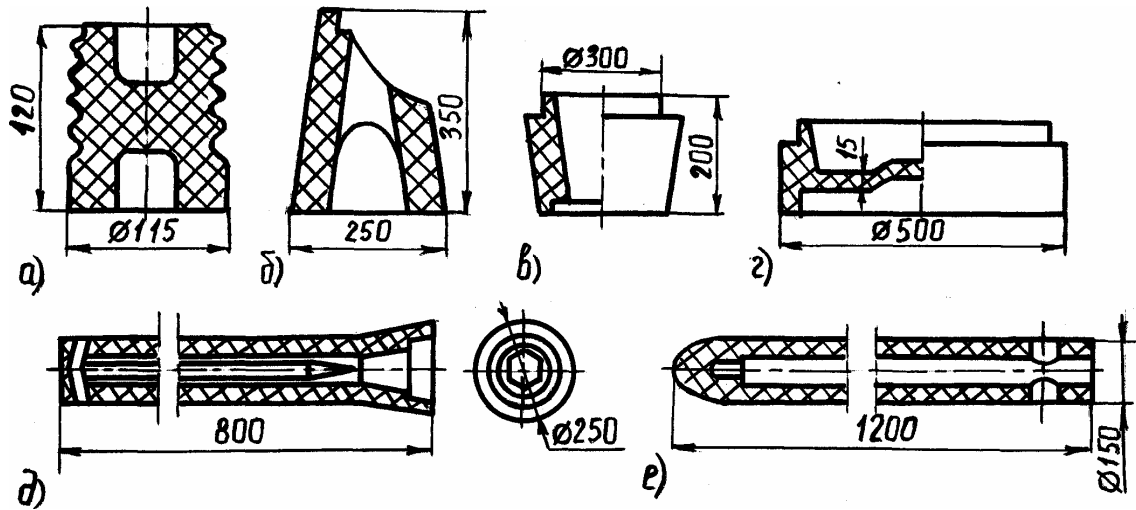


Рис. 1.1. Конструкції складнофасонних і великогабаритних виробів: а) – „опорний ізолятор”; б) – „свисток”; в) – „конус”; г) – „капсель”; д) – „заглибний стакан”; е) – „моноблоковий стопор”

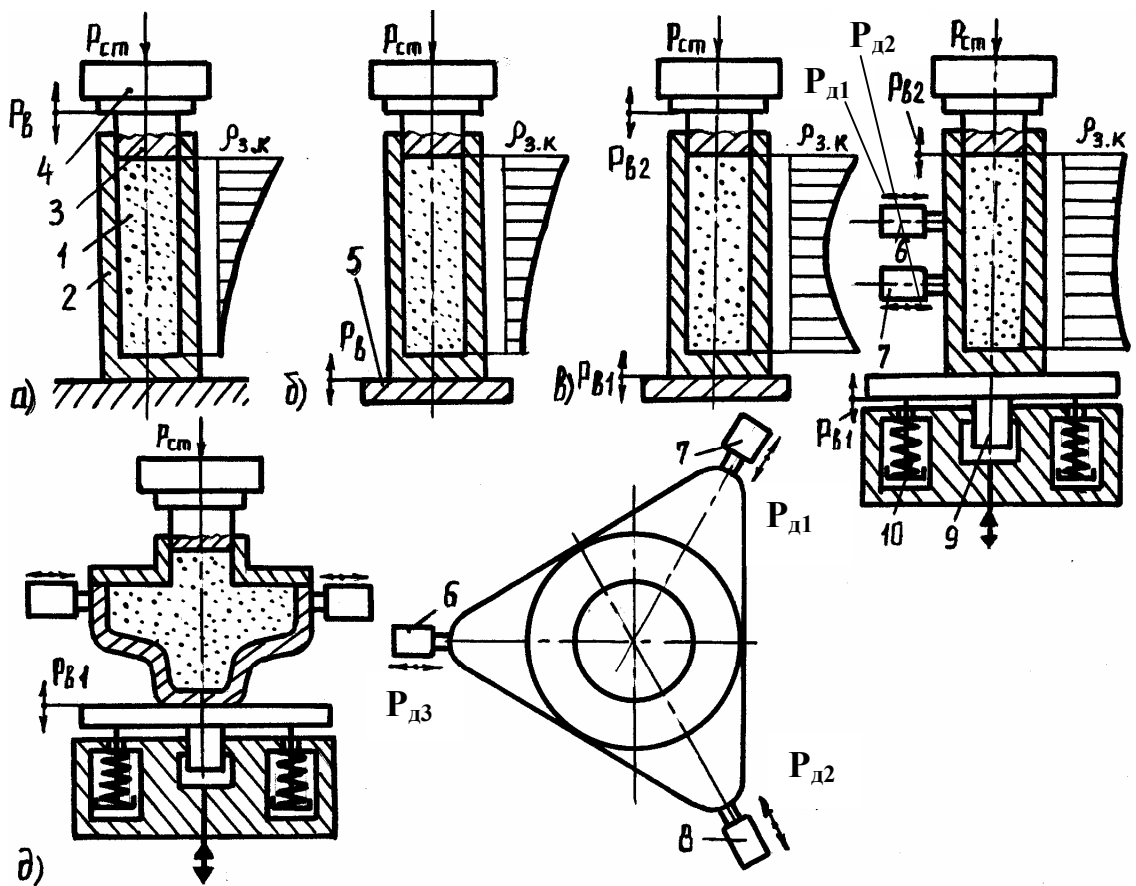


Рис. 1.2. Схеми навантаження при віброударному пресуванні: а) – при верхньому розташуванні робочої ланки; б) – при нижньому розташуванні робочої ланки; в) – двостороннє навантаження; г, д) – багатоконпонентне віброударне навантаження

У роботі [244] виконані дослідження процесу попереднього вібропресування заготовок газотурбінних дисків з монофракційних порошків жароміцного сплаву в сталевій капсулі, розміщеній у вакуумкамері, при зворотно-гвинтових переміщеннях вібростолу. Після формоутворення з використанням визначеного дослідним шляхом оптимального режиму навантаження щільність одержуваних заготовок досягала 67% від теоретичної, а рівнощільність по об'єму – понад 98%.

Ще більший ефект дає застосування БКВН при формоутворенні заготовок з порошків з багатофракційним зерновим складом. У роботі [209] приведені дані, отримані при пресуванні твелів для атомних електростанцій з трифракційного порошкового матеріалу. Сукупний вплив горизонтальних і вертикальних вібрацій дозволив одержувати заготовки із середньою за об'ємом щільністю до 95...98% від теоретичної.

Ефективність механізму деформування заготовок з порошкових матеріалів ударними імпульсами зовнішніх сил науково підтверджена й обґрунтована резонансно-структурною теорією віброударного пресування [171].

Перші роботи зі створення пресового обладнання для реалізації двостороннього імпульсного навантаження були проведені у ВПІ на замовлення Броварського заводу порошкової металургії (БЗПМ). Конструктивна схема вібропреса двосторонньої дії [19] наведена на рис. 1.3. Кожен з основних гідроциліндрів даного вібропреса має індивідуальний ГП (верхній гідроциліндр 3 – привод з двопозиційним вібробуджувачем „на вході” 4 [171]). При створенні імпульсів тиску в порожнинах обох гідроциліндрів вібростіл з установленою на ньому в прес-формі заготовкою здійснює вертикальні зворотно-поступальні переміщення (таким чином, заготовка піддається віброударному навантаженню знизу); крім цього, в результаті аналогічних переміщень підпружиненого відносно рухомої траверси 1 корпусу гідроциліндра 3 та їх періодичної взаємодії створюються ударні імпульси на пуансоні, який разом з тим забезпечує інерційне навантаження заготовки.

Продовженням робіт в цьому напрямку була пропозиція трикоординатного вібропреса [36, 171] (рис. 1.4), на вібростолі 1 якого по напрямних типу „ластівчин хвіст” установлені плити 2, 3, що можуть поступально переміщуватись у горизонтальних взаємно перпендикулярних напрямках. На верхній плиті 3 закріплена прес-форма із заготовкою 5, навантаженою зверху пуансоном та рухомою траверсою 6. Зміщення плит 2 і 3 здійснюються під впливом

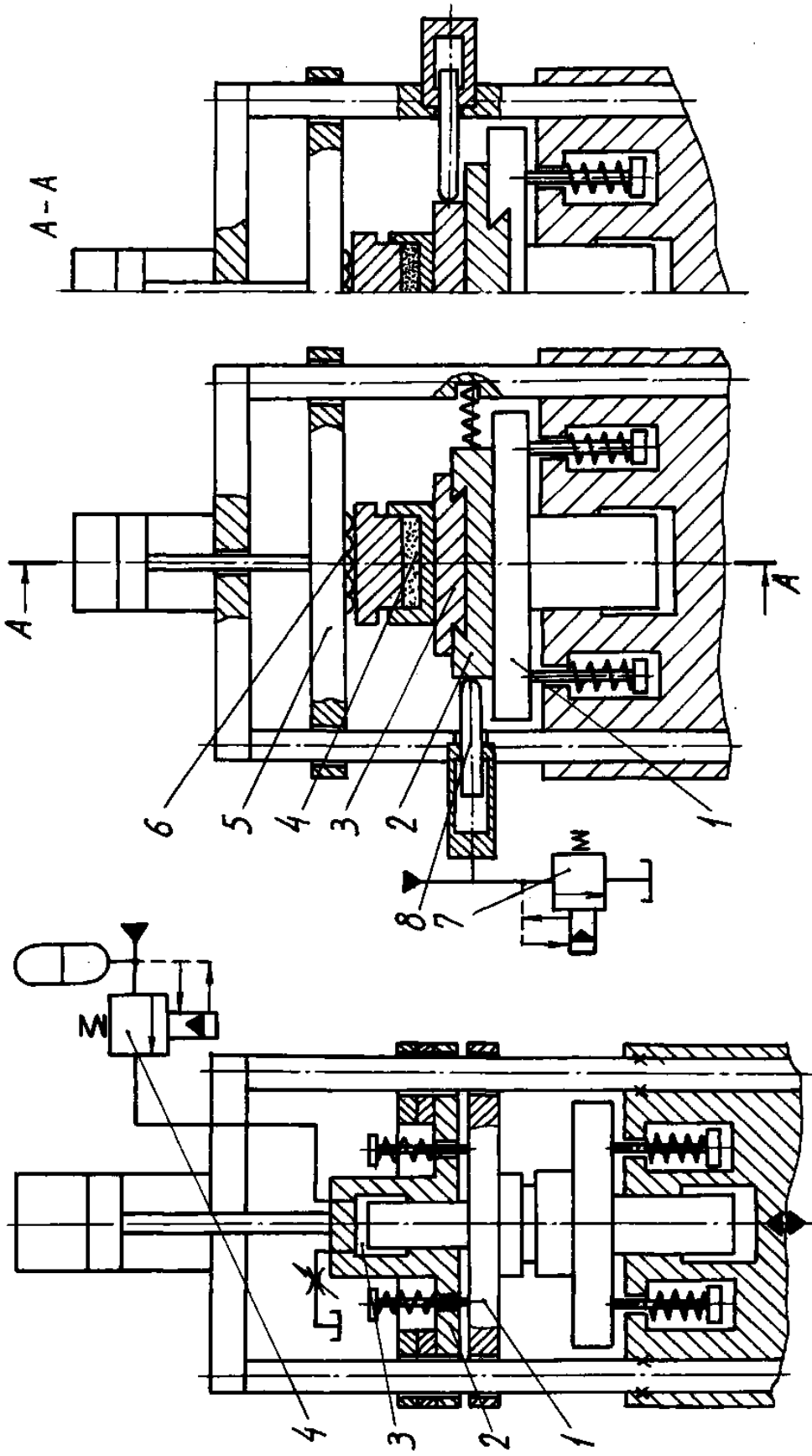


Рис. 1.3. Конструктивна схема вібропреса з двостороннім навантаженням

Рис. 1.4. Конструктивна схема вібропреса для багатокомпонентного трикоординатного навантаження

плунжерів гідроциліндрів 8 (див. також розріз А – А на рис. 1.4), кожен з яких має індивідуальний ГПП з керуванням від віброзбуджувачів „на виході” [171] (гідроциліндр 8 – від віброзбуджувача 7). Рухомість пуансона в горизонтальній площині забезпечується завдяки наявності на нижній поверхні траверси обертових сферичних опор 6. Під час роботи вібропреса заготовка 4 здійснює зворотно-поступальні переміщення відносно вертикальної та двох горизонтальних осей, в результаті чого реалізується її багатоконпонентне інерційне навантаження, що, в свою чергу, сприяє більш інтенсивному та рівномірному ущільненню порошкового матеріалу.

Ефективність застосування БКВН експериментально доведена також за допомогою експериментального вібропреса, створеного на базі промислового зразка ІВПМ, шляхом оснащення останнього додатковими начіпними гідроциліндрами з індивідуальними гідроімпульсними приводами для забезпечення горизонтальних вібрацій прес-форми. Детальніше про це обладнання в розд. 3.

Розробка вібропресового обладнання з ГПП для БКВН на сьогодні проводиться за двома напрямками: створення спеціального обладнання з врахуванням та дотриманням всіх вимог конкретного технологічного процесу формоутворення порошкових матеріалів, а також конфігурації та розмірів заготовки; створення обладнання на базі промислових зразків ІВПМ шляхом їх оснащення додатковими вібраційними або віброударними робочими органами у вигляді гідроциліндрів з індивідуальними ГПП. При цьому кількість та місце встановлення додаткових робочих органів визначається з врахуванням форми та габаритів виробу і забезпеченням вимог заданого технологічного процесу.

Як показав досвід експлуатації, обладнання створене згідно із першим напрямком має більшу продуктивність і ефективніше для вібропресування обмеженої виробів номенклатури, однак вартість його достатньо висока і використання доцільне у масовому та крупносерійному виробництві. Обладнання, виконане за другим напрямком, має меншу продуктивність, використовується у дрібносерійному та дослідному виробництві. Тому, вибір напрямку створення обладнання робиться з врахуванням умов виробництва та вимог до якості відпресованого виробу, рівня технічної оснащеності підприємства та можливості виготовлення вібропресового обладнання з ГПП.

У наступних розділах монографії (2 і 3) наведені основні результати розробки та дослідження вібропресового обладнання для багатоконпонентного навантаження, створеного у відповідності із вищевказаними напрямками.

2. Спеціальні вібропреси з гвинтовим зворотно-поступальним рухом столу

Віброударне навантаження порошків жароміцних сплавів у капсулах є основною операцією технологічного процесу їх виготовлення, що передує остаточному ущільненню заготовки в газостаті [244].

Для підвищення якості заготовок при віброударному навантаженні запропоновано прикладати до капсули з порошковим матеріалом силові імпульси в осьовому, радіальному та тангенціальному напрямках одночасно. Для перевірки ефективності такого трикомпонентного віброударного навантаження капсула, що була встановлена на столі вібропресу ІВПМ–16 піддавалась впливу періодичних (з частотою вібрацій столу) бокових ударних навантажень (імпульсів) під різними кутами до осі капсули [244]. В результаті спостерігалось помітне збільшення щільності та рівнощільності заготовки [244].

Перевірка впливу частоти вібрації на ефективність ущільнення порошку в капсулі виявила, що підвищення частоти при відповідній величині вібраційного прискорення позитивно впливає на якість заготовки. Уточнення впливу режимів БКВН на щільність та рівнощільність виробів було здійснене при проведенні експериментів на дослідному зразку вібропреса нової конструкції [244].

Грунтуючись на даних досліджень, технологічні вимоги до спеціального вібропресового обладнання зі складним (багатокомпонентним) циклом силового навантаження можна сформулювати у вигляді таких положень:

1. Виконавча ланка (вібростіл) повинна створювати періодичні силові імпульси в осьовому, радіальному та тангенціальному відносно капсули напрямках.

2. Інтенсивність силового впливу (середнє прискорення виконавчої ланки) повинна бути регульованою і достатньою для формотворення заготовок найбільшого необхідного типорозміру.

3. З метою запобігання сегрегації різних за розмірами частинок в об'ємі заготовки, тривалість формотворення повинна бути максимально короткою.

4. Конструкція вібростолу повинна допускати легке та швидке закріплення на ньому капсул різних типорозмірів.

5. Вібропрес повинний бути простий у керування, технічному обслуговуванні і переналадженні на інші режими роботи.

6. Конструкція віброзбуджувача повинна забезпечувати в заданих межах стабільність його амплітудно-частотної характеристики при зміні властивостей робочої рідини в результаті її нагрівання під час тривалої роботи вібропреса.

7. Вібропрес повинний бути оснащений простими приладами безупинного контролю основних технологічних параметрів: тиску відкриття вібробуджувача, амплітуди та частоти вібрацій вібростолу.

Реалізувати наведені вимоги можна на вібраційному обладнанні з трикоординатним [36] або зі зворотно-гвинтовим рухом [244] виконавчої ланки, необхідна амплітуда і частота якого забезпечуються ГПП. Складність конструкції та низька надійність привода трикоординатного вібропреса утруднюють його створення та використання. Перевагу слід віддати вібропресам зі зворотно-гвинтовим рухом робочої ланки, які забезпечують аналогічну схему силового навантаження при простішому конструктивному виконанні.

2.1. Вибір принципової та конструктивної схем

Для розробки принципової та конструктивної схем вібропреса необхідно визначити функціональні та конструктивні зв'язки між вузлами, а також структуру його керування та регулювання.

Відповідно до технологічних вимог доцільно конструктивну схему спеціального вібропреса для БКВН зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу (рис. 2.1) синтезувати на основі двох короткоходових плунжерних гідроциліндрів, лінійного 1 та кутового 2 переміщень. Гідроциліндр 1 взаємодіє з вібростолом 3 через упорний підшипник 4, а кутовий 2 – через шарнір 5 та кривошип 5.1. Повернення вібростолу 3 у вихідне положення здійснюється за допомогою елементів пружного повернення 6 з шарнірами, зв'язаними з вібростолом 3 та станиною 9, а також пружини 7 в штоковій порожнині гідроциліндра 2. Попередній натяг пружин 6 і 7 може регулюватись окремо для кожної. Для керування рухом плунжерів гідроциліндрів 1 і 2 нами розроблені нові конструкції вібробуджувачів 8 [48], що допускають можливість підключення до порожнин гідроциліндрів 1 і 2 за схемами “на вході” і “на виході”. Зворотно-гвинтові переміщення вібростолу 3 забезпечуються в результаті додавання вертикального зворотно-поступального і кутового зворотно-поворотного рухів, створюваних синхронними зміщеннями плунжерів гідроциліндрів 1 і 2. Корпуси обох гідроциліндрів закріплені на станині 9, яка, в свою чергу, встановлена на амортизаторах 10. З'єднання гідроциліндрів між собою та з вібробуджувачем здійснено впритул без гідроліній. Останнє забезпечує вищу жорсткість гідросистеми та надійність привода вібропреса.

З метою зменшення висоти вібропреса, рухома траверса 11 жорстко зв'язана з корпусами пневмоциліндрів 12, що служать для її установочних переміщень. Штоки 13 пневмоциліндрів 12 з'єднані зі

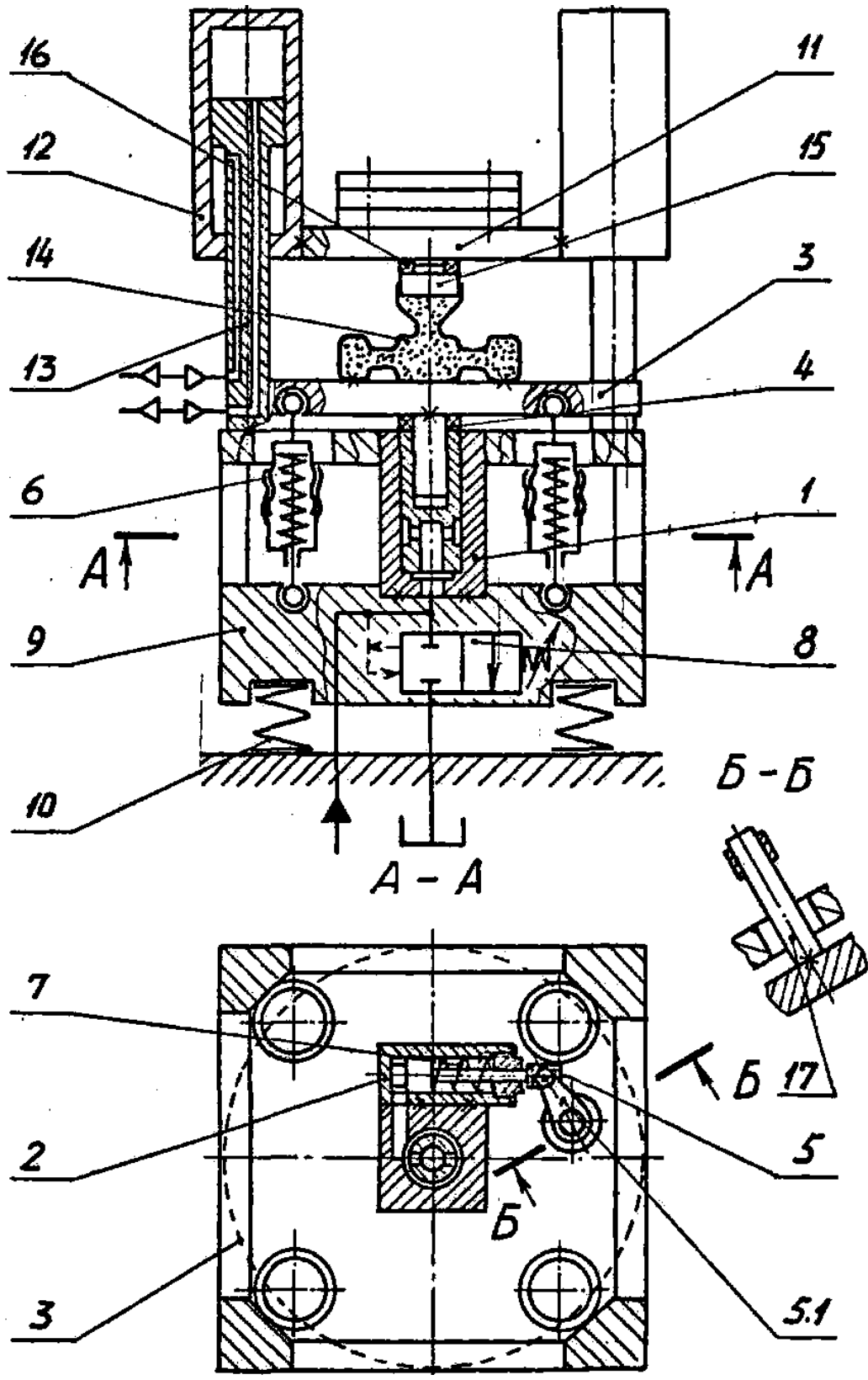


Рис. 2.1. Конструктивна схема спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

станиною 9. В середині штоків 13 проходять пневмолінії подачі стисненого повітря до пневмоциліндрів 12.

Капсула 14 з металевим порошком, який ми у подальшому будемо називати заготовкою, жорстко кріпиться на вібростолі 3, а пуансон 15 через упорний підшипник 16 взаємодіє з траверсою 11. Вібростіл 3 зв'язаний за допомогою стержня 17 з кривошипом 5.1.

Гідропневматична система вібропреса, принципова схема якої зображена на рис. 2.2 містить бак 1 з вбудованим сітчастим фільтром 2 (тонкість очищення робочої рідини 20 мкм), установленим у всмоктувальній гідролінії і з'єднаним через кран 3 з насосом 4 шестеренного типу. До напірної гідролінії паралельно підключені: запобіжний клапан 5; гідророзподільник 6 із пневмокеруванням; регулятор витрат 7; вібробуджувач 8; реостатний датчик тиску 9 типу ДТ-250, на вході якого встановлений дросель 10; пристрій 11 безупинного поточного контролю частоти проходження імпульсів тиску – гідромеханічний датчик частоти, що складається з перетворювача 12 оригінальної конструкції, дроселя 13 та реостатного датчика 14 типу ДТ-250; гідроциліндри лінійних та кутових переміщень вібростолу (на схемі не показані). Вказані гідроапарати та гідромашини з'єднані впритул, установлені на загальній розподільній плиті і через кран 15 та загальну зливну гідролінію сполучені з баком 1.

Пневмоциліндри установочних переміщень рухомої траверси (див. рис. 2.1) зв'язані з пневмолінією подачі стисненого повітря через дільник потоку 16, трипозиційний пневморозподільник 17 і регулятор витрат 18. Паралельно пневморозподільнику 17 в напірну пневмолінію включені манометр 19, зворотний клапан 20 із кнопковим перемикачем на два фіксованих положення (відкрите і закрите) та пневморозподільник 21 керування гідророзподільником 6.

2.2. Дослідження динаміки спеціального вібропреса

2.2.1. Розробка загальної динамічної моделі вібропреса

Розробку загальної динамічної моделі спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу, оснащеного ГПП з вібробуджувачем „на виході” доцільно почати з аналізу його структурної схеми (рис. 2.3), що являє собою сукупність інерційних елементів, зв'язаних пружними та дисипативними ланками. Нижче наведена розшифровка позначень наведених на структурній схемі:

m_c – сумарна маса корпусів електродвигуна і насоса, жорстко закріплених на станині вібропреса;

m_1 – сумарна маса робочої рідини в напірних гідролініях I_1 , I_2 (f_1 , f_2 – площі поперечного перерізу гідроліній).

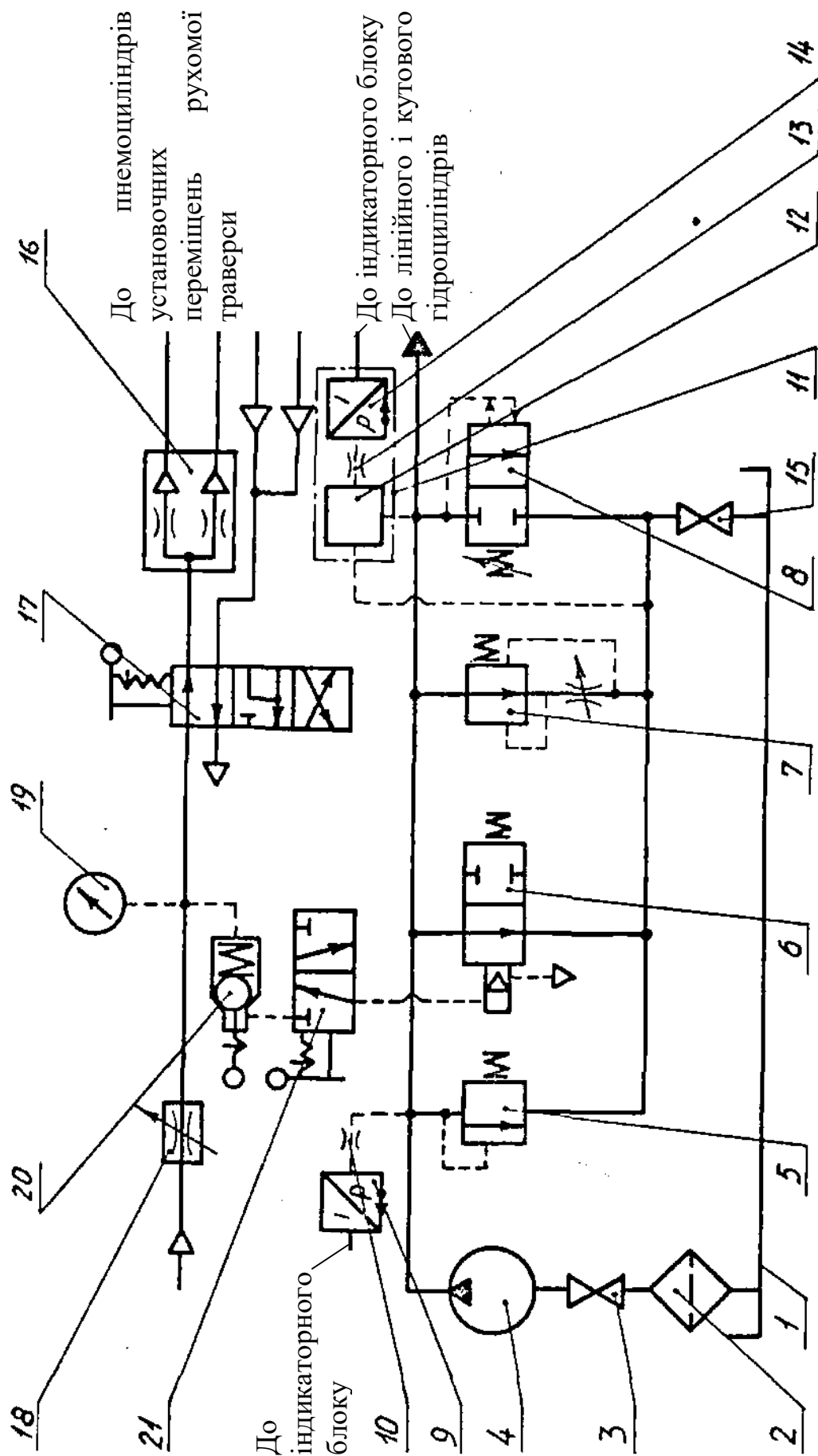


Рис. 2.2. Принципова схема гідропневматичної системи спеціального вібропреса зі зворотньо-гвинтовим рухом вібростолу

m_2 – маса станини вібропреса, яка включає маси частин вібропреса, що рухаються разом з нею;

m_3 – маса вібростолу із заготовками та кривошипно-шатунним механізмом, приведена до плунжера гідроциліндра кутових переміщень;

m_4 – маса вібростолу, яка включає маси частин вібропреса і заготовки, що рухаються разом з нею;

m_5 – сумарна маса інерційного вантажу та пуансона;

m_6 – маса сервоклапана віброзбуджувача;

m_7 – сумарна маса штовхача і золотника основного каскаду віброзбуджувача;

$f_3, f_4, f_5, f_6, f_7, f_8$ – площі поперечного перерізу плунжерів гідроциліндрів кутових та лінійних переміщень, першого і другого ступенів сервоклапана віброзбуджувача, штовхача та золотника основного каскаду віброзбуджувача;

f_9, l_3 – площа поперечного перерізу і довжина керуючої гідролінії (каналу) віброзбуджувача;

f_{10}, l_{10} – площа поперечного перерізу і довжина зливної гідролінії;

f_{d1}, f_{d2} – змінні площі прохідного перерізу дроселів - регуляторів віброзбуджувача;

h_n, h_n' – максимальні значення величин додатного та від'ємного перекриття сервоклапана віброзбуджувача;

h_3, H – додатне перекриття та максимальний хід золотника основного каскаду віброзбуджувача;

J_1, J_2 – моменти інерції мас станини та вібростолу відносно осі вібропреса;

r_1 – відстань між осями плунжерів гідроциліндрів кутових та лінійних переміщень, що перетинаються;

r_2 – радіус кривошипно-шатунного механізму (відстань від осі повороту вібростолу 3 до місця закріплення стержня 17 (див. рис. 2.1);

$k_2, k_4, k_5, k_8, k_9, z_{02}, x_0, z_{03}, z_{05}, z_{06}$ – лінійні жорсткості та відповідні їм попередні стиски амортизаторів станини, пружних елементів повернення плунжерів гідроциліндрів кутових та лінійних переміщень, сервоклапана і золотника основного каскаду віброзбуджувача;

k_3 – кутова жорсткість амортизаторів станини;

$r_3, k_6(\varphi_2, t), k_7(z_3, z_4, t), z_{04}$ – радіус заготовки, кутова та лінійна жорсткості і попередня пружна деформація заготовки;

Q_n – подача насоса;

N – зусилля статичного притискання пуансона до заготовки;

l_k – довжина шатуна кривошипно-шатунного механізму;

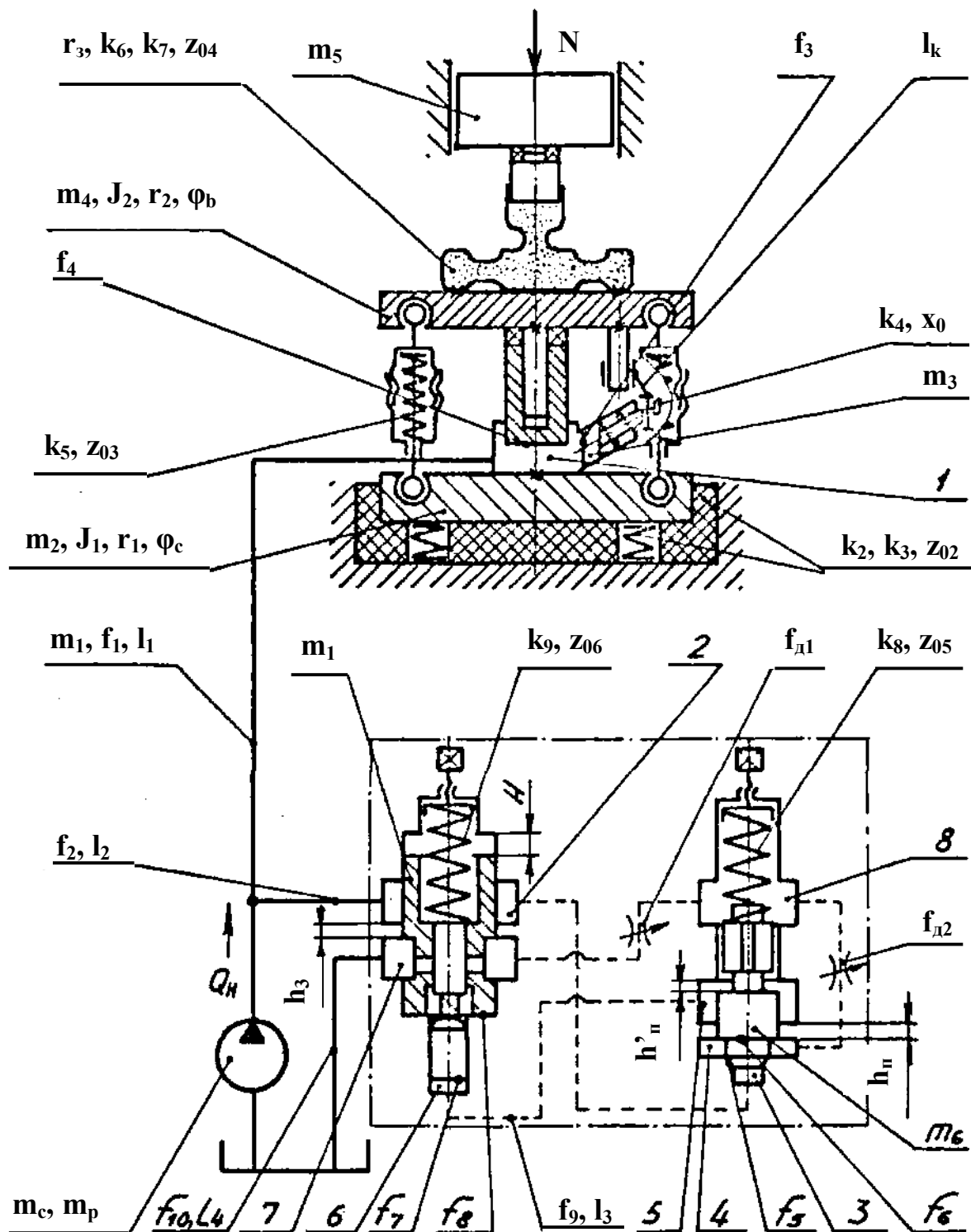


Рис. 2.3. Узагальнена структурна схема спеціального вібропреса зі зворотньо-гвинтовим рухом вібростолу

Φ_b, Φ_c – максимальний кут повороту вібростола і станини.

Робочий цикл вібропреса можна умовно розділити на ряд послідовних етапів:

1) Початок деформування робочої рідини в гідролініях і підйом тиску в гідросистемі вібропреса до величини p_c , достатньої для подолання стаціонарного опору, створюваного вагою вібростолу із заготовкою, рухомої траверси та інерційного вантажу (див. рис. 2.1), силами попереднього стиску елементів пружного повернення вібростолу, статичного притискання пуансона до заготовки (якщо воно передбачене), а також силами тертя в рухомих ланках;

2) Початок лінійного та кутового зміщення вібростолу і станини, ущільнення заготовки, переміщення інерційного вантажу, деформування елементів пружного повернення вібростолу і збільшення тиску в порожнинах 1, 2, і 3 до величини p_1 (тиск відкриття віброзбуджувача);

3) Відрив від сідла сервоклапана віброзбуджувача, зміна тиску в порожнині 4 від 0 до p_1 , проходження сервоклапаном додатного h_n та від'ємного h_n' перекриття, продовження переміщення вібростолу із заготовкою та інерційним вантажем на величину заданого ходу;

4) З'єднання порожнин 3, 4, 5 з порожниною керування 6 клапана основного каскаду віброзбуджувача і проходження ним додатного перекриття h_3 при максимальному зміщенні вібростолу в лінійному та кутовому напрямках;

5) Відкриття клапана основного каскаду віброзбуджувача на величину від'ємного перекриття $h_3' = H - h_3$, з'єднання порожнин 1, 2, 3, 4, 5, 6 зі зливною порожниною 7 основного каскаду віброзбуджувача, зменшення величини тиску у вказаних порожнинах від p_1 до p_2 (тиску закриття віброзбуджувача), завершення переміщення вібростолу на величину заданого робочого ходу і початок його руху у вихідне положення при повністю відкритому сервоклапані;

6) Початок закриття сервоклапана, проходження ним від'ємного перекриття h_n' при відкритому клапані основного каскаду і триваючому зворотному ході вібростолу;

7) Проходження додатного перекриття h_n сервоклапаном і від'ємного перекриття h_3' клапаном основного каскаду віброзбуджувача, фіксація сервоклапана на сідлі, з'єднання порожнини керування 6, через порожнини 5 і 8 (зливна порожнина сервоклапана), а також регульований дросель $f_{д1}$ зі зливною порожниною 7, повернення вібростолу та станини у вихідне положення і розвантаження заготовки на етапі зворотного ходу;

8) Проходження клапаном основного каскаду віброзбуджувача додатного перекриття h_3 , зростання тиску в порожнинах 1, 2, 3 від p_2

до p_c , зменшення тиску в порожнині керування 6, а також у порожнинах 4, 5, 8 від величини p_2 до $p_{cл}$ (тиск у зливній порожнині 7), додаткове ударне навантаження заготовки при поверненні пуансона, рухомої траверси і інерційного вантажу у нижнє вихідне положення;

9) Збільшення тиску в гідросистемі від p_c до p_1 і початок нового циклу.

Послідовність робочого циклу вібропреса ілюструється схемою, наведеною на рис. 2.4. По осі абсцис відкладені тривалості етапів циклу, а по осі ординат умовні співвідношення тисків у порожнинах гідроциліндрів і віброзбуджувача та переміщень відповідних ланок вібропреса. Прийняті при створенні схеми робочого циклу вібропреса позначення розшифровані нижче:

$p_{(i)}$ ($i = 1, 2, \dots, 8$) – поточні значення величини тиску у відповідних порожнинах вібропреса і віброзбуджувача;

z_j, H_j ($j = 2, 3, \dots, 6$) – поточні значення координат і максимальні лінійні переміщення станини, вібростолу, інерційного вантажу, клапанів віброзбуджувача;

x, H_x – поточна координата і максимальне лінійне переміщення плунжера гідроциліндра кутових переміщень; φ_1, φ_2 – кутові координати станини і вібростолу; φ_{02} – початковий кут між кривошипом і лінією, паралельною напрямним повзуна;

$H_n = h_n + h_n'$ – повний хід сервоклапана;

$p_{cл1}$ – тиск в зливній гідролінії після повного відкриття золотника основного каскаду віброзбуджувача ($p_{cл1} > p_{cл}$).

Схема робочого циклу складена згідно із розглянутою послідовністю етапів робочого циклу вібропреса з керуванням від двоходового золотникового віброзбуджувача [244]. Умовно тривалості етапів циклу обрані однаковими, але у дійсності вони можуть відрізнятися на порядок і більше. Експериментальними дослідженнями [151, 161, 163, 224] вібромашин з ГПП встановлено, що сумарна тривалість етапів 3 і 4 циклу на три і більше порядки менша часу падіння (етап 5) тиску в гідросистемі, порівняного з часом його набору (етапи 1 і 2).

Користуючись методикою загальної теорії гідравлічних ковальсько-штампувальних машин [77], на основі структурної схеми, а також схеми послідовності здійснення етапів робочого циклу вібропреса, можна розробити його загальну динамічну багатомасову модель (рис. 2.5), позначення параметрів якої наведені нижче:

$F_m(t)$ – обертальний момент електродвигуна, прикладений до вала насоса;

c_1 – приведений до перерізу гідролінії I_1 коефіцієнт демпфірування при коливаннях робочої рідини (в'язкого внутрішнього

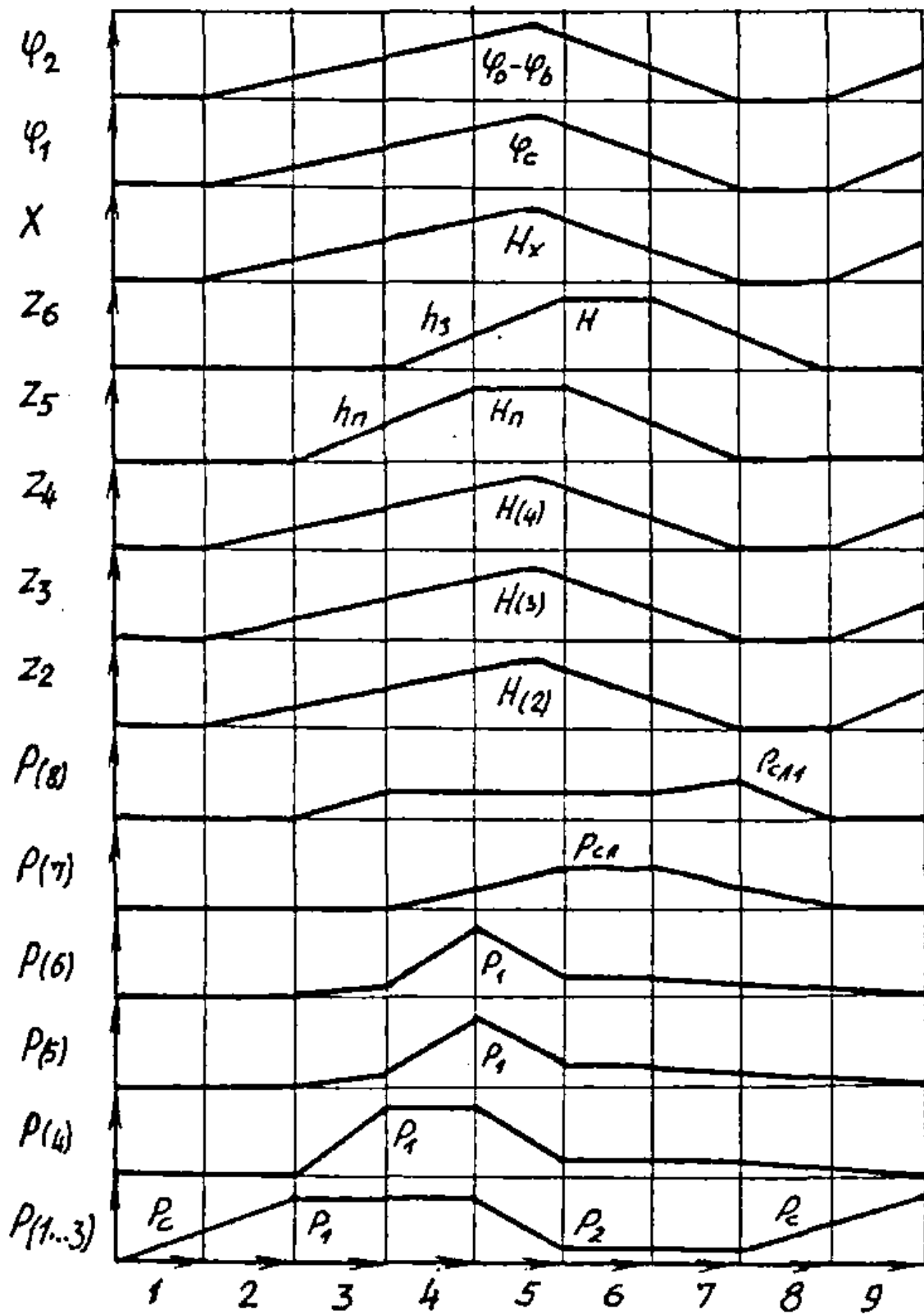


Рис. 2.4. Схема робочого циклу спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

тертя) в початковому об'ємі гідросистеми W_0 ;

k_1 – жорсткість гідросистеми, приведена до перерізу гідролінії f_1 ;
 $c_2, c_4, c_5, c_8, c_9, c_{10}$ – коефіцієнти демпфірування у виразах для визначення сил в'язкого тертя при русі мас станини, плунжера гідроциліндра кутових переміщень, вібростола, інерційного вантажу відносно напрямних, сервоклапана і золотника основного каскаду вібробудувача;

$R_1 \dots R_7$ – постійні складові приведених сил сухого тертя;
 c_3 – кутовий коефіцієнт демпфірування станини відносно амортизаторів;

$c_6 (\dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2), c_7 (\dot{z}_1, \dot{z}_2)$ – кутовий та лінійний коефіцієнти демпфірування в залежностях для визначення сил в'язкого тертя між частинками оброблюваного матеріалу;

α – коефіцієнт, що враховує масу робочої рідини в гідролінії I_1 ;
 i – передатні числа: i_{pi} – від вала насоса до маси αm_1 ; $i_{12} = i_{14}$ – від маси $(1 - \alpha)m_1$ (гідролінії I_1) до мас m_2 і m_4 ; i_{13} – від гідролінії I_1 до плунжера гідроциліндра кутових переміщень; i_{16} – від гідролінії I_1 до другого ступеня сервоклапана вібробудувача; $i_{67} = i_{17} / i_{16}$ – від другого ступеня сервоклапана до штовхача золотника основного каскаду вібробудувача; i_{17} – від гідролінії I_1 до штовхача золотника вібробудувача; i_m – передатна функція кривошипно-шатунного механізму.

При складанні загальної моделі прийняті такі основні припущення:

- з врахуванням того, що для забезпечення максимальної жорсткості гідросистеми гідромашини та гідроапарати з'єднуються впритул, при мінімальних об'ємах гідроліній робоча рідина може бути представлена „пружною зосередженою” моделлю [75, 77];

- маси елементів пружного повернення ланок вібропреса і вібробудувача малі у порівнянні з масами виконавчих елементів, що переміщуються, у зв'язку з чим ними можна знехтувати;

- стінки каналів, гідро- та пневмоліній є абсолютно жорсткими;

- хвильові процеси в гідролініях, внаслідок їх незначної довжини на динаміку системи не впливають;

- ударна взаємодія ланок у вихідних рівняннях руху не враховується;

- витікання робочої рідини через зазори між елементами, що сполучаються, у порівнянні із подачею насоса є незначними й тому у вихідних рівняннях не враховуються;

- гідродинамічні сили, що діють на клапани вібробудувача, малі у порівнянні із силами переміщення, пружного повернення й опору виконавчих ланок вібропреса, що дозволяє їх не враховувати;

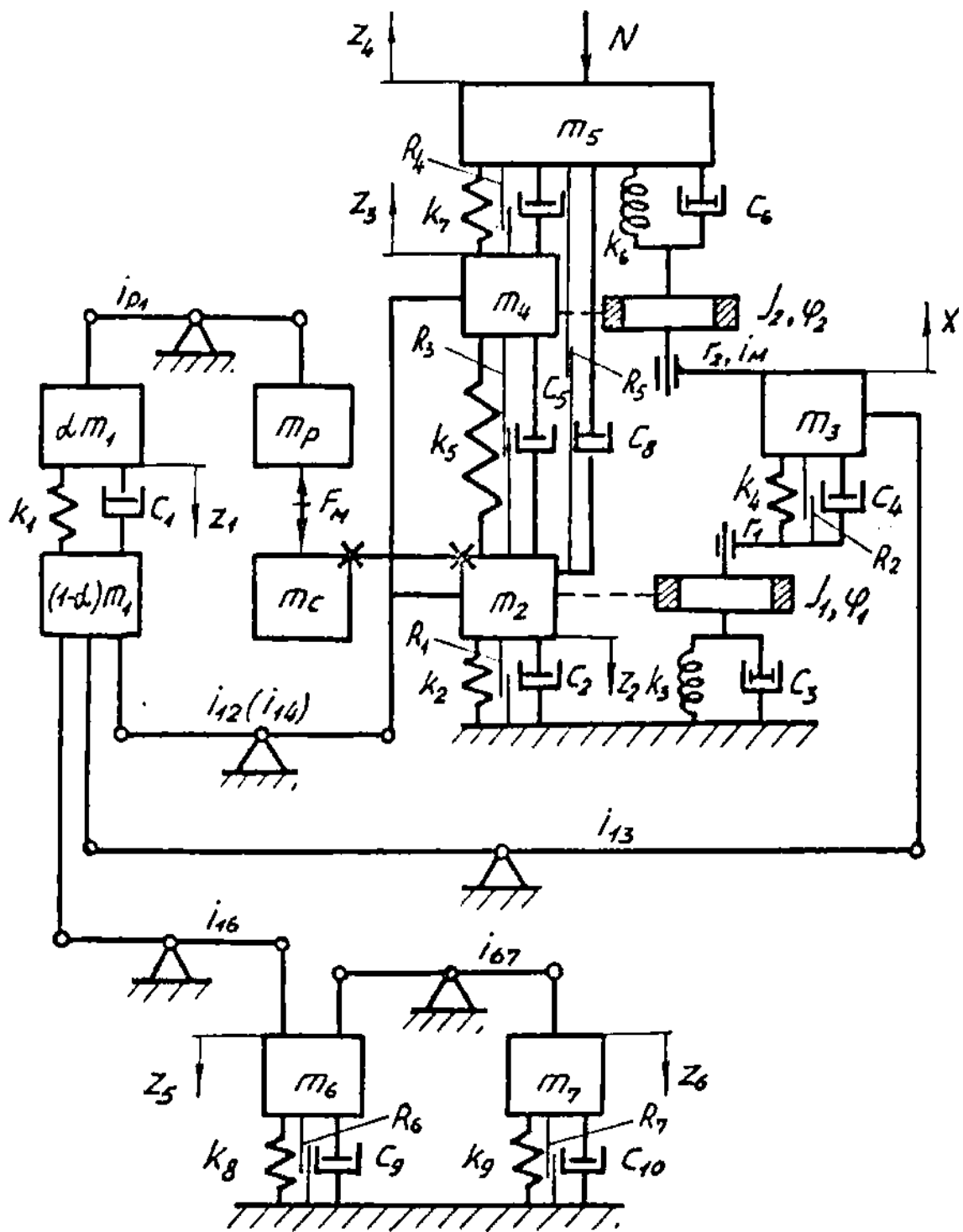


Рис. 2.5. Загальна динамічна модель спеціального вібропреса зі зворотньо-гвинтовим рухом вібростолу

- приведена до плунжера гідроциліндра кутових переміщень маса вібростолу зосереджена в шарнірі 5.1, що з'єднує кривошип 5 з плунжером;

- інерційний вантаж (маса m_5) здійснює тільки зворотно-поступальні переміщення;

- опір заготовки ущільненню враховується умовними коефіцієнтами жорсткості (k_6, k_7), демпфірування (c_6, c_7) і постійною силою сухого тертя (R_4), при її навантаженні в кутовому та лінійному напрямках;

- приведений об'ємний модуль пружності гідросистеми прийнятий постійним для всіх етапів робочого циклу вібропреса;

- гідравлічний опір зливної гідролінії незначний і тому у вихідних залежностях не враховується.

Загальну динамічну модель вібропреса, дуже складну для математичного аналізу, можна спростити на основі порівняння відносних величин приведених мас та їх переміщень. Дослідженнями багатьох авторів [161, 163, 224] встановлено, що маса станини m_2 , з метою зменшення вібраційного впливу на будівельні конструкції, повинна бути в 8...10 разів більшою максимальної інерційної маси (мас m_3, m_4, m_5). З врахуванням даної умови, переміщенням маси станини можна знехтувати. Визначивши взаємодію мас m_c, m_p з масою am_1 , як силову функцію насоса $F_n(t)$, одержимо спрощену семімасову динамічну модель (рис. 2.6) машинної системи вібропреса. Аналіз поведінки машинної системи зручно провести на основі динамічних моделей вібропреса, розроблених для окремих етапів його робочого циклу, на яких інерційні, пружні і дисипативні ланки гідросистеми представлені відповідними приведеними елементами.

2.2.2. Розробка динамічних та математичних моделей окремих етапів робочого циклу вібропреса

На першому етапі робочого циклу при нерухомих масах $m_3...m_7$ переміщення маси робочої рідини am_1 у додатному напрямку обумовлює підвищення тиску в гідросистемі до величини p_c , достатньої для подолання стаціонарного опору. Жорсткість гідросистеми на даному етапі постійна і згідно із законом Гука при приведенні до перерізу гідролінії l_1 визначається за виразом (друга цифра в індексі визначає порядковий номер етапу) [75, 77]

$$k_{1(1)} = f_1^2 K / W_0, \quad (2.1)$$

де K – приведений об'ємний модуль пружності гідросистеми;

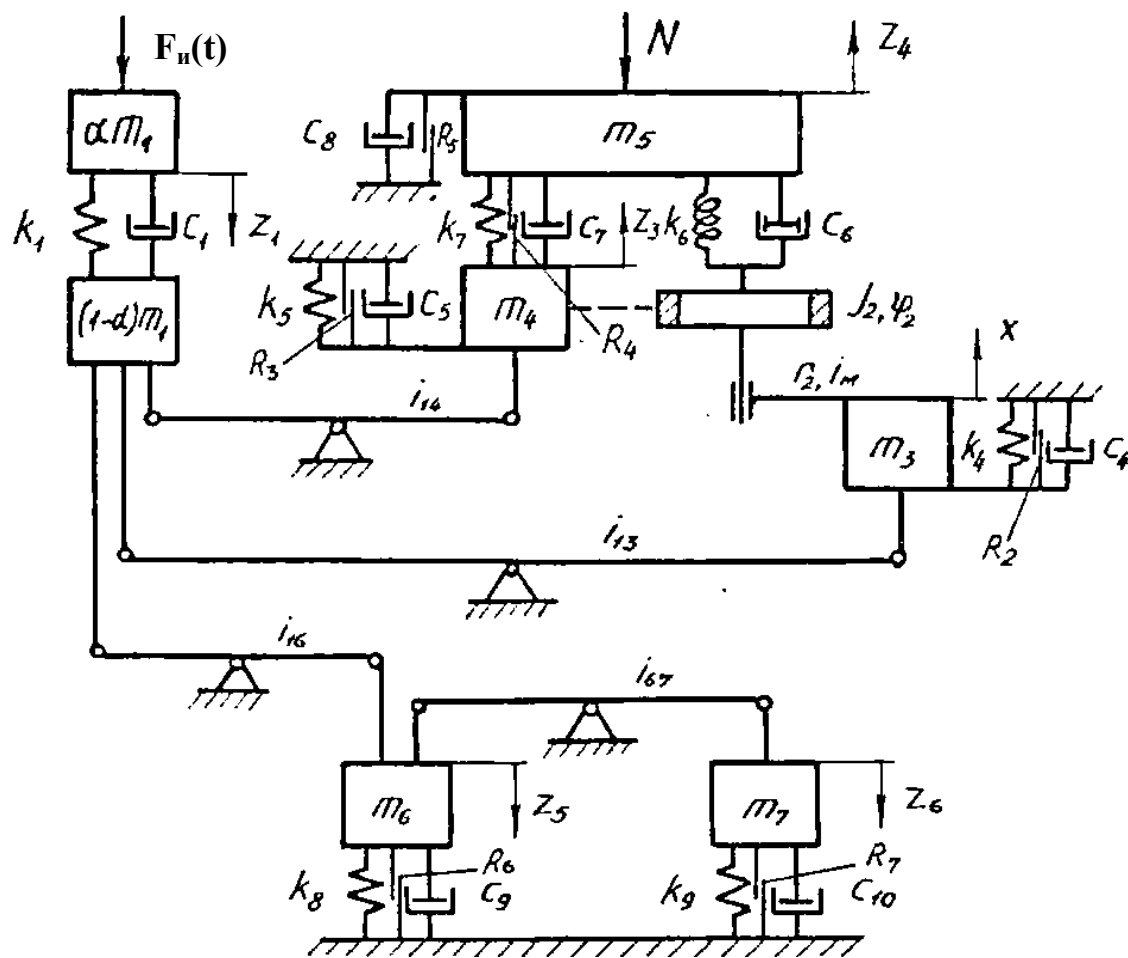


Рис. 2.6. Спрощена динамічна модель спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

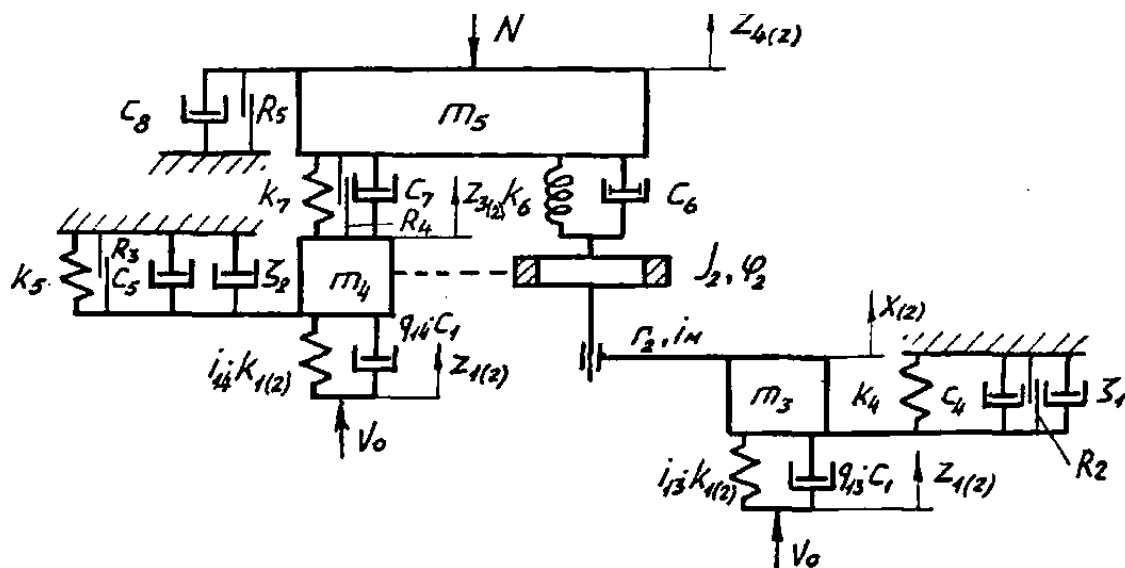


Рис. 2.7. Динамічна модель другого етапу робочого циклу спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

W_0 – початковий об’єм гідросистеми.

Максимальну початкову деформацію робочої рідини в об’ємі гідросистеми знаходимо з умови синхронності початку руху плунжерів гідроциліндрів кутового та лінійного переміщень

$$k_{1(1)}z_{1(1)}/f_1 = S_1/f_3 = S_2/f_4 = p_c, \quad (2.2)$$

звідки

$$z_{1(1)} = f_1 S_1 / (f_3 k_{1(1)}) = f_1 S_2 / (f_4 k_{1(1)}) = p_c f_1 / k_{1(1)}, \quad (2.3)$$

де $S_1 = k_4 x_0 + R_{02}$, $S_2 = k_5 z_{03} + (m_4 + m_5)g + N + R_{04} + R_{05}$ – відповідно, зусилля стаціонарного опору лінійному та кутовому переміщенням виконавчих елементів вібропреса; R_{02} , R_{04} та R_{05} – сили тертя спокою для мас $m_3 \dots m_5$. Нехтуючи пульсаціями подачі насоса і приймаючи, що $Q_H = \text{const}$, $z_{1(1)}$ можна визначити із залежності

$$z_{1(1)} = Q_H t_c / f_1, \quad (2.4)$$

де $Q_H / f_1 = v_0 = \text{const}$ – швидкість руху робочої рідини в гідролінії l_1 ; t_c – час збільшення тиску в гідросистемі до величини p_c .

Процес набору тиску на першому етапі можна представити інтегральним виразом [1, 331]

$$\int_0^{p_c} dp = \frac{Q_H K}{W_0} \int_0^{t_c} dt. \quad (2.5)$$

Тоді після інтегрування одержимо

$$t_c = p_c W_0 / (Q_H K). \quad (2.6)$$

Другий етап робочого циклу вібропреса характеризується рухом мас $m_3 \dots m_5$ при нерухомих масах m_6 та m_7 . Динамічна модель, що описує даний етап зображена на рис. 2.7. Сили опору руху робочої рідини, обумовлені турбулентним демпфіруванням потоку і враховані в даній моделі, коефіцієнтами ζ_1 та ζ_2 , приведеними до площ поперечного перерізу плунжерів гідроциліндрів кутового та лінійного переміщень. Згідно із принципом Даламбера система диференціальних рівнянь, що описує рух ланок вібропреса на другому етапі його робочого циклу, має вигляд

$$\begin{aligned}
\mathbf{m}_3 \ddot{\mathbf{x}}_{(2)} &= \mathbf{i}_{13} \mathbf{k}_{1(2)} (\mathbf{z}_{1(2)} - \mathbf{x}_{(2)}) - \mathbf{q}_{13} \mathbf{c}_1 (\dot{\mathbf{x}}_2 - \mathbf{v}_0) - \zeta_1 \dot{\mathbf{x}}_{(2)}^2 - \mathbf{c}_4 \dot{\mathbf{x}}_{(2)} - \\
&- \mathbf{k}_4 (\mathbf{x}_0 + \mathbf{x}_{(2)}) - \mathbf{J}_2 \ddot{\phi} \delta_1 / r_2 - (\mathbf{c}_6 \dot{\phi} + \mathbf{k}_6 \phi_2) \delta_2 - \mathbf{R}_2 - \delta_3 \mathbf{R}_3; \\
\mathbf{m}_4 \ddot{\mathbf{z}}_{3(2)} &= \mathbf{i}_{14} \mathbf{k}_{1(2)} (\mathbf{z}_{1(2)} - \mathbf{z}_{3(2)}) - \mathbf{q}_{14} \mathbf{c}_1 (\dot{\mathbf{z}}_{3(2)} - \mathbf{v}_0) - \\
&- \zeta_2 \dot{\mathbf{z}}_{3(2)}^2 - \mathbf{c}_5 \dot{\mathbf{z}}_{3(2)} - \mathbf{k}_5 (\mathbf{z}_{03} + \mathbf{z}_{3(2)}) - \mathbf{k}_7 (\mathbf{z}_{04} - \mathbf{z}_{3(2)} - \mathbf{z}_{4(2)}) - \\
&- \mathbf{c}_7 (\dot{\mathbf{z}}_{3(2)} - \dot{\mathbf{z}}_{4(2)}) - \mathbf{R}_3 - \mathbf{R}_4 - \mathbf{m}_4 \mathbf{g}; \\
\mathbf{m}_5 \ddot{\mathbf{z}}_{4(2)} &= \mathbf{k}_7 (\mathbf{z}_{04} + \mathbf{z}_{3(2)} - \mathbf{z}_{4(2)}) - \mathbf{c}_7 (\dot{\mathbf{z}}_{4(2)} - \dot{\mathbf{z}}_{3(2)}) - \\
&- \mathbf{c}_8 \dot{\mathbf{z}}_{5(2)} - \mathbf{R}_4 - \mathbf{R}_5 - \mathbf{N} - \mathbf{m}_5 \mathbf{g},
\end{aligned} \tag{2.7}$$

де \mathbf{q}_{13} , \mathbf{q}_{14} , δ_1 , δ_2 , δ_3 – відповідно, коефіцієнти приведення сили в'язкого демпфірування коливань робочої рідини до плунжерів гідроциліндрів кутового та лінійного переміщень, а також сил інерційного опору повороту вібростолу, пружного деформування і демпфірування заготовки і сухого тертя в підшипниках осі вібростолу до перерізу плунжера гідроциліндра кутового переміщення.

При переміщенні мас $\mathbf{m}_3 \dots \mathbf{m}_5$ об'єм гідросистеми збільшується, що приводить до зменшення її жорсткості

$$\mathbf{k}_{1(2)} = \frac{\Delta p f^2_1}{W_0} = \frac{f^2_1 K}{W_0 + f_3 x_{(2)} + f_4 z_{3(2)}}, \tag{2.8}$$

де $\Delta p = p$; $\Delta W_0 = (W_0 + f_3 x_{(2)} + f_4 z_{3(2)}) \Delta p / K$; p – поточна величина тиску в гідросистемі. Деформація робочої рідини в об'ємі гідросистеми зростає і за аналогією з (2.4) визначається за виразом

$$\mathbf{z}_{1(2)} = \mathbf{v}_0 (\mathbf{t}_c + \mathbf{t}_{(2)}) = \mathbf{z}_{1(2)} + \mathbf{v}_0 \mathbf{t}_{(2)}, \tag{2.9}$$

де $\mathbf{t}_{(2)}$ – час зміни тиску від p_c до p .

Передатні відношення \mathbf{i}_{13} , \mathbf{i}_{14} можна розрахувати з умови рівності миттєвого тиску робочої рідини, що діє на ланку, яка

приводиться та приведену ланку

$$\mathbf{k}_{1(2)}\mathbf{z}_{1(2)}/\mathbf{f}_1 = \mathbf{i}_{13} \mathbf{k}_{1(2)}(\mathbf{z}_{1(2)} - \mathbf{x}_{(2)})/\mathbf{f}_3 ; \quad (2.10)$$

$$\mathbf{k}_{1(2)}\mathbf{z}_{1(2)}/\mathbf{f}_1 = \mathbf{i}_{14} \mathbf{k}_{1(2)}(\mathbf{z}_{1(2)} - \mathbf{z}_{3(2)})/\mathbf{f}_4 . \quad (2.11)$$

Звідки

$$\mathbf{i}_{13} = (\mathbf{f}_3/\mathbf{f}_1) \left[\mathbf{z}_{1(2)}/(\mathbf{z}_{1(2)} - \mathbf{x}_{(2)}) \right]; \quad (2.12)$$

$$\mathbf{i}_{14} = (\mathbf{f}_4/\mathbf{f}_1) \left[(\mathbf{z}_{1(2)}/\mathbf{z}_{1(2)} - \mathbf{x}_{(2)}) \right]. \quad (2.13)$$

Коефіцієнти \mathbf{q}_{13} і \mathbf{q}_{14} приведення сили в'язкого демпфірування коливань робочої рідини знайдені, виходячи з рівності втрат тиску на ланці, що приводиться, та приведеній ланці

$$\mathbf{c}_1 \mathbf{v}_0/\mathbf{f}_1 = \mathbf{q}_{13} \mathbf{c}_1 (\dot{\mathbf{x}}_{(2)} - \mathbf{v}_0)/\mathbf{f}_3 ; \quad (2.14)$$

$$\mathbf{c}_1 \mathbf{v}_0/\mathbf{f}_1 = \mathbf{q}_{14} \mathbf{c}_1 (\dot{\mathbf{z}}_{3(2)} - \mathbf{v}_0)/\mathbf{f}_4 . \quad (2.15)$$

Звідки

$$\mathbf{q}_{13} = (\mathbf{f}_3/\mathbf{f}_1) \left[\mathbf{v}_0/(\dot{\mathbf{x}}_{3(2)} - \mathbf{v}_0) \right]; \quad (2.16)$$

$$\mathbf{q}_{14} = (\mathbf{f}_4/\mathbf{f}_1) \left[\mathbf{v}_0/(\dot{\mathbf{z}}_{3(2)} - \mathbf{v}_0) \right]. \quad (2.17)$$

За умовами рівностей миттєвих потужностей [212] ланок приведенної та тієї, що приводиться, розраховуються коефіцієнти

$$\delta_1 = \mathbf{v}_{r_2}/\mathbf{v}_x, \delta_2 = \mathbf{v}_{r_3}/\mathbf{v}_x, \delta_3 = \mathbf{v}_{r_0}/\mathbf{v}_x ,$$

де $\mathbf{v}_{r_2} = \dot{\Phi}_2 \mathbf{r}_2, \mathbf{v}_{r_3} = \dot{\Phi}_2 \mathbf{r}_3, \mathbf{v}_{r_0} = \dot{\Phi}_2 \mathbf{r}_0$ – лінійні швидкості обертального руху вібростолу, заготовки та осі вібростолу, що відповідають радіусам $\mathbf{r}_2, \mathbf{r}_3$ і \mathbf{r}_0 (\mathbf{r}_0 – радіус підшипника осі вібростолу); $\mathbf{v}_x = \dot{\mathbf{x}}$ – швидкість плунжера гідроциліндра кутових переміщень.

Коефіцієнти турбулентного демпфірування потоку робочої рідини визначаються на даному і наступних етапах за формулою [75]

$$\zeta_i = 0,5 \mathbf{f}_{np}^3 \rho + \left[\sum_1^n \lambda_i I_i / (\mathbf{d}_i \mathbf{f}_i^2) \sum_1^m \xi_j / \mathbf{f}_j^2 \right], \quad (2.18)$$

де f_{np} – площа перерізу ланки приведення; λ_i – коефіцієнт гідравлічного тертя в гідролініях; l_i , d_i , f_i – довжина, діаметр і площа перерізу прямих ділянок гідроліній; ξ_j , f_j – коефіцієнт місцевого опору і площа перерізу гідролінії, що з ним пов'язана.

Коефіцієнт в'язкого демпфірування коливань рідини розраховується за залежністю [77]

$$c_1 = 2\sqrt{k_{1(i)} m_1} \cdot \beta, \quad (2.19)$$

де $m_1 = W_0 \rho$; β – відносний коефіцієнт демпфірування коливань, що знаходиться за емпіричною формулою [75, 77]

$$\beta = 0,5 B v_m \left(\sum_1^n l_{3i} / d_i \right)^2 / (\pi v_v), \quad (2.20)$$

де $B = 0,1 \cdot 10^{-6}$ – для гідросистеми, в якій робочою рідиною є мінеральне масло; v_m, v_v – кінематична в'язкість робочої рідини і води; l_{3i}, d_i – еквівалентна довжина і діаметр ділянок гідролінії l_1 .

Визначити коефіцієнти $c_4, c_5, c_8 (c_9, c_{10})$ можна за відомим виразом [1]

$$c_i = \mu_c f_m / \Delta, \quad (2.21)$$

де μ_c – динамічний коефіцієнт в'язкості мастила; f_m – площа поверхонь тертя ланок вібропреса; Δ – зазор між поверхнями тертя.

На другому етапі робочого циклу вібропреса тиск в гідросистемі зростає до величини p_1 (тиск відкриття віброзбуджувача)

$$p_1 = (k_8 z_{05} + m_6 g + R_{06}) / f_5, \quad (2.22)$$

де R_{06} – сила тертя спокою (статичне тертя) сервоклапана віброзбуджувача. Ще одна залежність для p_1 має вигляд

$$p_1 = k_{1(2)} z_{1(2)\max} / f_1, \quad (2.23)$$

де $z_{1(2)\max}$ – максимальна деформація робочої рідини наприкінці другого етапу. Прирівнюючи (2.22) до (2.23), одержимо

$$z_{1(2)\max} = (k_8 z_{05} + m_6 g + R_{06}) f_1 / (k_{1(2)} f_5). \quad (2.24)$$

Підставивши (2.24) у (2.9), знайдемо час зміни тиску від p_c до p_1

$$t_{(2)} = \frac{(k_8 z_{05} + m_6 g + R_{06}) f_1^2}{k_{(2)} f_5 Q_H} - t_c. \quad (2.25)$$

Взаємозв'язок між лінійним і кутовим переміщенням вібростолу на другому етапі можна установити на основі рівняння нерозривності потоку робочої рідини

$$Q_H = \dot{p}_{(2)} W_{1(2)} / K + Q_1, \quad (2.26)$$

$$\text{де } \dot{p}_{(2)} = dp_{(2)} / dt; W_{1(2)} = W_0 + f_3 x_{(2)} + f_4 z_{3(2)}; Q_1 = f_3 \dot{x}_{(2)} + f_4 \dot{z}_{3(2)}.$$

Оскільки тривалість набору тиску на окремих етапах робочого циклу невелика, рівняння (2.26) з допустимою похибкою можна переписати у вигляді

$$Q_H = Q_1 + \Delta p_{(2)} W_{1(2)} / (t_{(2)} K), \quad (2.27)$$

де $\Delta p_{(2)} = p_1 - p_c$. Після перетворення з врахуванням значень p_1 і p_c , одержимо

$$Q_1 = Q_H t_c (W_{1(2)} / W_0 - 1) / t_{(2)}. \quad (2.28)$$

Третій етап робочого циклу вібропреса може бути представлений двома динамічними моделями, одна з яких багатомасова і аналогічна тій, що наведена на рис. 2.7, а друга – одномасова (рис.2.8). Зв'язок між підсистемами, описуваними даними моделями здійснюється, через жорсткість гідросистеми $k_{1(3)}$, передаточне відношення і деформацію $z_{1(3)}$. Кінцеві значення $t_{(2)}$, $x_{(2)}$, $z_{3(2)}$ та $z_{4(2)}$ для другого етапу робочого циклу є початковими значеннями для третього. Рух ланок багатомасової системи описується системою диференціальних рівнянь, аналогічною (2.7), але при інших початкових умовах, а переміщення маси m_6 після збільшення тиску в гідросистемі до значення більшого p_1 – рівнянням

$$\begin{aligned} m_6 \ddot{z}_{5(3)} = i_{16} k_{1(3)} (z_{1(3)} - z_{5(3)}) - q_{16} c_1 (\dot{z}_{5(3)} - v_0) - \\ - \zeta_3 \dot{z}_{5(3)}^2 - k_8 (z_{05} + z_{5(3)}) - c_9 \dot{z}_{5(3)} - R_6 - m_6 g; \end{aligned} \quad \begin{aligned} 0 \leq z_{5(3)} \leq h_H, \\ (2.29) \end{aligned}$$

$$\text{де при } z_{5(3)} = 0, i_{16} = f_5 / f_1; z_{5(3)} > 0, i_{16} = (f_6 / f_1) [z_{1(3)} / (z_{1(3)} - z_{5(3)})]$$

$q_{16} = (f_6/f_1) [v_0 / (\dot{z}_{5(3)} - v_0)]$ – коефіцієнт приведення сили в'язкого демпфірування коливань робочої рідини до сервоклапана віброзбуджувача; ζ_3 – приведений до усередненої площі сервоклапана коефіцієнт турбулентного демпфірування потоку робочої рідини в гідролінії l_2 .

Нехтуючи витратами робочої рідини через дросель f_{d2} ($Q_{d2} \ll Q_n$), жорсткість гідросистеми на третьому етапі робочого циклу вібропреса та деформацію робочої рідини знаходимо за виразами

$$k_{1(3)} = f_1^2 K / W_{1(3)}, \quad (2.30)$$

де

$$\begin{aligned} W_{1(3)} &= W_0 + f_3 x_{(3)} + f_4 z_{3(3)} + f_6 z_{5(3)}; \\ z_{1(3)} &= z_{1(2)} + v_0 t_{(3)} = z_{1(1)} + v_0 \sum_2^3 t_{(i)}. \end{aligned} \quad (2.31)$$

На четвертому етапі робочого циклу вібропреса завершується прямий хід сервоклапана, а клапан основного каскаду віброзбуджувача проходить додатне перекриття h_8 . Даний етап також описується двома моделями, перша з яких аналогічна зображеній на рис. 2.7, а друга представляє рух мас m_6, m_7 (рис. 2.9). До системи рівнянь (2.7), початковими умовами для якої є кінцеві значення змінних на третьому етапі, додаються диференціальні рівняння руху мас m_6 та m_7

$$\begin{aligned} m_6 \ddot{z}_{5(4)} &= i_{16} k_{1(4)} (z_{1(4)} - z_{5(4)}) - q_{16} c_1 (\dot{z}_{5(4)} - v_0) - \zeta_3 \dot{z}_{5(4)}^2 - \\ &- c_9 \dot{z}_{5(4)} - k_8 (z_{05} + z_{5(4)}) - R_6 - m_6 g; h_n \leq z_{5(4)} \leq H_n; \\ m_7 \ddot{z}_{6(4)} &= i_{17} k_{1(4)} (z_{1(4)} - z_{6(4)}) - q_{17} c_1 (\dot{z}_{6(4)} - v_0) - \zeta_4 \dot{z}_{6(4)}^2 - \\ &- c_{10} \dot{z}_{6(4)} - k_9 (z_{06} + z_{6(4)}) - R_7 - m_7 g; 0 \leq z_{6(4)} \leq h_3, \end{aligned} \quad (2.32)$$

де $i_{17} = (f_7/f_1) [z_{1(4)} / (z_{1(4)} - z_{6(4)})]$; $q_{17} = (f_7/f_1) [v_0 / (\dot{z}_{6(4)} - v_0)]$; ζ_4 – коефіцієнт турбулентного демпфірування потоку, приведений до площі f_7 поперечного перерізу штовхача клапана основного каскаду віброзбуджувача (див. рис. 2.3). Жорсткість гідросистеми на четвертому етапі визначається залежністю

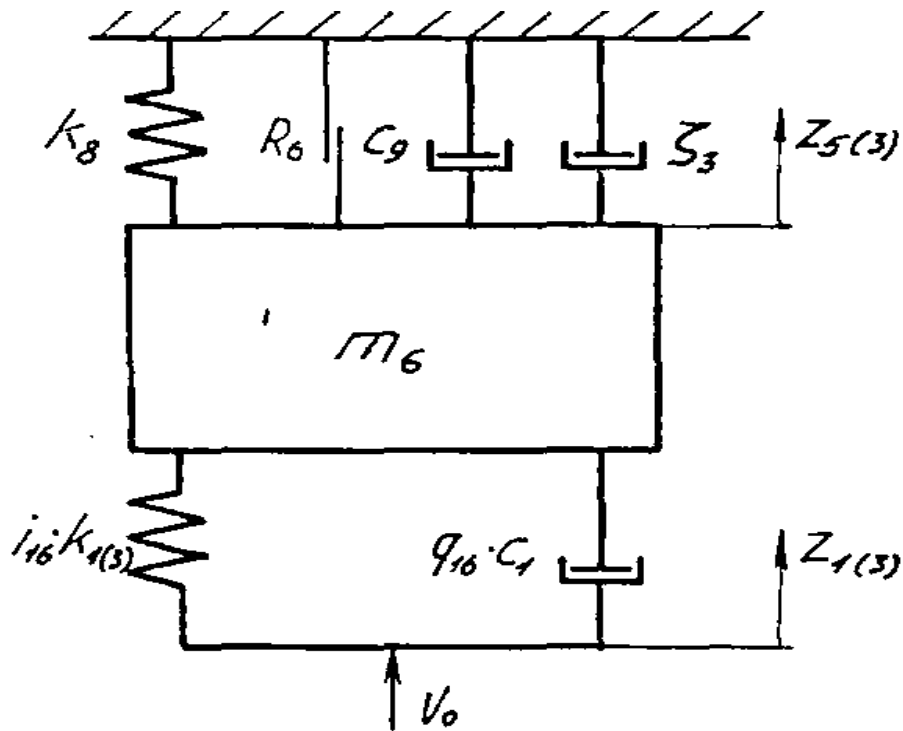


Рис. 2.8. Динамічна модель третього етапу робочого циклу спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

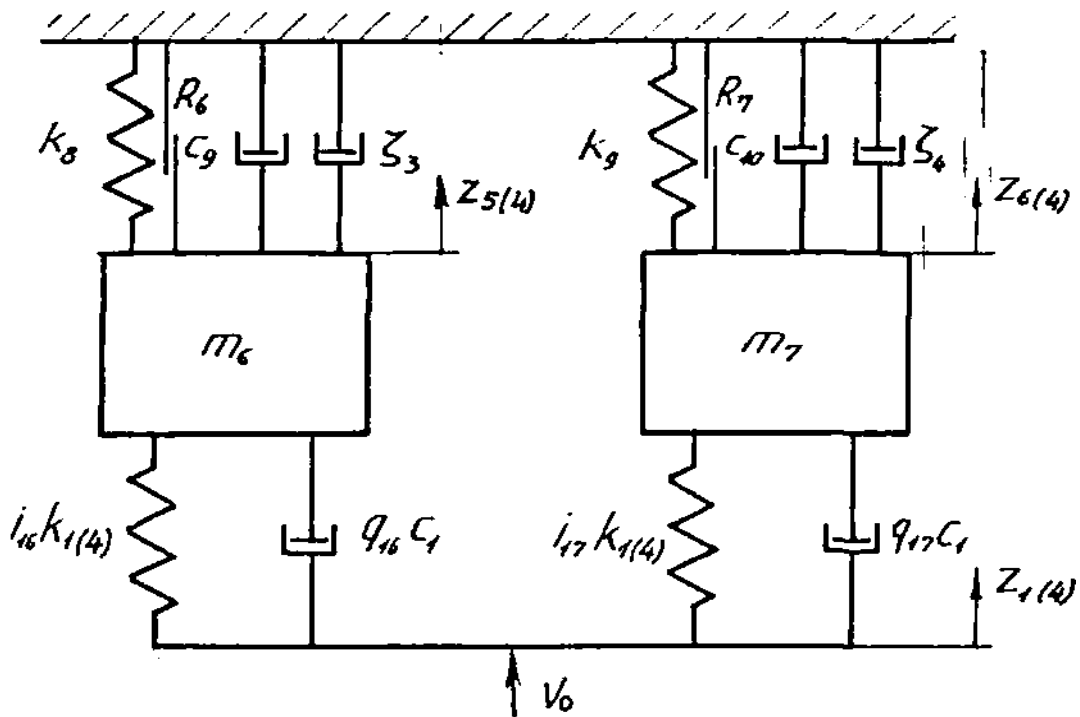


Рис. 2.9. Динамічна модель четвертого етапу робочого циклу спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

$$\mathbf{k}_{1(4)} = \mathbf{f}_1^2 \mathbf{K} / \mathbf{W}_{1(4)}, \quad (2.33)$$

де $\mathbf{W}_{1(4)} = \mathbf{W}_0 + \mathbf{f}_3 \mathbf{x}_{(4)} + \mathbf{f}_4 \mathbf{z}_{3(4)} + \mathbf{f}_6 \mathbf{z}_{5(4)} + \mathbf{f}_7 \mathbf{z}_{6(4)}$. При цьому величина деформації робочої рідини в об'ємі гідросистеми досягає максимального значення

$$\mathbf{z}_{1(4)\max} = \mathbf{z}_{1(1)} + \mathbf{v}_0 \sum_2^4 \mathbf{t}_i. \quad (2.34)$$

П'ятий етап робочого циклу вібропреса містить дві фази – переміщення вібростолу в лінійному і кутовому напрямках у крайнє верхнє і повернене положення, при зменшенні деформації робочої рідини в гідросистемі, а також початок зворотного ходу вібростолу. Клапан основного каскаду віброзбуджувача на даному етапі переміщується вверх і проходить від'ємне перекриття \mathbf{h}_3 при повністю відкритому сервоклапані. П'ятий етап може бути представлений трьома динамічними моделями, одна з яких описує першу фазу і аналогічна моделі приведеній на рис. 2.7, а дві інші зображені на рис. 2.10а,б. Система диференціальних рівнянь, що описує рух мас $\mathbf{m}_3 \dots \mathbf{m}_5$, аналогічна (2.7) при початкових умовах, що відповідають кінцевим значенням змінних на четвертому етапі робочого циклу. До даної системи необхідно додати рівняння переміщення маси \mathbf{m}_7 на інтервалі $[\mathbf{h}_3, \mathbf{H}]$

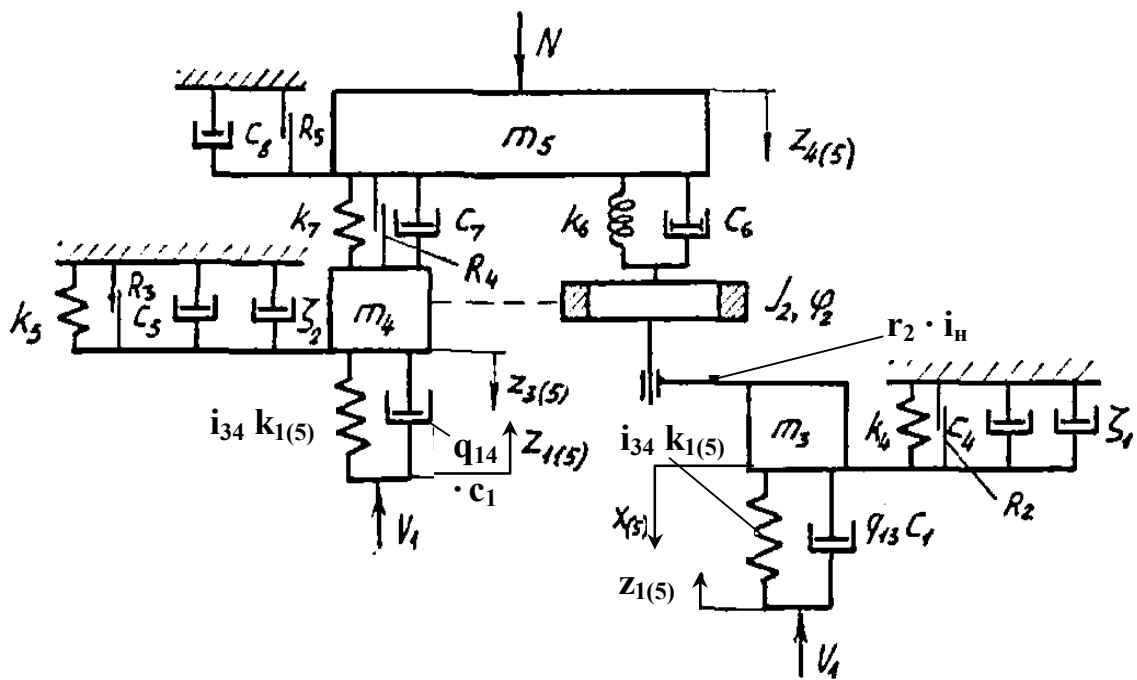
$$\begin{aligned} \mathbf{m}_7 \ddot{\mathbf{z}}_{6(5a)} = & \mathbf{i}_{17} \mathbf{k}_{1(5a)} (\mathbf{z}_{1(5a)} - \mathbf{z}_{6(5a)}) - \mathbf{q}_{17} (\dot{\mathbf{z}}_{6(5a)} - \dot{\mathbf{z}}_{1(5a)}) - \mathbf{c}_{10} \dot{\mathbf{z}}_{6(5a)} - \\ & - \mathbf{k}_9 (\mathbf{z}_{06} + \mathbf{z}_{6(5a)}) - \zeta_4 \dot{\mathbf{z}}_{6(5a)}^2 - \mathbf{R}_1 - \mathbf{m}_7 \mathbf{g}; \mathbf{h}_3 \leq \mathbf{z}_{6(5a)} \leq \mathbf{H}, \end{aligned} \quad (2.35)$$

де індекс “5а” у круглих дужках при змінних означає, що параметр відповідає першій фазі п'ятого етапу циклу. Жорсткість гідросистеми в першій фазі етапу циклу виражається формулою ідентичною (2.33) і до моменту завершення прямого ходу вібростолу має мінімальне значення. Об'єм гідросистеми при цьому максимальний

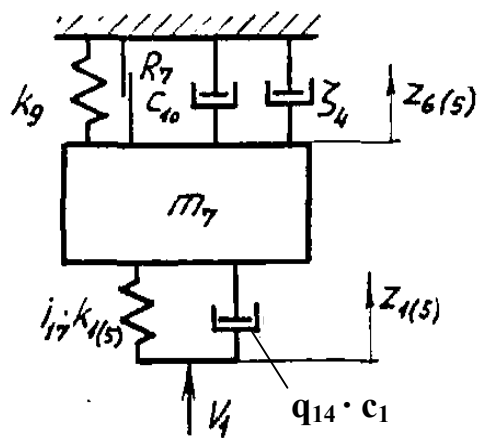
$$\mathbf{W}_{1\max} = \mathbf{W}_0 + \mathbf{f}_3 \mathbf{H}_x + \mathbf{f}_4 \mathbf{H}_{(3)} + \mathbf{f}_6 \mathbf{H}_n + \mathbf{f}_7 \mathbf{H}. \quad (2.36)$$

Деформація $\mathbf{z}_{1(5a)}$ робочої рідини на даній фазі змінюється за законом

$$\mathbf{z}_{1(5a)} = \mathbf{z}_{1(4)\max} - \mathbf{v}_{1(a)} \mathbf{t}_{(5a)}, \quad (2.37)$$



a)



б)

Рис. 2.10. Динамічна модель п'ятого етапу робочого циклу спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

де $v_{1(a)}$ – швидкість руху робочої рідини в гідролінії l_1 , можна знайти з рівняння нерозривності потоку

$$\begin{aligned} v_{1(a)} f_1 &= Q_n + \dot{p}_{(5a)} W_{1(5a)} / K - Q_1 = \\ &= 0,5 \mu_1 \pi d_8 \left(z_{6(5a)} - h_3 + |z_{6(5a)} - h_3| \right) \sqrt{2(p_{(2)} - p_{(7)}) / \rho}, \end{aligned} \quad (2.38)$$

$$\text{де } Q_1 = f_3 \dot{x}_{(5a)} + f_4 \dot{z}_{3(5a)} + f_7 \dot{z}_{6(5a)}; p_{(2)} = k_{1(5a)} z_{1(5a)} / f_1;$$

$d_8 = \sqrt{4f_8 / \pi}$; μ_1 – коефіцієнт витрат робочої рідини через щілину золотника клапана основного каскаду вібробуджувача; $p_{(7)}$ – тиск робочої рідини в зливній порожнині вібробуджувача.

Зворотний хід мас $m_3 \dots m_7$ починається при нерухомих масах m_6, m_7 . Приймаючи за точку початку відліку координат мас $m_3 \dots m_5$ їх верхнє крайнє положення, динамічну модель для п'ятого етапу (рис.2.10б) можна описати системою диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned} m_3 \ddot{x}_{(56)} &= k_4 (x_0 + H_x - x_{(56)}) - (k_6 \phi_2 + c_6 \dot{\phi}_2) \delta_2 - c_4 \dot{x}_{(56)} - \\ &- \zeta_1 \dot{x}_{(56)}^2 - i_{13} k_{1(56)} (z_{1(56)} + x_{(56)}) - q_{13} c_1 (\dot{x}_{(56)} + \dot{z}_{1(56)}) - \\ &- J_2 \ddot{\phi}_2 \delta_1 / r_2 - R_2 - \delta R_3; \\ m_4 \ddot{z}_{3(56)} &= k_5 (z_{03} + H_{(3)} - z_{3(56)}) - k_7 (z_{04} + H_{(3)} - H_{(4)} - z_{3(56)} - z_{4(56)}) - \\ &- i_{14} k_{1(56)} (z_{1(56)} + z_{3(56)}) - q_{14} c_1 (\dot{z}_{3(56)} + \dot{z}_{1(56)}) - c_5 \dot{z}_{3(56)} - \\ &- c_7 (\dot{z}_{3(56)} - \dot{z}_{4(56)}) - \zeta_2 \dot{z}_{3(56)}^2 - R_3 - R_4 + m_4 g; \\ m_5 \ddot{z}_{4(56)} &= N + m_5 g - k_7 (z_{04} + H_{(3)} - H_{(4)} - z_{3(56)} + z_{4(56)}) - \\ &- c_7 (\dot{z}_{4(56)} - \dot{z}_{3(56)}) - c_8 \dot{z}_{4(56)} - R_4 - R_5, \end{aligned} \quad (2.39)$$

де індекс “56” у круглих дужках при змінних означає, що параметр відповідає другій фазі п'ятого етапу циклу;
 $i_{13} = (f_3 / f_1) [z_{1(56)} / (z_{1(56)} + x_{(56)})]$; $i_{14} = (f_4 / f_1) [z_{1(56)} / (z_{1(56)} + z_{3(56)})]$;
 $q_{13} = (f_3 / f_1) [\dot{z}_{1(56)} / (\dot{z}_{1(56)} + \dot{x}_{(56)})]$; $q_{14} = (f_4 / f_1) [z_{1(56)} / (\dot{z}_{1(56)} + \dot{z}_{3(56)})]$;

$$k_{1(56)} = Kf_1^2 / (W_{1\max} - W_{2(56)}); \quad W_{2(56)} = f_3 x_{(56)} + f_4 z_{3(56)};$$

$$z_{1(56)} = z_{1(5a)} - v_{1(6)} t_{(56)}.$$

Взаємозв'язок швидкості $v_{1(6)}$ зі швидкостями плунжерів гідроциліндрів лінійного та кутового переміщень вібростолу при їх зворотному ході встановлюється на основі рівняння нерозривності потоку робочої рідини

$$v_{1(6)} f_1 = Q_n + Q_1 + \dot{p}_{(56)} (W_{1\max} - W_{2(56)}) / K =$$

$$= \mu_1 \pi d_8 h'_3 \sqrt{2(p_{(2)} - p_{(7)}) / \rho}, \quad (2.40)$$

$$\text{де } Q_1 = f_3 \dot{x}_{(56)} + f_4 \dot{z}_{3(56)}; \quad p_{(2)} = k_{1(56)} z_{1(56)} / f_1.$$

До моменту завершення першої фази п'ятого етапу тиск у гідросистемі зменшується до p_2 (тиску закриття віброзбуджувача)

$$p_2 = [k_8 (z_{05} + H_n) + m_6 g] / f_6 \quad (2.41)$$

або

$$p_2 = k_{8(5a)} z_{1(5a)} / f_1. \quad (2.42)$$

Звідки

$$z_{1(5a)} = \{ [k_8 (z_{05} + H_n) + m_6 g] / f_1 \} (k_{1(5a)} f_6). \quad (2.43)$$

Замінивши у (2.38) за аналогією з (2.23) $\dot{p}_{(5a)}$ на $\Delta p_{(5a)} / t_{(5a)}$, де $\Delta p_{(5a)} = p_1 - p_2$, з урахуванням (2.37) та (2.42), одержимо формулу для розрахунку часу зменшення тиску в гідросистемі від p_1 до p_2

$$t_{(5a)} = z_{1(4)\max} f_1 (W_{1(5a)} - W_{1(4)}) / [W_{1(4)} (Q_1 - Q_2)]. \quad (2.44)$$

Шостий етап робочого циклу вібропреса характеризується подальшим зменшенням тиску в гідросистемі і рухом мас $m_3 \dots m_6$ (рис. 2.11) у вихідне положення при нерухомій масі m_7 . Рівняння динаміки мас $m_3 \dots m_5$ мають вигляд, аналогічний (2.39) при початкових значеннях змінних величин відповідних їх значенням наприкінці п'ятого етапу, а поведінка маси m_6 описується диференціальним рівнянням другого порядку

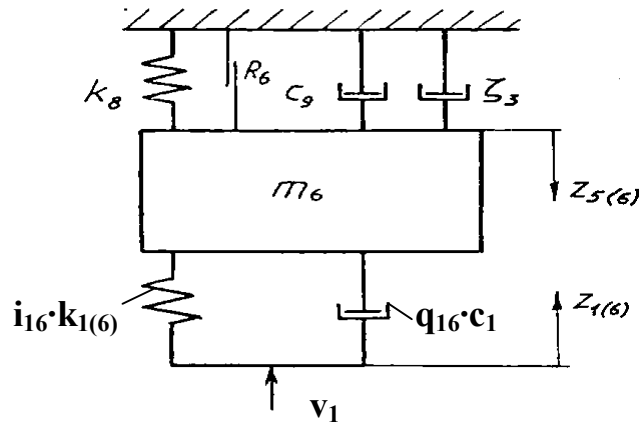


Рис. 2.11. Динамічна модель шостого етапу робочого циклу спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

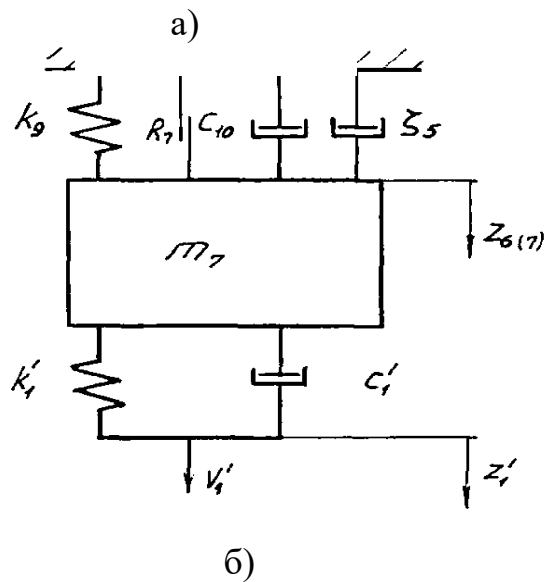
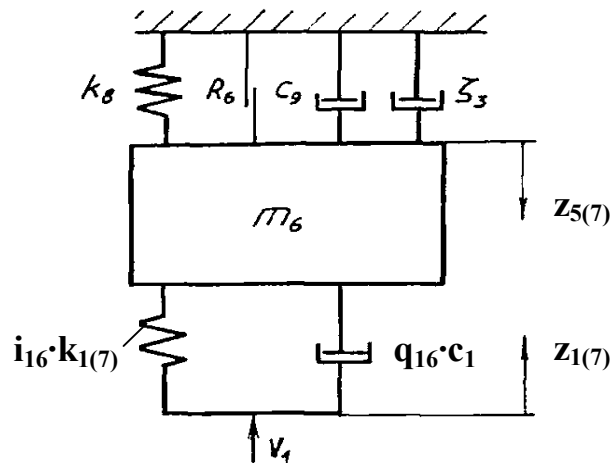


Рис. 2.12. Динамічна модель сьомого етапу робочого циклу спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

$$\mathbf{m}_6 \ddot{z}_{5(6)} = \mathbf{k}_8 (\mathbf{z}_{05} + \mathbf{H}_n - \mathbf{z}_{5(6)}) + \mathbf{m}_6 \mathbf{g} - \mathbf{i}_{16} \mathbf{k}_{1(6)} (\mathbf{z}_{1(6)} - \mathbf{z}_{5(6)}) - \mathbf{q}_{16} \mathbf{c}_1 (\dot{\mathbf{z}}_{5(6)} + \mathbf{v}_1) - \mathbf{c}_9 \dot{\mathbf{z}}_{5(6)} - \zeta_3 \dot{\mathbf{z}}_{5(6)}^2 - \mathbf{R}_6; \mathbf{0} \leq \mathbf{z}_{5(6)} \leq \mathbf{h}'_n, \quad (2.45)$$

$$\text{де } \mathbf{i}_{16} = (\mathbf{f}_6 / \mathbf{f}_1) [\mathbf{z}_{1(6)} / (\mathbf{z}_{1(6)} + \mathbf{z}_{5(6)})]; \mathbf{q}_{16} = (\mathbf{f}_6 / \mathbf{f}_1) [\mathbf{v}_1 / (\dot{\mathbf{z}}_{5(6)} + \mathbf{v}_1)].$$

Жорсткість гідросистеми і величина деформації робочої рідини в її об'ємі визначаються за залежностями

$$\mathbf{k}_{1(6)} = \mathbf{K} \mathbf{f}_1^2 / (\mathbf{W}_{1\max} \mathbf{W}_{2(6)}); \quad (2.46)$$

$$\mathbf{z}_{1(6)} = \mathbf{z}_{1(56)} - \mathbf{v}_1 \mathbf{t}_6, \quad (2.47)$$

$$\text{де } \mathbf{W}_{2(6)} = \mathbf{f}_3 \mathbf{x}_{(6)} + \mathbf{f}_4 \mathbf{z}_{3(6)} + \mathbf{f}_6 \mathbf{z}_{5(6)}; \mathbf{v}_1 = \mu_1 \pi \mathbf{d}_8 \mathbf{h}'_3 \frac{1}{\mathbf{f}_1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{\mathbf{k}_{1(6)} \mathbf{z}_{1(6)}}{\mathbf{f}_1} - \mathbf{p}_{(7)} \right)}.$$

Рух маси \mathbf{m}_7 у вихідне положення почнеться після зменшення тиску в порожнині б (див. рис. 2.3) до величини меншої граничного значення

$$\mathbf{p}_{(6)} \leq [\mathbf{k}_9 (\mathbf{z}_{06} + \mathbf{H}) + \mathbf{m}_7 \mathbf{g}] / \mathbf{f}_7, \quad (2.48)$$

де $\mathbf{p}_{(6)}$ – тиск у порожнині б.

Характер переміщення маси \mathbf{m}_7 на сьомому етапі робочого циклу визначається гідравлічним опором дроселя \mathbf{f}_{d1} і законом руху сервоклапана віброзбуджувача, що проходить від'ємне перекриття \mathbf{h}_n' . Даний етап може бути представлений трьома динамічними моделями, перша з яких аналогічна моделі на рис. 2.12,б, а дві інші приведені на рис. 2.12,а,б. Рівняння динаміки мас $\mathbf{m}_3 \dots \mathbf{m}_5$ ідентичні відповідним рівнянням системи (2.39), але їх початковими умовами є значення змінних величин, відповідні моменту завершення шостого етапу. Переміщення мас $\mathbf{m}_6 \dots \mathbf{m}_7$ описуються диференціальними рівняннями

$$\mathbf{m}_6 \dot{\mathbf{z}}_{5(7)} = \mathbf{k}_6 (\mathbf{z}_{05} + \mathbf{H}_n - \mathbf{z}_{5(7)}) + \mathbf{m}_6 \mathbf{g} - \mathbf{i}_{16} \mathbf{k}_{1(7)} (\mathbf{z}_{1(7)} + \mathbf{z}_{5(7)}) - \mathbf{q}_{16} \mathbf{c}_1 (\mathbf{v}_1 + \mathbf{z}_{5(7)}) - \mathbf{c}_9 \dot{\mathbf{z}}_{5(7)} - \zeta_3 \dot{\mathbf{z}}_{5(7)}^2 - \mathbf{R}_6; \mathbf{h}'_n \leq \mathbf{z}_{5(7)} \leq \mathbf{H}_n; \quad (2.49)$$

$$\begin{aligned} m_7 \ddot{z}_{6(7)} = & k_9(z_{06} + H - z_{6(7)}) + m_7 g - k'_{(7)}(z_{6(7)} - z'_{1(7)}) - \\ & - c'_{1(7)}(\dot{z}_{6(7)} - \dot{z}'_{1(7)}) - c_{10} \dot{z}_{6(7)} - \zeta_5 \dot{z}_{6(7)}^2 - R_7; 0 \leq z_{6(7)} \leq h'_3, \end{aligned}$$

де $k'_{1(7)}$ – жорсткість робочої рідини в гідролінії l_3 і порожнинах 5 і 6, приведена до площі f_7 перерізу штовхача клапана основного каскаду віброзбуджувача; $c'_{1(7)}$ – приведений до перерізу f_7 коефіцієнт в'язкого демпфірування коливань робочої рідини в гідролінії l_3 , що визначається за аналогією з (2.19); $z'_{1(7)}$ – деформація робочої рідини в гідролінії l_3 ; ζ_5 – коефіцієнт турбулентного демпфірування потоку в гідролінії l_3 і в перерізі f_{d1} дроселя, приведений до перерізу f_7 . Жорсткість $k_{1(7)}$ і деформація $z_{1(7)}$ на сьомому етапі знаходяться за виразами

$$k_{1(7)} = K f_1^2 / (W_{1(7)} - W_{2(7)}); \quad (2.50)$$

$$z_{1(7)} = z_{1(6)} - v_1 t_{(7)}, \quad (2.51)$$

де $W_{1(7)} = W_0 + f_3 H_x + f_4 H_{(3)} + f_6 H_n$; $W_2 = f_3 x_{(7)} + f_4 z_{3(7)} + f_6 z_{5(7)}$;

$$v_1 = \mu_1 (h'_3 - z_{6(7)}) \frac{1}{f_7} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{k_{1(7)} z_{1(7)}}{f_1} - p_{(7)} \right)}.$$

Залежність, що виражає жорсткість $k'_{1(7)}$ має вигляд

$$k'_{1(7)} = K f_7^2 / (W_{3(7)} - f_7 z_{6(7)}), \quad (2.52)$$

де $W_{3(7)} = W_{l3} + f_7 H$; W_{l3} – сумарний об'єм гідролінії l_3 із приєднаними об'ємами порожнин 5 і 6. Початкову деформацію $z'_{1(0)}$ робочої рідини в гідролінії l_3 можна визначити з рівняння

$$[k_9(z_{06} + H) + m_7 g] / f_7 = k'_{1(0)} z_{1(0)} / f_7. \quad (2.53)$$

Звідки

$$z'_{1(0)} = [k_9(z_{06} + H) + m_7 g] / k'_{1(0)}, \quad (2.54)$$

де $k'_{1(0)} = K f_7^2 / W_{3(0)}$. Поточне значення $z'_{1(7)}$ знайдемо з рівняння нерозривності потоку робочої рідини, при цьому витратами, обумовленими стисливістю робочої рідини внаслідок малості об'єму $W_{3(7)}$ нехтуємо

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_7 \dot{z}_{6(7)} &= 0,5 \mu_2 \pi d_6 \left(z_{5(7)} - \mathbf{h}'_n + |z_{5(7)} - \mathbf{h}'_n| \right) \times \\ &\times \sqrt{2(\mathbf{p}_{(6)} - \mathbf{p}_{(8)})/\rho} = \mu_3 \mathbf{f}_{d1} \sqrt{2(\mathbf{p}_8 - \mathbf{p}_{(7)})/\rho}, \end{aligned} \quad (2.55)$$

де μ_2 – коефіцієнт витрат робочої рідини через щілину сервоклапана віброзбуджувача; μ_3 – коефіцієнт витрат через дросель \mathbf{f}_{d1} ; $d_6 = 4\mathbf{f}_6/\pi$; $\mathbf{p}_{(6)} = \mathbf{k}'_{1(7)}(z_{6(7)} - z'_{1(7)})/\mathbf{f}_7$.

Після відповідних перетворень, з (2.55) одержимо

$$\begin{aligned} z'_{1(7)} &= z_{6(7)} - \mathbf{p}_{(7)} \frac{\mathbf{f}_7^3 \rho \dot{z}_{6(7)}^2}{\mathbf{k}'_{1(7)}} \times \\ &\times \left[\frac{1}{2\mu_3^2 \mathbf{f}_{d1}^2} + \frac{1}{2\mu_2 \pi^2 d_6^2 (z_{5(7)} - \mathbf{h}'_n)(z_{5(7)} - \mathbf{h}'_n + |z_{5(7)} - \mathbf{h}'_n|)} \right]. \end{aligned} \quad (2.56)$$

Динамічна модель восьмого етапу робочого циклу вібропреса (рис. 2.13а,б) описує незалежний рух мас \mathbf{m}_5 , \mathbf{m}_7 . Інші ланки вібропреса на даному етапі є нерухомими. Переміщення мас \mathbf{m}_5 , \mathbf{m}_7 визначаються диференціальними рівняннями

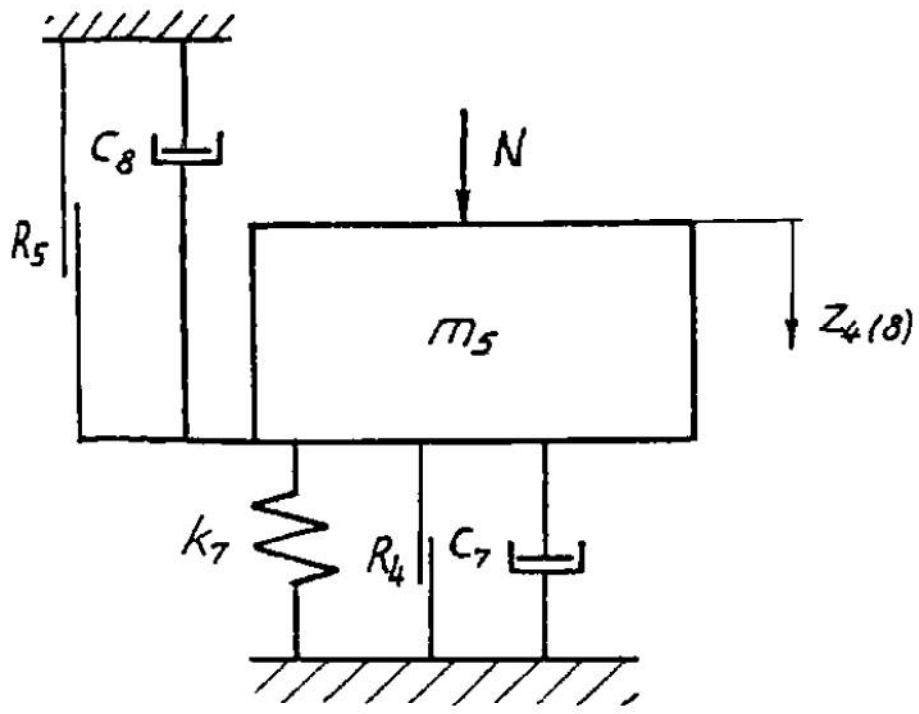
$$\mathbf{m}_5 \ddot{z}_{4(8)} = \mathbf{N} + \mathbf{m}_5 \mathbf{g} - \mathbf{k}_7(z_{4(8)} - \mathbf{H}_{(4)}) - (\mathbf{c}_7 + \mathbf{c}_8) \dot{z}_{4(8)} - (\mathbf{R}_4 - \mathbf{R}_5); \quad (2.57)$$

$$\mathbf{H}_{(4)} \leq z_{4(8)} \leq \mathbf{H}'_{(4)};$$

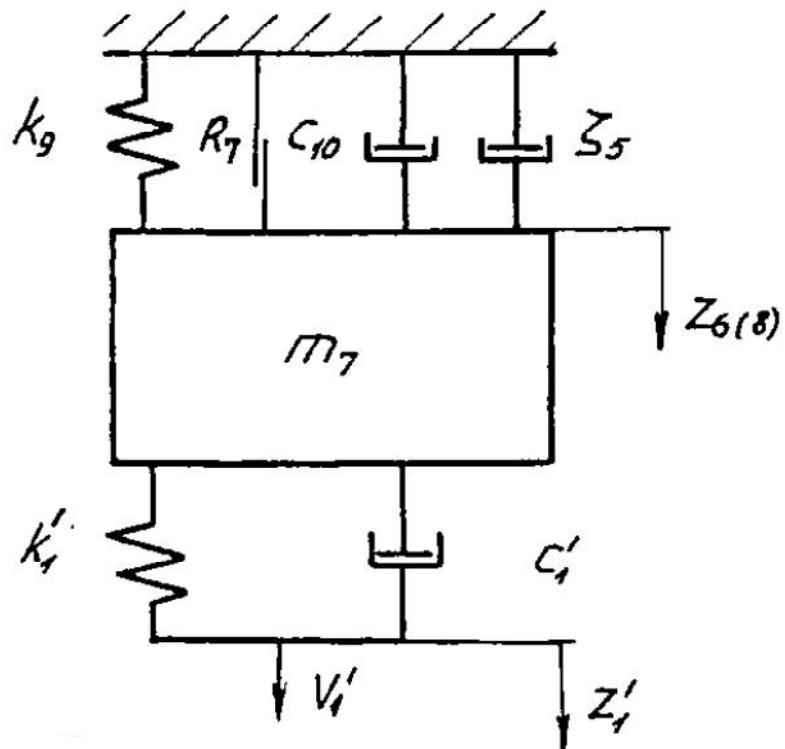
$$\begin{aligned} \mathbf{m}_7 \ddot{z}_{6(8)} &= \mathbf{k}_9(z_{06} + \mathbf{H} - z_{6(8)}) + \mathbf{m}_7 \mathbf{g} - \mathbf{k}'_{(8)}(z_{6(8)} - z'_{1(8)}) - \\ &- \mathbf{c}'_{1(8)}(\dot{z}_{6(8)} - \dot{z}_{1(8)}) - \mathbf{c}_{10} \dot{z}_{6(8)} - \zeta_5 \dot{z}_{6(8)}^2 - \mathbf{R}_7; \mathbf{h}'_3 \leq z_{6(8)} \leq \mathbf{H}. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Жорсткість $\mathbf{k}'_{1(8)}$ визначається з виразу

$$\mathbf{k}'_{1(8)} = \frac{\mathbf{K} \mathbf{f}_7^2}{\mathbf{W}_{3(8)} - \mathbf{f}_7(z_{6(3)} - \mathbf{h}'_3)}, \quad (2.59)$$



a)



б)

Рис. 2.13. Динамічна модель восьмого етапу робочого циклу спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу

де $\mathbf{W}_{3(8)} = \mathbf{W}_{13} + \mathbf{f}_7 \mathbf{h}_3 + \mathbf{f}_6 \mathbf{H}_n + \mathbf{W}_f$; \mathbf{W}_f – сумарний об'єм підвідного каналу дроселя $\mathbf{f}_{д1}$ та порожнини 8 (див. рис. 2.3). Деформацію $\mathbf{z}'_{1(8)}$ при жорсткості $\mathbf{k}'_{1(8)}$ можна розрахувати з рівняння нерозривності потоку робочої рідини [1]

$$\mathbf{f}_7 \dot{\mathbf{z}}_{6(8)} = \mu_3 \mathbf{f}_{д1} \sqrt{2 \frac{(\mathbf{p}_{(8)} - \mathbf{p}_{(7)})}{\rho}}, \quad (2.60)$$

де $\mathbf{p}_{(8)} = \frac{\mathbf{k}'_{1(8)}(\mathbf{z}_{6(8)} - \mathbf{z}'_{1(8)})}{\mathbf{f}_7}$. Після перетворень із (2.60) знайдемо

$$\mathbf{z}'_{1(8)} = \mathbf{z}_{6(8)} - \mathbf{p}_{(7)} \frac{\mathbf{f}_7}{\mathbf{k}'_{1(8)}} - \frac{0,5 \rho \mathbf{f}_7^3 \mathbf{z}_{6(8)}^2}{\mathbf{k}'_{(8)} \mu_3^2 \mathbf{f}_{д1}^2}. \quad (2.61)$$

Позначивши як $\zeta_{д1} = \frac{0,5 \rho \mathbf{f}_7^3}{(\mu_3^2 \mathbf{f}_{д1}^2)}$ – коефіцієнт турбулентного демпфірування потоку дроселем $\mathbf{f}_{д1}$, приведений до перерізу \mathbf{f}_7 , отримуємо

$$\dot{\mathbf{z}}'_{1(8)} = \dot{\mathbf{z}}_{6(8)} - \mathbf{p}_{(7)} \frac{\mathbf{f}_7}{\mathbf{k}'_{1(8)}} - \frac{\zeta_{д1} \dot{\mathbf{z}}_{6(8)}^2}{\mathbf{k}'_{1(8)}}. \quad (2.62)$$

Диференціюючи вираз (2.62), отримуємо

$$\dot{\mathbf{z}}'_{1(8)} = \dot{\mathbf{z}}_{6(8)} \left(1 + \mathbf{p}_{(7)} \frac{1}{\mathbf{k}'_{1(8)}} - \frac{\zeta_{д1} \mathbf{W}_5 \ddot{\mathbf{z}}_{6(8)}}{\mathbf{f}_7^2 \mathbf{K}} - \frac{\zeta_{д1} \dot{\mathbf{z}}_{6(8)}^2}{\mathbf{f}_7 \mathbf{K}} \right) - \dot{\mathbf{p}}_{(7)} \frac{\mathbf{W}_5}{\mathbf{K} \mathbf{f}_7^2}, \quad (2.63)$$

де $\mathbf{W}_5 = \mathbf{W}_{3(8)} - \mathbf{f}_7(\mathbf{z}_{6(8)} - \mathbf{h}'_3)$. Нехтуючи членами, до яких входить тиск $\mathbf{p}_{(7)}$ в зливній порожнині, приведемо залежності (2.62) та (2.63) до вигляду

$$\mathbf{z}'_{1(8)} = \frac{\mathbf{z}_{6(8)} - \zeta_{д1} \dot{\mathbf{z}}_{6(8)}^2}{\mathbf{k}'_{1(8)}}; \quad (2.64)$$

$$\dot{\mathbf{z}}'_{1(8)} = \dot{\mathbf{z}}_{6(8)} \frac{1 - \zeta_{д1} (\mathbf{W}_5 \ddot{\mathbf{z}}_{6(8)} + \mathbf{f}_7 \dot{\mathbf{z}}_{6(8)}^2)}{\mathbf{f}_7 \mathbf{K}}. \quad (2.65)$$

В момент завершення восьмого етапу закінчується підйом

тиску до величини p_c , а на дев'ятому етапі починаються наступний імпульс тиску та робочий хід ланок вібропресу. Процес набору тиску в гідросистемі до величини p_c у наступному циклі визначається за допомогою інтегрального виразу аналогічного (2.5), але при інших межах інтегрування

$$\int_{p_2}^{p_c} dp = \frac{Q_H K}{W_0} \int_0^{t'_c} dt. \quad (2.66)$$

Звідки

$$t'_c = \frac{(p_c - p_2) W_0}{Q_H K}, \quad (2.67)$$

де t'_c - час збільшення тиску в гідросистемі від p_2 до p_c .

Тривалості імпульсів тиску наступних робочих циклів вібропреса будуть коротші ніж початковий імпульс на величину

$$\Delta t_c = t_c - t'_c = \frac{p_2 W_0}{Q_H K}, \quad (2.68)$$

а початкова величина деформації рідини в об'ємі W_0 буде меншою на

$$\Delta z_{1(1)} = v_0 (t_c - t'_c) = \frac{W_0}{Q_H K}. \quad (2.69)$$

Система диференціальних рівнянь руху мас $m_3 \dots m_7$ на етапах робочого циклу являє собою математичну модель вібропреса.

2.2.3. Кінематичний аналіз взаємодії ланок механізму повороту вібростолу

Рівняння переміщення маси m_3 є основним в математичній моделі, оскільки саме воно визначає закон повороту вібростолу. Взаємозв'язок між лінійною x та кутовою φ_2 координатами, а також їх похідними можна встановити методами кінематичного аналізу взаємодії ланок кривошипно-шатунного плоского механізму повороту вібростолу (рис. 2.14). Особливості даного механізму: ведуча ланка – повзун (плунжер гідроциліндра кутових переміщень вібростолу), (див.

рис. 2.3), зміщений кривошип та задане співвідношення $\frac{l_k}{r_2} < 1$.

Проектуючи довжини ланок r_2 та l_k на траєкторію руху центра

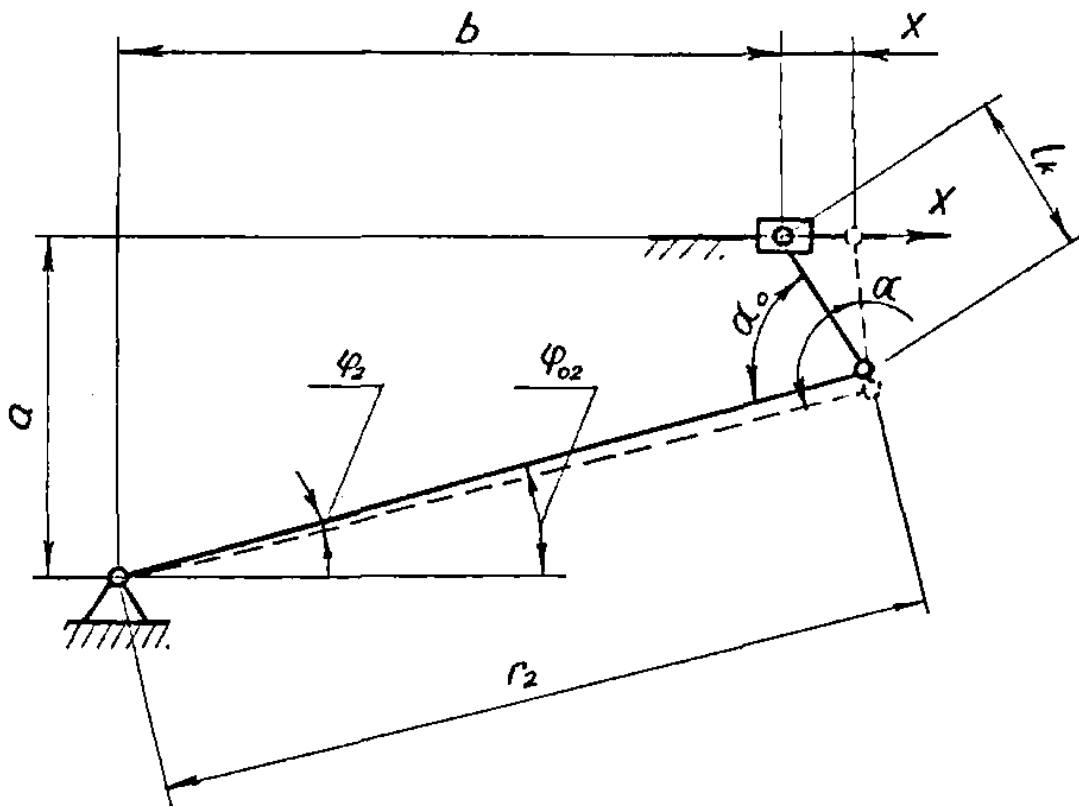


Рис. 2.14. Розрахункова схема кривошипно-шатунного механізму повороту вібростолу спеціального вібропреса

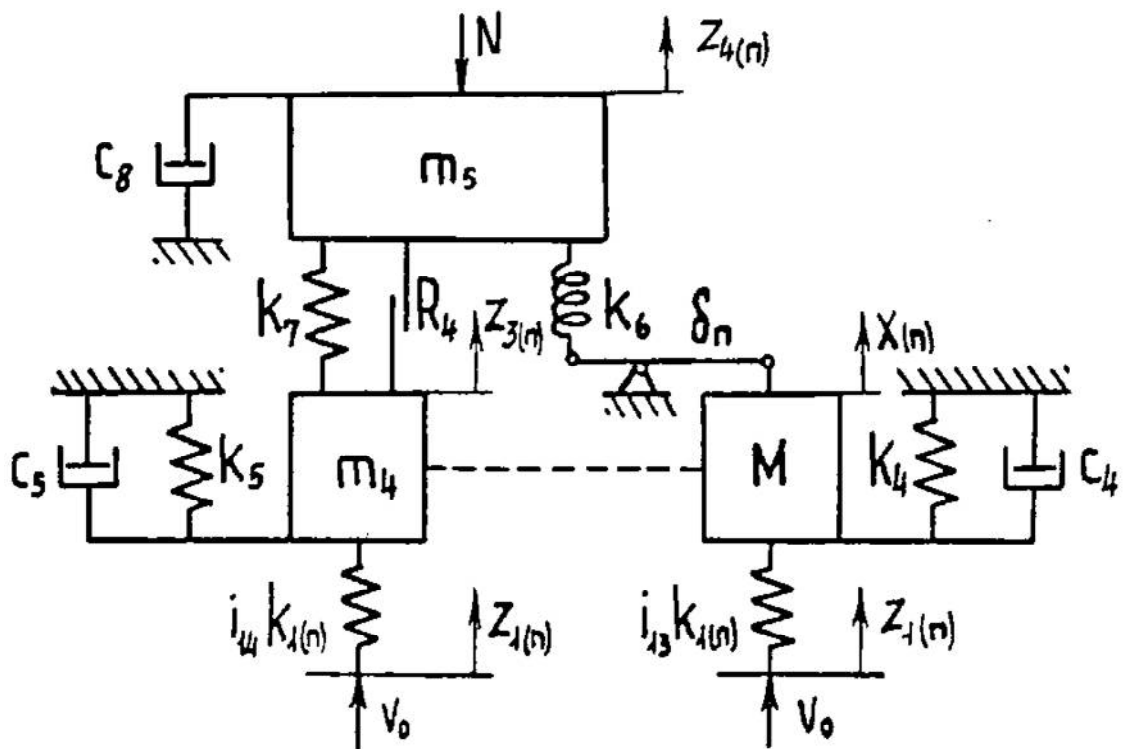


Рис. 2.15. Тримасова динамічна модель робочого ходу вібростолу спеціального вібропреса

шарніра В (див. рис. 2.14) та нормаль до неї, отримуємо рівняння замкнутого контуру для початкового і робочого положень [212]

$$\mathbf{b} = r_2 \cos \varphi_{02} - l_k \cos(\alpha_0 - \varphi_{02}); \quad (2.70)$$

$$\mathbf{a} = r_2 \sin \varphi_{02} + l_k \sin(\alpha_0 - \varphi_{02}); \quad (2.71)$$

$$\mathbf{b} + \mathbf{x} = r_2 \cos(\varphi_{02} - \varphi_2) - l_k \cos(\alpha - (\varphi_{02} - \varphi_0)); \quad (2.72)$$

$$\mathbf{a} = r_2 \sin(\varphi_{02} - \varphi_2) - l_k \sin(\alpha - (\varphi_{02} - \varphi_0)). \quad (2.73)$$

Віднявши від (2.73) рівняння (2.70), розділивши всі члени на l_k та позначивши $\sigma = \frac{\mathbf{x}}{l_k}$, $\lambda = \frac{r_2}{l_k}$, $\chi = \frac{\mathbf{a}}{l_k}$, отримуємо

$$\sigma = \lambda(\cos(\varphi_{02} - \varphi_2) - \cos \varphi_{02}) - \cos(\alpha - (\varphi_{02} - \varphi_2)) + \cos(\alpha_0 - \varphi_{02}). \quad (2.74)$$

Розділивши обидві частини виразу (2.73) на l_k , приведемо його до безрозмірного вигляду

$$\chi = \lambda \sin(\varphi_{02} - \varphi_2) + \sin(\alpha - (\varphi_{02} - \varphi_2)). \quad (2.75)$$

Диференціюючи (2.74) та (2.75), знайдемо

$$\dot{\sigma} = \lambda \dot{\varphi}_2 \sin(\varphi_{02} - \varphi_2) + \sin(\alpha - (\varphi_{02} - \varphi_2))(\dot{\alpha} + \dot{\varphi}_2); \quad (2.76)$$

$$\dot{\alpha} + \dot{\varphi}_2 = \frac{\lambda \cos(\varphi_{02} - \varphi_2) \dot{\varphi}_2}{\cos(\alpha - (\varphi_{02} - \varphi_2))}; \quad (2.77)$$

$$\dot{\alpha} = \dot{\varphi}_2 \left(\frac{\lambda \cos(\varphi_{02} - \varphi_2)}{\cos(\alpha - (\varphi_{02} - \varphi_2))} - 1 \right). \quad (2.78)$$

Підставивши (2.77) у (2.78), після перетворень отримуємо

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{\sigma \cos \psi}{\lambda \sin \alpha} \quad (2.79)$$

або

$$\dot{\varphi}_2 = i_M \dot{\sigma}, \quad (2.80)$$

де $\psi = \alpha - (\varphi_{02} - \varphi_2)$; $i_m = \frac{\cos \psi}{\lambda \sin \alpha}$ – передатна функція кривошипно-шатунного механізму вібропреса. Диференціюючи (2.80), визначимо зв'язок між кутовим та лінійним прискореннями вібростолу та гідроциліндра кутових переміщень

$$\ddot{\varphi}_2 = (\dot{i}_m)\dot{\sigma} + i_m\ddot{\sigma}, \quad (2.81)$$

де $(\dot{i}_m) = \frac{i_m\dot{\sigma}(\cos^2 \psi \cos \alpha - \lambda \cos^2(\varphi_{02} - \varphi_2))}{\lambda \sin^2 \alpha \cos \psi}$ – похідна передатної функції i_m за кутами φ_2 та α . З врахуванням значення похідної \dot{i}_m , вираз (2.81) перетворюється до вигляду

$$\ddot{\varphi}_2 = i_m(\ddot{\sigma} + \frac{\dot{\sigma}^2}{\lambda \sin^2 \alpha \cos \psi}(\cos^2 \psi \cos \alpha - \lambda \cos^2(\varphi_{02} - \varphi_2))). \quad (2.82)$$

З урахуванням конструктивних особливостей механізму повороту вібростолу і відносної малості максимальних змін кутів φ_2 та α , можна припустити, що $\cos \psi \approx \cos(\alpha_0 - \varphi_{02})$, а $\sin \alpha \approx \sin \alpha_0$, тоді $i_m = \text{const}$ і залежність (2.82) суттєво спрощується

$$\ddot{\varphi}_2 = i_m\ddot{\sigma}. \quad (2.83)$$

Звідки

$$\varphi_2 = i_m\sigma. \quad (2.84)$$

Приведену до повзуна-плунжера гідроциліндра кутових переміщень масу вібростолу m_3 , знайдемо з рівняння кінетичної енергії, яка передається вібростолу при повороті

$$0,5m_3\dot{x}^2 = 0,5m_4(\dot{\varphi}_2r_2)^2 + 0,5J_2\dot{\varphi}_2^2 + 0,5m_{BA}v_{BA}^2 + 0,5J_{BA}\omega_{BA}^2. \quad (2.85)$$

Звідки

$$m_3 = \frac{m_4(\dot{\varphi}_2r_2)^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2 + m_{BA}v_{BA}^2 + J_{BA}\omega_{BA}^2}{\dot{x}^2}, \quad (2.86)$$

де m_{BA} , J_{BA} – маса та момент інерції шатуна (ланки l_k) кривошипно-шатунного механізму; v_{BA} , ω_{BA} – лінійна та кутова

швидкості шатуна. Якщо знехтувати величинами $\mathbf{m}_{BA} \ll \mathbf{m}_4$ та $\mathbf{J}_{BA} \ll \mathbf{J}_2$, то отримуємо простішу формулу для розрахунку \mathbf{m}_3

$$\mathbf{m}_3 = \frac{(\mathbf{m}_4 \mathbf{r}_2 + \mathbf{J}_2) \dot{\phi}_2}{\dot{x}^2} \quad (2.87)$$

або

$$\mathbf{m}_3 = \frac{(\mathbf{m}_4 \mathbf{r}_2 + \mathbf{J}_2) \mathbf{i}_m^2}{\mathbf{l}_k^2}. \quad (2.88)$$

Визначивши попередньо значення коефіцієнтів приведення δ_1 , δ_2 , δ_3 (див. систему рівнянь (2.7)), виразимо сили опору повороту вібростолу через координату x поступального переміщення плунжера гідроциліндра кутових переміщень

$$\delta_1 = \frac{\dot{\phi}_2 \mathbf{r}_2}{\dot{x}} = \frac{\mathbf{i}_m \mathbf{r}_2}{\mathbf{l}_k}; \quad (2.89)$$

$$\delta_2 = \frac{\dot{\phi}_2 \mathbf{r}_3}{x} = \frac{\mathbf{i}_m \mathbf{r}_3}{\mathbf{l}_k}; \quad (2.90)$$

$$\delta_3 = \frac{\dot{\phi}_2 \mathbf{r}_0}{\dot{x}} = \frac{\mathbf{i}_m \mathbf{r}_0}{\mathbf{l}_k}; \quad (2.91)$$

$$\frac{\mathbf{J}_2 \ddot{\phi}_2}{\mathbf{r}_2} = \frac{\mathbf{i}_m^2 \mathbf{J}_2 \ddot{x}}{\mathbf{l}_k^2}; \quad (2.92)$$

$$\mathbf{c}_6 \dot{\phi}_2 \delta_2 = \frac{\mathbf{c}_6 \mathbf{i}_m^2 \mathbf{r}_3 \dot{x}}{\mathbf{l}_k^2}; \quad (2.93)$$

$$\delta_3 \mathbf{R}_3 = \frac{\mathbf{i}_m \mathbf{r}_0 \mathbf{R}_3}{\mathbf{l}_k}; \quad (2.94)$$

$$\mathbf{k}_6 \phi_2 \delta_2 = \frac{\mathbf{k}_6 \mathbf{i}_m^2 \mathbf{r}_3 x}{\mathbf{l}_k}. \quad (2.95)$$

З врахуванням виразів (2.78...2.94) рівняння руху маси \mathbf{m}_3 приймає вигляд: при прямому ході вібростолу

$$\mathbf{M} \ddot{x}_{(n)} = (\mathbf{i}_{13} \mathbf{k}_{1(n)} (z_{1(n)} - x_{(n)}) - \mathbf{q}_{13} \mathbf{c}_1 (\dot{x}_{(n)} - \dot{z}_{1(n)}) - \zeta_1 \dot{x}_{(n)}^2 - \mathbf{c}_4 \dot{x}_{(n)} - \quad (2.96)$$

$$- \mathbf{k}_4 (x_0 + x_{(n)}) - \mathbf{i}_m^2 \mathbf{r}_3 (\mathbf{c}_6 \dot{x}_{(n)} + \mathbf{k}_6 x_{(n)}) / \mathbf{l}_k^2 - \mathbf{R}_2 - \mathbf{i}_m \mathbf{r}_0 \mathbf{R}_3 / \mathbf{l}_k$$

і при зворотному ході

$$\begin{aligned}
\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_{(u)} = & \mathbf{k}_4(\mathbf{x}_0 + \mathbf{H}_x - \mathbf{x}_{(u)}) + \frac{\mathbf{k}_6 \mathbf{i}_M^2 \mathbf{r}_3 \mathbf{x}_{(u)}}{I_k^2} - \\
& - \zeta_1 \dot{\mathbf{x}}_{(u)}^2 - \mathbf{c}_4 \dot{\mathbf{x}}_{(4)} - \mathbf{i}_{13} \mathbf{k}_{1(u)} (\mathbf{z}_{1(u)} + \mathbf{x}_{(u)}) - \\
& - \mathbf{q}_{13} \mathbf{c}_1 (\dot{\mathbf{x}}_{(u)} + \dot{\mathbf{z}}_{1(u)}) - \frac{\mathbf{c}_6 \mathbf{i}_M^2 \mathbf{r}_3 \dot{\mathbf{x}}_{(u)}}{I_k^2} - \mathbf{R}_2 - \frac{\mathbf{i}_M \mathbf{r}_0 \mathbf{R}_3}{I_k},
\end{aligned}
\tag{2.97}$$

$$\text{де } \mathbf{M} = \mathbf{i}_M^2 (\mathbf{m}_4 \mathbf{r}_2 + 2\mathbf{J}_2) / I_k^2; \mathbf{n} = (2\dots 5)\mathbf{a}; \mathbf{u} = (5\dots 7)\delta.$$

Порівняльна оцінка сил, що діють на ланки вібропреса, проводиться на основі аналізу системи диференціальних рівнянь руху мас $\mathbf{m}_3\dots\mathbf{m}_7$ на всіх етапах робочого циклу вібропреса. Систему можна розв'язати числовим інтегруванням із застосуванням методу припасування [65] і в результаті отримати достовірну інформацію про траєкторію переміщення рухомих ланок. Розв'язання систем диференціальних рівнянь, що описують робочий цикл вібропреса вимагає значних витрат часу та пов'язане з необхідністю розробки та відлагодження об'ємної комп'ютерної програми.

Спростити задачу аналізу математичної моделі можна на основі порівняння відносних величин примусових сил (сил, що створюється тиском робочої рідини на плунжерах гідроциліндрів) і сил опору: консервативних – пружного повернення та ваги; дисипативних – в'язкого та сухого тертя. Щоб визначити числові значення вказаних сил потрібно попередньо оцінити максимально можливі переміщення та середні швидкості вібростолу в кутовому та лінійному напрямках, для чого скористатись залежностями, отриманими енергетичним методом [161, 224]. Аналітичні перетворення та числові розрахунки, на основі яких одержані дані залежності в повному обсязі містяться в роботі [244].

Нижче наведені висновки з результатів оцінювання відносних величин сил, що діють на ланки вібропроцеса та віброзбуджувача.

1. Сумарна величина сил дисипації енергії, що діють на маси $\mathbf{M}_1, \mathbf{M}_2, \mathbf{m}_6, \mathbf{m}_7$ складають для режиму з мінімально можливим тиском відкриття віброзбуджувача: при прямому ході, відповідно, для кожної із мас - 4,54; 2,13; 3,12; 5,34% від сили, створюваної тиском робочої рідини; при зворотному ході – 6,56; 2,9; 11,56; 35,83% (при максимальній величині площі прохідного перерізу дроселя $\mathbf{f}_{д1}$) від сили пружного повернення.

2. В найбільшій мірі на характер переміщення ланок вібропреса при прямому та зворотному ходах впливають сили, створювані тиском робочої рідини, а також сили пружного повернення.

3. Сила, обумовлена в'язким демпфіруванням коливань робочої рідини в об'ємі гідросистеми вібропреса незначна за величиною і у загальному балансі сил може не враховуватися.

4. Сили турбулентного демпфірування потоку робочої рідини доцільно враховувати тільки при аналізі динаміки мас m_6 та m_7 на етапі їх зворотного ходу.

Пружний опір заготовки досягає максимуму при гранично досяжній для відповідного режиму вібропресування щільності порошку, що відповідає максимальній пружності заготовки. Оскільки в розглядуваному випадку ущільнюється металевий порошок без добавок, що пластифікують, то і опір заготовки при її граничній щільності обумовлений силами пружності та силами сухого тертя R_4 порошку об стінку капсули.

2.2.4. Розробка спрощених динамічних та математичних моделей прямого та зворотного ходів вібростолу

Згідно із висновками, зробленими на основі порівняльної оцінки відношень величин сили, що змушує, та сил опору, прямий хід вібростолу можна представити тримасовою моделлю, побудованою при таких припущеннях: процес відкриття віброзбуджувача істотно не впливає на динаміку прямого ходу вібростолу, оскільки здійснюється за час, на два і більше порядків менший, ніж тривалість ходу [142, 161], у зв'язку із чим можна прийняти, що при збільшенні тиску в гідросистемі до величини p_1 , віброзбуджувач спрацьовує миттєво, а сухе тертя в напрямних ланках вібростолу та віброзбуджувача відсутнє. Математична модель прямого ходу вібростолу (перша половина робочого циклу) з врахуванням передатних відношень та

попередньої деформації заготовки $z_{04} = \frac{(m_5 g + N)}{k_7}$ має вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{x}_{(n)} = i_{13}k_{1(n)}z_{1(n)} - k_4(x_0 + x_{(n)}) - k_6\delta_n x_{(n)} - c_4\dot{x}_{(n)}; \\ m_4\ddot{z}_{3(n)} = i_{14}k_{1(n)} - k_5(z_{03} + z_{3(n)}) - \\ - k_7(z_{3(n)} - z_{4(n)}) - c_5\dot{z}_{3(n)} - B_1; \\ m_5\ddot{z}_{4(n)} = k_7(z_{3(n)} - z_{4(n)}) - c_8\dot{z}_{4(n)} - R_4, \end{array} \right. \quad (2.98)$$

$$\text{де } i_{13} = \frac{f_3}{f_1}; \quad i_{14} = \frac{f_4}{f_1}; \quad k_{1(n)} = \frac{k f_1^2}{W_0 + f_3 x_{(n)} + f_4 z_{3(n)}};$$

$$z_0 = \frac{\varepsilon i_{34} x_0 - ((m_4 + m_5)g + N)}{k_5}; \quad \varepsilon = \frac{k_4}{k_5}; \quad i_{34} = \frac{f_4}{f_3}; \quad B_1 = (m_4 + m_5)g + N + R_4;$$

$$\delta_n = \frac{i_m^2 r_3}{l_k^2}; \quad \text{при } \begin{cases} t < t_{\max}, z_{1(n)} = z_{1(1)} + v_0 t; k_6 = \text{const}; k_7 = \text{const}; \\ t \geq t_{\max}, z_{1(n)} = z_{1\max} - v_0 t; t_{\max} = \frac{z_{1\max} - z_{1(1)}}{v_0}. \end{cases}$$

Максимальна деформація робочої рідини в гідролінії l_1 визначається за допомогою залежності (2.24) при $R_{06}=0$.

Взаємозв'язок між опором заготовки в кутовому та лінійному напрямках з деяким наближенням можна визначити з рівняння

$$k_6 \varphi_2 = k_7 (z_{3(n)} - z_{4(n)}) \mu_m. \quad (2.99)$$

$$\text{Звідки, з врахуванням } \varphi_2 = \frac{i_m x_{(n)}}{l_k}$$

$$k_6 = \frac{k_7 (z_{3(n)} - z_{4(n)}) l_k \mu_m}{i_m x_{(n)}}, \quad (2.100)$$

де μ_m – коефіцієнт тертя ковзання металевого порошку по стінках капсули. У відповідності з (2.100), вираз для приведеної до плунжера гідроциліндра кутових переміщень сили опору заготовки деформуванню в кутовому напрямку має вигляд

$$k_6 \delta_n x_{(n)} = k_7 (z_{3(n)} - z_{4(n)}) \frac{l_k \delta_n}{i_m} \mu_m. \quad (2.101)$$

При укладанні спрощеної моделі зворотного ходу вібростолу введемо такі припущення: рух мас M , M_4 , m_5 , m_7 у зворотному напрямку починається в момент, коли вібростіл знаходиться у верхньому положенні ($\dot{x}_{(n)} = 0$; $\dot{z}_{3(n)} = 0$; $\dot{z}_{4(n)} = 0$; $\dot{z}_{6(n)} = 0$); переміщення маси m_6 при проходженні перекриття h_n відбувається після зменшення тиску до величини p_2 при нерухомих масах M , m_4 , m_5 , m_7 , при цьому в момент початку їх руху вона має швидкість v_{z5} ; зворотний хід мас M , m_4 , m_6 завершується на сьомому етапі циклу.

При певному співвідношенні між силами тяжіння, статичного притискання маси m_5 інерційного вантажу та силами пружного

повернення вібростолу відбувається повне або часткове розвантаження заготовки [144, 161], що сприяє зменшенню її нерівнощільності. У силу сказаного, рух маси \mathbf{m}_5 під час переміщення \mathbf{M} , \mathbf{m}_4 можна вважати незалежним, а в рівняннях динаміки - не враховувати сили опору заготовки. Завершальний момент зворотного ходу характеризується незалежним рухом мас \mathbf{m}_5 , \mathbf{m}_7 (див. восьмий етап), що помітно впливає на процес формування імпульсу переміщення вібростолу та деформування заготовки. У відповідності з прийнятими додатковими припущеннями при прямому та зворотному ходах вібростолу, процеси, що відбуваються протягом другої половини робочого циклу, можна представити шістьма одномасовими динамічними моделями (рис. 2.16), при цьому моделі для мас \mathbf{m}_6 , \mathbf{m}_7 є загальними для всіх етапів руху. Диференціальні рівняння, що описують поведінку мас \mathbf{M} , \mathbf{m}_4 , \mathbf{m}_5 , \mathbf{m}_6 , \mathbf{m}_7 на різних етапах переміщення клапанів віброзбуджувача, мають вигляд: для маси \mathbf{m}_6 на етапі $[0, \mathbf{h}_n]$

$$\begin{aligned} \mathbf{m}_6 \ddot{\mathbf{z}}_{5(u)} = & \mathbf{k}_8 (\mathbf{z}_{05} + \mathbf{H}_n - \mathbf{z}_{5(u)}) + \mathbf{m}_6 \mathbf{g} - \\ & - \mathbf{i}_{16} \mathbf{k}_{1(u)} \mathbf{z}_{1(u)} - \mathbf{c}_9 \dot{\mathbf{z}}_{5(u)} - \zeta_3 \dot{\mathbf{z}}_{5(u)}^2, \end{aligned} \quad (2.102)$$

$$\text{де } \mathbf{i}_{16} = \frac{\mathbf{f}}{\mathbf{f}_1};$$

для мас \mathbf{M} , \mathbf{m}_4 , \mathbf{m}_6 , \mathbf{m}_7

$$\left\{ \begin{aligned} \mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}_{(u)} = & \mathbf{k}_4 (\mathbf{x}_0 + \mathbf{H}_x - \mathbf{x}_{(u)}) - \mathbf{i}_{13} \mathbf{k}_{1(u)} \mathbf{z}_{1(u)} - \mathbf{c}_4 \dot{\mathbf{x}}_{(u)}; \mathbf{0} \leq \mathbf{x}_{(u)} \leq \mathbf{H}_x; \\ \mathbf{m}_4 \ddot{\mathbf{z}}_{3(4)} = & \mathbf{k}_5 (\mathbf{z}_{03} + \mathbf{H}_{(3)} - \mathbf{z}_{3(u)}) + \mathbf{m}_4 \mathbf{g} - \mathbf{i}_{14} \mathbf{k}_{1(u)} \mathbf{z}_{1(u)} - \mathbf{c}_5 \dot{\mathbf{z}}_{3(u)}; \\ & \mathbf{0} \leq \mathbf{z}_{3(u)} \leq \mathbf{H}_{(3)}; \\ \mathbf{m}_6 \ddot{\mathbf{z}}_{5(u)} = & \mathbf{k}_8 (\mathbf{z}_{05} + \mathbf{H}_n - \mathbf{z}_{5(u)}) + \mathbf{m}_6 \mathbf{g} - \\ & - \mathbf{i}_{16} \mathbf{k}_{1(u)} \mathbf{z}_{1(u)} - \mathbf{c}_9 \dot{\mathbf{z}}_{5(u)} - \zeta_3 \dot{\mathbf{z}}_{5(u)}^2; \\ \mathbf{h}'_n \leq & \mathbf{z}_{5(u)} \leq \mathbf{H}_n; \mathbf{z}_{5(u)}(\mathbf{0}) = \mathbf{v}_{z5}; \\ \mathbf{m}_7 \ddot{\mathbf{z}}_{6(u)} = & \mathbf{k}_9 (\mathbf{z}_{06} + \mathbf{H} - \mathbf{z}_{6(u)}) + \mathbf{m}_7 \mathbf{g} - \\ & - \mathbf{k}_1 (\mathbf{z}_{6(u)} - \mathbf{z}'_1) - \mathbf{c}_{10} \dot{\mathbf{z}}_{6(u)} - \zeta_5 \dot{\mathbf{z}}_{6(u)}^2; \\ \mathbf{0} \leq & \mathbf{z}_{6(u)} \leq \mathbf{h}'_3, \end{aligned} \right. \quad (2.103)$$

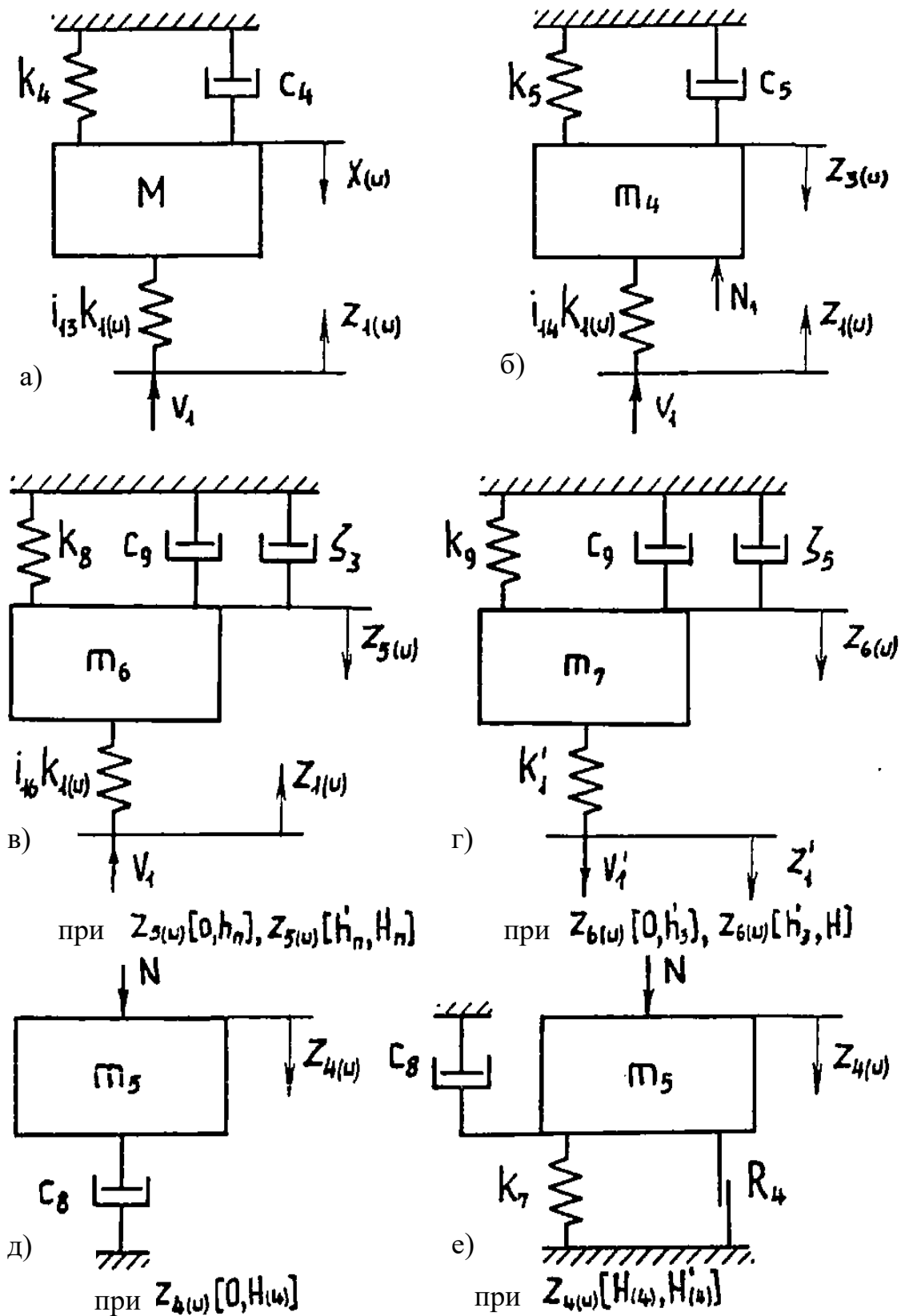


Рис. 2.16. Динамічна модель руху мас спеціального вібропреса для етапу зворотного ходу

де $N_1 = N + m_5 g$;

для маси m_5 при $0 \leq z_{4(u)} \leq H_{(4)}$,

$$m_5 \ddot{z}_{4(u)} = N_1 - c_8 \ddot{z}_{4(u)}; \quad (2.104)$$

для мас m_7 , m_5 на ділянках $h'_3 \leq z_{6(u)} \leq H$, $H_{(4)} \leq z_{4(u)} \leq H'_{(4)}$
при $\dot{z}_{4(u)}(0) = v_{z4}$; $\dot{z}_{6(4)}(0) = v_{z6}$,

$$m_7 \ddot{z}_{6(u)} = k_9 (z_{06} + H - z_{6(u)}) + \quad (2.105)$$

$$+ m_7 g - k'_1 (z_{6(u)} - z'_1) - c_{10} \dot{z}_{6(u)} - \zeta_5 \dot{z}_6^2;$$

$$m_5 \ddot{z}_{4(u)} = N_1 - c_8 \dot{z}_{4(u)} - k_7 (z_{4(u)} - H_{(4)}) - R_4. \quad (2.106)$$

Параметр жорсткості гідросистеми k_1 , що входить в рівняння (2.102), визначається за допомогою залежності

$$k_{1(4)} = \frac{f_1^2 K}{W_{1\max} - f_6 z_{5(u)}} \approx \frac{f_1^2 K}{W_{1\max}}, \quad (2.107)$$

де $f_6 z_{5(u)} \ll W_1$ можна знехтувати.

Величину деформації робочої рідини в об'ємі гідросистеми знаходимо з рівняння нерозривності потоку враховуючи, що втрати подачі рідини, обумовлені її власним стисненням при зміні тиску на ділянці переміщення маси m_6 $[0, h_n]$ є незначними

$$Q_n + f_6 \dot{z}_5 = \mu_1 \pi d_8 h'_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{k_{1(u)} z_{1(u)}}{f_1} - p_{(7)} \right)}. \quad (2.108)$$

Вважаючи, що $p_{(7)} = 0$ після перетворень, отримаємо

$$z_{1(u)} = \frac{(Q_n + f_6 \dot{z}_{5(u)})^2}{A k_{1(u)}}, \quad (2.109)$$

$$\text{де } A = \frac{2 \mu_1^2 \pi^2 d_8^2 (h'_3)^2}{\rho f_1}.$$

Підставивши $z_{1(u)}$ у рівняння (2.102), приведемо його до вигляду

$$\begin{aligned} \mathbf{m}_6 \ddot{\mathbf{z}}_{5(u)} = \mathbf{k}_8 (\mathbf{z}_{05} + \mathbf{H}_n) + \mathbf{m}_6 \mathbf{g} - \mathbf{i}_{16} \mathbf{Q}_n^2 / \mathbf{A} - \mathbf{k}_8 \mathbf{z}_{5(u)} - \\ - \frac{\mathbf{c}_9 + 2\mathbf{Q}_n \mathbf{i}_{16} \mathbf{f}_6}{\mathbf{A}} \dot{\mathbf{z}}_{5(u)} - \frac{\zeta_3 + \mathbf{i}_{16} \mathbf{f}_6^2}{\mathbf{A}} \dot{\mathbf{z}}_{5(u)}^2. \end{aligned} \quad (2.110)$$

Останнє рівняння можна розв'язати числовими методами. Однак враховуючи, що коефіцієнт $\zeta_3 \gg \frac{\mathbf{i}_{16} \mathbf{f}_6^2}{\mathbf{A}}$ відносно невеликий [244], членом, що містить $\dot{\mathbf{z}}_5^2$, можна знехтувати. Тоді рівняння (2.110) перетвориться у лінійне неоднорідне диференціальне рівняння, що описує коливальний процес при раптовому прикладенні зусилля \mathbf{P}_5

$$\ddot{\mathbf{z}}_{5(u)} + \frac{\mathbf{c}'_9 \dot{\mathbf{z}}_{5(u)}}{\mathbf{m}_6} + \frac{\mathbf{k}_8 \mathbf{z}_{5(u)}}{\mathbf{m}_6} = \frac{\mathbf{P}_5}{\mathbf{m}_6}, \quad (2.111)$$

$$\text{де } \mathbf{c}'_9 = \frac{\mathbf{c}_9 + 2\mathbf{i}_{16} \mathbf{f}_6 \mathbf{Q}_n}{\mathbf{A}}; \quad \mathbf{P}_5 = \mathbf{k}_0 (\mathbf{z}_{05} + \mathbf{H}) + \mathbf{m}_6 \mathbf{g} - \frac{\mathbf{i}_{16} \mathbf{Q}_n^2}{\mathbf{A}}.$$

Загальний розв'язок рівняння (2.111) являє собою суму загального розв'язку однорідного рівняння $\ddot{\mathbf{z}}_{5(u)} + \frac{\mathbf{c}'_9 \dot{\mathbf{z}}_{5(u)}}{\mathbf{m}_6} + \frac{\mathbf{k}_8 \mathbf{z}_{5(u)}}{\mathbf{m}_6} = \mathbf{0}$ та часткового розв'язку рівняння (2.111). Запишемо характеристичне рівняння, яке відповідає лівій частині виразу (2.111)

$$\gamma^2 + \frac{\mathbf{c}'_9 \gamma}{\mathbf{m}_6} + \frac{\mathbf{k}_8}{\mathbf{m}_6} = \mathbf{0}, \quad (2.112)$$

корені якого

$$\gamma_{1,2} = -\frac{\mathbf{c}'_9}{2\mathbf{m}_6} \pm \sqrt{\left(\frac{\mathbf{c}'_9}{2\mathbf{m}_6}\right)^2 - \frac{\mathbf{k}_8}{\mathbf{m}_6}}. \quad (2.113)$$

При вихідних параметрах досліджуваного вібропроцеса

$$\left(\frac{\mathbf{c}'_9}{2\mathbf{m}_6}\right)^2 - \frac{\mathbf{k}_8}{\mathbf{m}_6} < \mathbf{0}, \quad (2.114)$$

розв'язок рівняння (2.111) має вигляд [65]

$$z_{5(u)} = e^{-\beta_5 t} (C_1 \cos \omega_5 t + C_2 \sin \omega_5 t) + \frac{P_5}{m_6 \omega_5 (\omega_5^2 + \beta_5^2)} \times$$

(2.115)

$$\times (\omega_5 - e^{-\beta_5 t} (\omega_5 \cos \omega_5 t + \beta_5 \sin \omega_5 t)),$$

де C_1, C_2 - постійні інтегрування; $\beta_5 = \frac{c_9'}{2m_6}$; $\omega = \sqrt{\frac{k_8}{m_6} - \left(\frac{c_9'}{2m_6}\right)^2}$.

При початкових умовах $z_{5(u)}(0)=0$; $\dot{z}_{5(u)}(0)=0$, $C_1 = C_2 = 0$

$$z_{5(u)} = \frac{P_5}{m_6 \omega_5 (\omega_5^2 + \beta_5^2)} (\omega_5 - e^{-\beta_5 t} (\omega_5 \cos \omega_5 t + \beta_5 \sin \omega_5 t)). \quad (2.116)$$

Диференціюючи (2.116) знайдемо

$$\dot{z}_{5(u)} = \frac{P_5 e^{-\beta_5 t} \sin \omega_5 t}{m_6 \omega_5}. \quad (2.117)$$

Вирази (2.116), (2.117) описують закон руху маси m_6 на ділянці проходження додатного перекриття h_n . Для визначення швидкості v_{z5} необхідно розв'язати трансцендентне рівняння (2.116) відносно t при $z_{5(u)}=h_n$, що можливо тільки наближено і пов'язано з великим об'ємом обчислень. Достатньо точну залежність для розрахунку v_{z5} можна отримати з (2.109), якщо врахувати, що у відповідності з прийнятими нами додатковими припущеннями тиск у гідросистемі до моменту початку руху мас M, m_4, m_5, m_7 зменшується до величини, яка визначається за формулою (2.48). З тотожної рівності

$$\frac{k_{1(u)} z_{1(u)}}{f_1} = \frac{k_9 (z_{06} + H) + m_7 g}{f_7} \quad \text{знаходимо}$$

$$z_{1(4)} = \frac{f_1 k_9 (z_{06} + H) + m_7 g}{k_{1(u)} f_7}. \quad (2.118)$$

Підставляючи (2.118) у (2.109) після перетворень, отримуємо квадратне рівняння

$$f_6^2 v_{z5}^2 + 2Q_n f_6 v_{z5} + (Q_n^2 - z_{1(u)} A k_{(u)}) = 0. \quad (2.119)$$

Розв'язуючи (2.119) відносно v_{z5} , визначимо

$$v_{z5} = \frac{1}{f_6} \left(\sqrt{i_{17} A(k_9(z_{06} + H) + m_7 g) - Q_H} \right), \quad (2.120)$$

$$\text{де } i_{17} = \frac{f_7}{f_1}.$$

Жорсткість гідросистеми під час руху мас M , m_4 (2.103) змінюється за законом

$$k_{1(u)} = \frac{f_1^2 K}{W_1 - W_2}, \quad (2.121)$$

де $W_1 = W_0 + f_3 H_x + f_4 H_{(3)} + f_6 H_n$; $W_2 = f_3 x_{(u)} + f_4 z_{3(u)} + f_6 z_{5(u)}$. Деформація робочої рідини в об'ємі гідросистеми знаходиться за аналогією з (2.108) з рівняння нерозривності потоку

$$Q_H + Q_1 = \mu_1 \pi d_8 (h_3' - z_{6(u)}) \sqrt{\frac{2k_{1(u)} z_{1(u)}}{\rho f_1}}. \quad (2.122)$$

Звідки

$$z_{1(u)} = \frac{(Q_H + Q_1)^2 (h_3')^2}{A(h_3' - z_{6(u)})^2 k_{1(u)}}, \quad (2.123)$$

де $Q_1 = f_3 \dot{x}_{(u)} + f_4 \dot{z}_{3(u)} + f_6 \dot{z}_{5(u)}$. Жорсткість k_1' та деформація z_1' , що входять до диференціальних рівнянь (2.103) розраховуються за формулами (2.52) та (2.56) з врахуванням припущення $P_{(7)} = 0$.

Диференціальне рівняння (2.104) в результаті підстановки $y = \dot{z}_{4(u)}$ приводимо до вигляду

$$\frac{y dy}{dz_{4(u)}} = \frac{N_1}{m_5} - \frac{c_8 y}{m_5}. \quad (2.124)$$

Розділюючи змінні та інтегруючи на інтервалі $[0, H_{(4)}]$, отримуємо

$$H_{(4)} = m_5 \frac{N_1 \ln \left(\frac{N_1}{N_1 - c_8 v_{z4}} \right) - v_{z4}}{c_8} \quad (2.125)$$

або

$$\mathbf{H}_{(4)} = - \frac{\mathbf{m}_5 \left(\mathbf{N}_1 \ln \left(1 - \frac{\mathbf{c}_8 \mathbf{v}_{z4}}{\mathbf{N}_1} \right) + \mathbf{v}_{z4} \right)}{\mathbf{c}_8}. \quad (2.126)$$

Приблизний розв'язок (2.126) відносно \mathbf{v}_{z4} можна знайти, використовуючи розкладання в степеневий ряд

$$\ln \left(1 - \frac{\mathbf{c}_8}{\mathbf{N}_1} \mathbf{v}_{z4} \right) = - \left(\frac{\mathbf{c}_8}{\mathbf{N}_1} \mathbf{v}_{z4} + \frac{\mathbf{c}_8^2 \mathbf{v}_{z4}^2}{2\mathbf{N}_1^2} + \frac{\mathbf{c}_8^3 \mathbf{v}_{z4}^3}{3\mathbf{N}_1^3} + \dots \right). \quad (2.127)$$

Оскільки $\mathbf{c}_5 \mathbf{v}_{z4} < \mathbf{N}_1$, обмежимося першими трьома членами розкладання. Після підстановки (2.127) у (2.126) і перетворень, прийдемо до кубічного рівняння

$$\mathbf{v}_{z4}^3 + \frac{3\mathbf{N}_1}{2\mathbf{c}_8} \mathbf{v}_{z4}^2 - \frac{3\mathbf{H}_{(4)}\mathbf{N}_1^2}{\mathbf{m}_5\mathbf{c}_8} = 0. \quad (2.128)$$

Детермінант (2.128) $\frac{3\mathbf{N}_1^4\mathbf{H}_{(4)}(6\mathbf{H}_{(4)}\mathbf{c}_8^2 - \mathbf{m}_5\mathbf{N}_1)}{8\mathbf{m}_5^2\mathbf{c}_8^4} < 0$ і, оскільки

для досліджуваної конструкції вібропреса $6\mathbf{H}_{(4)}\mathbf{c}_8^2 < \mathbf{m}_5\mathbf{N}_1$ [244], то розв'язуючи рівняння (2.128) тригонометричним методом [208], отримуємо формулу для розрахунку швидкості руху маси \mathbf{m}_5 на ділянці $[0, \mathbf{h}_{(4)}]$ її зворотного ходу

$$\mathbf{v}_{z4} = \frac{\mathbf{N}_1 \left(\cos \frac{\Psi}{3} - 0,5 \right)}{\mathbf{c}_8}, \quad (2.129)$$

$$\text{де } \Psi = \arccos \left(\frac{12\mathbf{H}_{(4)}\mathbf{c}_8^2}{\mathbf{m}_5\mathbf{N}_1} - 1 \right).$$

Інші корені (2.128) не мають фізичного змісту.

За аналогією з (2.111) приведемо рівняння (2.106) до вигляду

$$\ddot{\mathbf{z}}_{4(u)} + \frac{\mathbf{c}_8 \dot{\mathbf{z}}_{4(u)}}{\mathbf{m}_5} + \frac{\mathbf{k}_7 \mathbf{z}_{4(u)}}{\mathbf{m}_5} = \frac{\mathbf{P}_4}{\mathbf{m}_5}, \quad (2.130)$$

де $\mathbf{P}_4 = \mathbf{N}_1 + \mathbf{k}_7 \mathbf{H}_{(4)} - \mathbf{R}_4$. Розв'язком рівняння (2.130) будуть залежності $\mathbf{z}_{4(u)}(\mathbf{t})$, $\dot{\mathbf{z}}_{4(u)}(\mathbf{t})$ аналогічні (2.116), (2.117). При початкових умовах $\mathbf{z}_{4(u)}(\mathbf{0}) = \mathbf{H}_{(4)}$ та $\dot{\mathbf{z}}_{4(u)}(\mathbf{0}) = \mathbf{v}_{z4}$

$$\mathbf{z}_{4(u)} = \left(\mathbf{H}_{(4)} - \frac{\mathbf{P}_4(1 - e^{-\beta_4 t})}{\mathbf{m}_5(\omega_4^2 + \beta_4^2)} \right) \left(\cos \omega_4 t + \frac{\beta_4}{\omega_4} \sin \omega_4 t \right) + \frac{\mathbf{v}_{z4}}{\omega_4} + \quad (2.131)$$

$$+ \frac{\mathbf{P}_4}{\mathbf{m}_5 \omega_4 (\omega_4^2 + \beta_4^2)} \left(\omega_4 - e^{-\beta_4 t} (\omega_4 \cos \omega_4 t + \beta_4 \sin \omega_4 t) \right);$$

$$\dot{\mathbf{z}}_{4(u)} = \frac{1}{\omega_4} \left\{ \begin{array}{l} \left[\frac{\mathbf{P}_4 e^{-\beta_4 t}}{\mathbf{m}_5} - \left(\mathbf{H}_{(4)} - \frac{\mathbf{P}_4(1 - e^{-\beta_4 t})}{\mathbf{m}_5(\omega_4^2 + \beta_4^2)} \right) (\omega_4^2 + \beta_4^2) \right] \sin \omega_4 t - \\ - \mathbf{v}_{z4} (\beta_4 \sin \omega_4 t - \omega_4 \cos \omega_4 t) \end{array} \right\}, \quad (2.132)$$

де $\beta_4 = \frac{\mathbf{c}_8}{\mathbf{m}_5}$; $\omega_4 = \sqrt{\frac{\mathbf{k}_7}{\mathbf{m}_5} - \left(\frac{\mathbf{c}_8}{2\mathbf{m}_5} \right)^2}$. Вирази (2.131), (2.132) харак-

теризують закон руху маси \mathbf{m}_5 на завершальній ділянці її зворотного ходу. Час переміщення маси \mathbf{m}_5 на інтервалі $[\mathbf{H}_{(4)}, \mathbf{H}_{(4)}']$ знайдемо при $\dot{\mathbf{z}}_{4(u)} = \mathbf{0}$

$$\mathbf{t} = \frac{1}{\omega_4} \arctg \left(\frac{\mathbf{H}_{(4)}(\omega_4^2 + \beta_4^2)}{\omega_4 \mathbf{v}_{z4}} + \frac{\beta_4}{\omega_4} - \frac{\mathbf{P}_4}{\mathbf{m}_5 \omega_4 \mathbf{v}_{z4}} \right). \quad (2.133)$$

Підставивши значення \mathbf{t}_4 з (2.133) у (2.131) можна визначити нижню межу ходу $\mathbf{H}_{(4)}'$ маси \mathbf{m}_5 . Різниця $\mathbf{H}_{(4)}' - \mathbf{H}_{(4)}$ являє собою абсолютну пружну деформацію заготовки при зворотному ході вібро-столу.

З врахуванням додаткових припущень, математичні моделі етапів робочого циклу вібропреса можуть бути представлені: прямий хід – системою диференціальних рівнянь (2.98); зворотний хід – системою (2.103) і чотирма незалежно розв'язуваними рівняннями (2.102), (2.104)-(2.106). Розв'язання рівнянь (2.102), (2.104), (2.106) здійснено аналітично (див. залежності (2.116), (2.117), (2.120), (2.125), (2.129), (2.131), (2.132), (2.133)), а розв'язок системи (2.103) та рівняння (2.105), внаслідок їх нелінійного характеру, можна отримати тільки з використанням числових методів на комп'ютері. У зручній

для машинного розв'язання формі системи рівнянь (2.98), (2.103) та рівняння (2.105) мають вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_{(n)} = y_{1(n)}; \\ \dot{z}_{3(n)} = y_{2(n)}; \\ \dot{z}_{4(n)} = y_{3(n)}; \\ \dot{y}_{1(n)} = \frac{1}{M} \left(\begin{array}{l} \frac{i_{13} f_1^2 K z_{1(n)}}{W_0 + f_3 x_{(n)} + f_4 z_{3(n)}} - k_4 (x_0 + x_n) - \\ - k_7 \delta'_n (z_{3(n)} - z_{4(n)} - c_4 y_{1(n)}) \end{array} \right); \\ \dot{y}_{2(n)} = \frac{1}{m_4} \left(\begin{array}{l} \frac{i_{14} f_1^2 K z_{1(n)}}{W_0 + f_3 x_{(n)} + f_4 z_{3(n)}} - k_5 (\epsilon i_{34} x_0 + z_{3(n)}) - \\ - k_7 (z_{3(n)} - z_{4(n)} - c_5 y_{2(n)} - R_4) \end{array} \right); \\ \dot{y}_{3(n)} = \frac{1}{m_5} (k_7 (z_{3(n)} - z_{4(n)}) - c_8 y_{3(n)} - R_4); \\ \text{при} \left\{ \begin{array}{l} t < t_{\max}, z_{1(n)} = z_{1(1)} + v_0 t; \\ t \geq t_{\max}, z_{1(n)} = z_{1\max} - v_0 t, \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (2.134)$$

$$\text{де } \delta'_n = \frac{i_m r_3 \mu_m}{I_k}; \quad t_{\max} = \frac{z_{1\max} - z_{1(1)}}{v_0};$$

$$\dot{\mathbf{x}}_{(u)} = \mathbf{y}_{1(u)};$$

$$\dot{\mathbf{z}}_{3(u)} = \mathbf{y}_{2(u)};$$

$$\dot{\mathbf{z}}_{5(u)} = \mathbf{y}_{3(u)};$$

$$\dot{\mathbf{z}}_{6(u)} = \mathbf{y}_{4(u)};$$

$$\mathbf{Q}_1 = \mathbf{f}_3 \mathbf{y}_{1(u)} + \mathbf{f}_4 \mathbf{y}_{2(u)} + \mathbf{f}_6 \mathbf{y}_{3(u)};$$

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{y}}_{1(u)} &= \frac{1}{\mathbf{M}} \left(\mathbf{k}_4 (\mathbf{x}_0 + \mathbf{H}_x) - \frac{\mathbf{i}_{13} (\mathbf{Q}_n + \mathbf{Q}_1)^2 \mathbf{A}_1}{(\mathbf{h}'_3 - \mathbf{z}_{6(u)})^2} - \mathbf{c}_4 \mathbf{y}_{1(u)} - \mathbf{k}_4 \mathbf{x}_{(u)} \right); \\ \dot{\mathbf{y}}_{2(u)} &= \frac{1}{\mathbf{m}_4} \left(\begin{array}{l} \mathbf{k}_5 (\boldsymbol{\varepsilon} \mathbf{i}_{34} \mathbf{x}_0 + \mathbf{H}_{(3)}) + \mathbf{m}_4 \mathbf{g} - \frac{\mathbf{i}_{14} (\mathbf{Q}_n + \mathbf{Q}_1)^2 \mathbf{A}_1}{(\mathbf{h}'_3 - \mathbf{z}_{6(u)})^2} - \\ - \mathbf{c}_5 \mathbf{y}_{2(u)} - \mathbf{k}_5 \mathbf{z}_{3(u)} - \mathbf{N} \end{array} \right); \\ \dot{\mathbf{y}}_{3(u)} &= \frac{1}{\mathbf{m}_6} \left(\begin{array}{l} \mathbf{k}_8 (\mathbf{z}_{05} + \mathbf{H}_n) + \mathbf{m}_6 \mathbf{g} - \frac{\mathbf{i}_{16} (\mathbf{Q}_n + \mathbf{Q}_1)^2 \mathbf{A}_1}{(\mathbf{h}'_3 - \mathbf{z}_{6(u)})^2} - \\ - \boldsymbol{\zeta}_3 \mathbf{y}_{3(u)}^2 - \mathbf{c}_9 \mathbf{y}_{3(u)} - \mathbf{k}_8 \mathbf{z}_{5(u)} \end{array} \right); \\ \dot{\mathbf{y}}_{4(u)} &= \frac{1}{\mathbf{m}_7} \left(\begin{array}{l} \mathbf{k}_9 (\mathbf{z}_{06} + \mathbf{H}) + \mathbf{m}_7 \mathbf{g} - \frac{\mathbf{A}_2 \mathbf{y}_{4(u)}^2}{(\mathbf{z}_{5(u)} - \mathbf{h}'_n)(\mathbf{z}_{5(u)} - \mathbf{h}'_n + |\mathbf{z}_{5(u)} - \mathbf{h}'_n|)} - \\ - \boldsymbol{\zeta}'_5 \mathbf{y}_{4(u)}^2 - \mathbf{c}_{10} \mathbf{y}_{4(u)} - \mathbf{k}_9 \mathbf{z}_{6(u)} \end{array} \right); \end{aligned} \quad (2.135)$$

$$\mathbf{0} \leq \mathbf{x}_{(u)} \leq \mathbf{H}_x; \mathbf{0} \leq \mathbf{z}_{3(u)} \leq \mathbf{H}_{(3)}; \mathbf{h}'_n \leq \mathbf{z}_{5(u)} \leq \mathbf{H}_n,$$

$$\text{де } A = \frac{(\mathbf{h}'_3)^2}{A}; \quad A_2 = \frac{\mathbf{f}_7^3 \rho}{\mu_2^2 \pi^2 \mathbf{d}_6};$$

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{z}}_{6(u)} = \mathbf{y}_{4(u)}; \\ \dot{\mathbf{y}}_{4(u)} = \frac{1}{\mathbf{m}_4} (\mathbf{P}_6 - \mathbf{k}_9 \mathbf{z}_{6(u)} - \zeta'_5 \mathbf{y}_{4(u)} - \mathbf{c}_{10} \mathbf{y}_{4(u)}); \\ \mathbf{h}'_3 \leq \mathbf{z}_{6(u)} \leq \mathbf{H}; \mathbf{y}_{4(u)}(0) = \mathbf{v}_{z6}, \end{cases} \quad (2.136)$$

$$\text{де } \mathbf{P}_6 = \mathbf{k}_9 (\mathbf{z}_{06} + \mathbf{H}) + \mathbf{m}_7 \mathbf{g}; \quad \zeta'_5 = \zeta_5 + \zeta_{д1}.$$

У приведених вище системах диференціальних рівнянь жорсткість гідросистеми \mathbf{k}_1 і деформація рідини в об'ємі \mathbf{z}_1 виражені через конструктивні параметри вібропреса.

Розв'язання систем диференційних рівнянь (2.134)...(2.136) (початкові дані, блок-схеми алгоритмів програм та результати розрахунків) приведені в роботі [244]. На основі послідовного порівняння результатів розв'язання систем рівнянь (2.134)...(2.136) при різних початкових даних для типових режимів роботи вібропреса побудовані графіки теоретичних залежностей $\mathbf{z}_3(\mathbf{t})$, $\phi_2(\mathbf{t})$, $\mathbf{z}_4(\mathbf{t})$, $\mathbf{z}_5(\mathbf{t})$, $\mathbf{z}_6(\mathbf{t})$, $\dot{\mathbf{z}}_3(\mathbf{t})$, $\dot{\phi}_2(\mathbf{t})$, $\dot{\mathbf{z}}_4(\mathbf{t})$, $\dot{\mathbf{z}}_5(\mathbf{t})$, $\mathbf{p}(\mathbf{t})$ [244]. Варіюванням значень величин параметрів \mathbf{m}_4 , \mathbf{m}_5 , \mathbf{x}_0 , \mathbf{k}_7 , \mathbf{p}_1 визначено їх вплив на величину амплітуди вібростолу в кутовому і лінійному напрямках [244].

Теоретична залежність $\mathbf{v}(\mathbf{f}_{д1})$ [244] може бути побудована на основі даних обчислення частоти вібрацій за формулою

$$\mathbf{v} = \frac{1}{\mathbf{t}_n + \mathbf{t}_u + \mathbf{t}_3}, \quad (2.137)$$

де \mathbf{t}_n , \mathbf{t}_u , \mathbf{t}_3 – тривалості відповідно прямого та зворотного ходів вібростолу, а також час зворотного руху клапана основного каскаду віброзбуджувача при проходженні додатного перекриття \mathbf{h}_3 , що визначаються при розв'язанні систем диференціальних рівнянь (2.134)...(2.136) [244].

Фіксовані значення приведеного коефіцієнта демпфірування ζ'_5 потоку робочої рідини дроселем в залежності від величини площі його прохідного перерізу $\mathbf{f}_{д1}$, розраховувались за виразом (див. також рівняння (2.57))

$$\zeta'_5 = \frac{\zeta_5 + 0,5\rho\mathbf{f}_7^3}{\mu_3^2 \mathbf{f}_{д1}^2},$$

де коефіцієнт витрат $\mu_3 = 0,62$ [1, 331] прийнятий постійним для всього діапазону регулювання.

На основі конструктивної (див. рис. 2.1), принципової (див. рис.2.2) та структурної (див. рис. 2.3) схем розроблена конструкторська документація та виготовлений дослідний зразок вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу [244], на якому проведені експериментальні дослідження: зміни основних параметрів БКВН (частоти вібрацій, амплітуди лінійних та кутових переміщень вібростолу) при регулюванні параметрів настроювання вібробудувача ГП (площі прохідного перерізу дроселя, тиску відкриття); впливу основних параметрів БКВН на величину відносного ущільнення заготовки; ефективності однокомпонентного навантаження та БКВН при формоутворенні в промисловій капсулі заготовок з металевого порошку жароміцного сплаву ЭП741 [244]. В результаті досліджень, виконаних при певних режимах (параметрах регулювання та настроювання ГП) і заданих конструктивних параметрах вібропреса, одержані експериментальні залежності основних параметрів БКВН [244], які порівнювались з відповідними теоретичними залежностями, отриманими шляхом розв'язання рівнянь математичної моделі вібропреса (2.134)...(2.136). При достатньо високій точності вимірювань встановлено, що величина розбіжностей експериментальних та теоретичних значень за частотою вібрацій не перевищувала 6...10%, за амплітудою лінійного та кутового переміщень вібростолу, відповідно 8...10% та 10...12% [244]. Це дозволяє вважати, що розроблені з врахуванням прийнятих припущень динамічна та математична моделі вібропреса є адекватними реальному зразку. Крім того, за результатами порівняння кінцевих значень відносної щільності та рівнощільності типових заготовок з металевого порошку, відпресованих при застосуванні однокомпонентного та багатокомпонентного віброударного навантаження, ще раз доведена вища ефективність останнього [244].

2.3. Методика проектного розрахунку спеціального вібропреса для багатокомпонентного віброударного навантаження

Розробка науково-обґрунтованої методики розрахунку вібропреса з гідроімпульсним вібробудувачем та зворотно-гвинтовим рухом вібростолу виконана на основі результатів теоретичного (див. розділ 2.2) і експериментального [244] досліджень реального зразка вібропреса з урахуванням вимог технологічного процесу формоутворення в капсулах заготовок великогабаритних виробів типу „диск” з металевого порошку жароміцного сплаву типу ЕП 741.

Ефективність навантаження заготовки при її зворотно-гвинтовому русі в значній мірі залежить від вибору оптимального співвідношення величин частоти й амплітуди вібрації вібростолу в кутовому та лінійному напрямках. Саме ці параметри, в основному, визначають якість (відносну щільність та рівнощільність) заготовок, одержуваних вібропресуванням, у зв'язку з чим в якості основних вихідних даних для проектного розрахунку вібропреса необхідно прийняти:

1) діапазон регулювання частоти (ν) та амплітуди вібрацій вібростолу в кутовому (φ_2) і лінійному ($H_{(3)}$) напрямках, що дозволяють забезпечити задані відносну щільність ($\bar{\rho}$) та рівнощільність (\bar{r}) заготовок мінімальних і максимальних габаритів;

2) максимальну інерційну масу ($m_{ин}$), що включає маси вібростолу, заготовки й інерційного вантажу;

3) максимальне зусилля пневмо- або гідروпритискання (N);

4) тип робочої рідини, у залежності від якого вибирається тип віброзбуджувача;

5) габаритні розміри вібростолу.

Оскільки вказаних параметрів для виконання проектного розрахунку недостатньо, необхідно з конструктивних міркувань та з врахуванням вимог, що пред'являються до конструювання гідросистем вібропресів [161, 163] задатися:

- максимальним початковим об'ємом гідросистеми (W_0);

- номінальним тиском відкриття (p_1) та закриття (p_2) віброзбуджувача;

- попереднім стиском елементів пружного повернення плунжерів гідроциліндрів лінійного (z_{03}) та кутового (x_0) переміщень вібростолу;

- максимальним переміщенням (H_x) плунжера кутового гідроциліндра і жорсткістю (k_4) елемента його пружного повернення;

- середньою величиною площі поперечного перерізу напірної гідролінії (f_1), виходячи з допустимої швидкості потоку робочої рідини, що вибирається залежно від величини тиску відкриття віброзбуджувача [1].

Величина подачі насоса Q_n є головним параметром, що при номінальному тиску відкриття віброзбуджувача визначає максимальну частоту проходження імпульсів тиску. Згідно з експериментальними даними [244] (див. також залежність (2.137)), при максимальній частоті імпульсів тиску ν_{max} тривалість t_3 зворотного ходу клапана основного каскаду віброзбуджувача на етапі проходження ним додатного перекриття h_3 значно менша сумарного часу руху вібростолу на ділянках прямого і зворотного ходів. Спостерігається

навіть наближена рівність $t_n \approx t_u$. Виходячи з цього, можна попередньо прийняти

$$v_{\max} = 1/(t_n + t_u) = 1/2t_n \quad (2.139)$$

або, що теж саме

$$v_{\max} = 1/(t_n + t_{c6}) = 1/2t_n, \quad (2.140)$$

де $t_n = t'_c + t_{\max} \approx t_{c6}$ - відповідно, час підйому (t_n) тиску в гідросистемі до величини p_1 і зменшення (t_{c6}) його до p_2 . При високо-частотному режимі роботи золотникового вібробуджувача тиск у гідросистемі після його спрацьовування зменшується практично до нуля [244], тому у формулу (2.140) слід підставляти $t_n = t_c + t_{\max}$. З огляду на (2.4) і значення $t_{\max} = (z_{1\max} - z_1)f_1/Q_n$ (2.134) з (2.140), одержимо

$$Q_n = 2f_1 v_{\max} z_{1\max}, \quad (2.141)$$

де $z_{1\max} = p_1 f_1 / k_{1(n)}$.

Силу інерції лінійного руху маси $m_{ин}$ розраховуємо за відомою [65] формулою

$$P_u = 4\pi^2 m_{ин} v^2 H_{(3)}. \quad (2.142)$$

Жорсткість k_5 елементів пружного повернення плунжера гідроциліндра лінійних переміщень визначаємо як [244]

$$k_5 = (\varepsilon' x_0 - z_{03}) / N_1, \quad (2.143)$$

де $\varepsilon' = \varepsilon i_{34} = H_{(3)} / H_x$; $N_1 = N + m_{ин} g$.

Ефективну площу поперечного перерізу плунжера гідроциліндра лінійних переміщень (f_4) знайдемо з рівняння миттєвої рівноваги сил

$$p_1 f_4 = K_3 P_u + k_5 (z_{03} + H_{(3)}) + N_1. \quad (2.144)$$

Звідки

$$f_4 = [K_3 P_u + k_5 (z_{03} + H_{(3)}) + N_1] / p_1, \quad (2.145)$$

де K_3 - коефіцієнт запасу, що враховує вплив дисипативних сил.

З умови одночасності руху вібростолу в лінійному та кутовому напрямках розраховуємо площу (f_3) поперечного перерізу плунжера гідроциліндра кутових переміщень

$$\mathbf{f}_3 = \mathbf{f}_4 \mathbf{H}_{(3)} / \mathbf{H}_x \varepsilon. \quad (2.146)$$

Виходячи з конструктивних міркувань, задаємо довжиною l_k шатуна кривошипно-шатунного механізму повороту вібростолу і визначаємо за формулою (2.84) передатне число

$$i_m = \varphi_2 l_k / \mathbf{H}_x. \quad (2.147)$$

Розмір ланки r_2 призначаємо згідно з умовами $0 < \alpha < \pi$, $l_k/r_2 < 1$ та з врахуванням розмірів сусідніх з механізмом повороту ланок вібропреса. Обчислені за залежностями (2.141)...(2.147) значення конструктивних параметрів ланок вібропреса приймаються в якості вихідних даних при розв'язанні на комп'ютері системи диференціальних рівнянь (2.134), в результаті якого знаходяться швидкості руху вібростолу в кутовому та лінійному напрямках, уточнюються час його прямого ходу та діапазон регулювання амплітуди.

Для розрахунку жорсткості k_8 пружини регулювання тиску скористаємося залежністю (2.25), крім цього врахуємо (2.140) та додаткові припущення, прийняті при розробці математичної моделі прямого ходу вібростолу. Приймаючи в якості вихідних даних площу f_5 поперечного перерізу першого ступеню сервоклапана, орієнтовне значення його маси і величину попереднього стиску z_{05} пружини регулювання тиску віброзбудувача, що відповідає номінальній величині тиску p_1 , після перетворень формули (2.25), одержимо

$$k_8 = k_{1(n)} f_5 Q_n / (2f_1^2 z_{05} v_{\max}) - m_6 g / z_{05}. \quad (2.148)$$

Величину площі f_6 поперечного перерізу другого ступеню сервоклапана визначаємо виходячи із заданих значень p_1, p_2

$$f_6 = p_1 f_5 / p_2, \quad (2.149)$$

а величину його максимального переміщення за залежністю [244]

$$H_n \geq (p_2 f_6 - p_1 f_5) / k_8. \quad (2.150)$$

Для запобігання втрат енергії потоку рідини в момент прямого ходу сервоклапана, що можуть обумовлюватись витіканнями робочої рідини з напірної 3 у зливну 8 порожнини (див. рис. 2.3), додатне

перекриття h_n виконуємо більшим, ніж від'ємне h'_n на 0,5...1 мм при дотриманні рівності $h_n + h'_n = H_n$.

Необхідний умовний прохід віброзбуджувача знаходимо за максимальною величиною витрат робочої рідини, що проходить через відкриту щілину золотника основного каскаду віброзбуджувача із допустимою швидкістю, яка установлюється згідно з нормами [1], прийнятими в практиці конструювання гідроприводів різних машин. Величина витрат через віброзбуджувач досягає максимуму при найбільших швидкостях зворотного ходу плунжерів гідроциліндрів лінійного та кутового переміщень, а також сервоклапана віброзбуджувача

$$Q_{\max} = Q_n + Q_1 + Q_2, \quad (2.151)$$

де Q_{\max} – максимальні витрати робочої рідини через відкриту щілину золотникового клапана основного каскаду віброзбуджувача; $Q_1 = f_3 \dot{x}_{(u)\max} + f_4 \dot{z}_{3(u)\max} + f_6 \dot{z}_{5(u)\max}$ – витрати робочої рідини, обумовлені зворотним рухом плунжерів гідроциліндрів кутових та лінійних переміщень, а також сервоклапана віброзбуджувача; $Q_2 = \dot{p}W_1/K \approx W_1 p_1 / (K t'_3)$ – витрати робочої рідини, обумовлені її стисканням в об'ємі $W_1 = W_0 + f_3 H_x + f_4 H_{(3)}$; t'_3 – сумарний час зворотного та прямого ходів клапана основного каскаду віброзбуджувача при проходженні від'ємного перекуриття h'_3 . Оскільки, згідно із результатами теоретичних та експериментальних досліджень (див. розд. 2.2), максимальні швидкості прямого і зворотного ходів гідроциліндрів лінійного та кутового переміщень вібростолу відрізняються за величиною незначно, то для попереднього розрахунку Q_{\max} можна скористатись їх значеннями, отриманими при розв'язанні на комп'ютері системи диференціальних рівнянь (2.134), а величину $Q_2 + f_5 \dot{z}_{5\max}$ не враховувати.

Умовний прохід D_y віброзбуджувача обчислюємо за формулою

$$D_y = \sqrt{4Q_{\max} / (\pi v_{\text{доп}})}, \quad (2.152)$$

де $v_{\text{доп}}$ - допустима швидкість плинину робочої рідини через відкриту щілину клапана основного каскаду віброзбуджувача, вибрана залежно від величини тиску відкриття [1].

Згідно із конструктивними міркуваннями та з врахуванням знайденої величини D_y , призначається діаметр (d_8) золотника основного каскаду віброзбуджувача. Величини додатного h_3 та від'ємного h'_3 перекуриття клапана основного каскаду встановлюються за умовами

забезпечення необхідної герметичності, швидкодії та міцності (величина h'_3 повинна бути такою, щоб площа прохідного перерізу повністю відкритої щілини клапана основного каскаду відповідала умовному проходу D_y).

При $v_{\max} > v_{03}$ (v_{03} - частота вільних коливань клапана основного каскаду вібробудувача) останній в області частот близьких до v_{03} не буде переміщуватись на величину заданого ходу H , що при високих частотах проходження імпульсів тиску приведе до порушення стабільності роботи вібробудувача, у зв'язку з чим розрахунок жорсткості пружини повернення клапана основного каскаду слід виконувати, виходячи з умови $v_{\max} \leq v_{03}$. З врахуванням жорсткості гідросистеми, приведеної до перерізу f_7 (див. рис. 2.3), жорсткість k_9 пружини повернення клапана основного каскаду вібробудувача розраховуємо за виразом

$$k_9 \geq 4\pi^2 v_{\max}^2 m_7 - i_{17} k_{1(1)}. \quad (2.153)$$

Задаючись максимальним значенням z_{06} , отриманим за формулою (2.48), згідно з умовою $p_{(6)} \leq p_2$, одержимо

$$f_7 = [k_9(z_{06} + H) + m_7 g] / p_2. \quad (2.154)$$

З міркувань забезпечення необхідної міцності, максимальне значення площі прохідного перерізу дроселя f_{d1} (див. рис. 2.3) вибирається рівним площі прохідного перерізу повністю відкритого сервоклапана вібробудувача

$$f_{d1\max} = h'_n \sqrt{4\pi f_6}. \quad (2.155)$$

Розв'язуючи на комп'ютері системи диференціальних рівнянь (2.135), (2.136), знаходимо швидкості зворотного ходу ланок вібропреса та вібробудувача, за максимальним значенням яких уточнюємо величину Q_{\max} . На основі більш точного значення Q_{\max} корегуємо D_y і конструктивні параметри вібробудувача, а потім повторно розв'язуємо ці системи при різних значеннях приведенного коефіцієнта ζ'_5 турбулентного демпфірування потоку дроселем f_{d1} , що розраховується за формулою (2.138).

За результатами розв'язання на комп'ютері системи диференціальних рівнянь (2.134) - (2.136) будуються залежності $x(t)$; $z_3(t)$; $z_4(t)$; $z_5(t)$; $z_6(t)$; $p(t)$; $\dot{x}(t)$; $\dot{z}_3(t)$; $\dot{z}_4(t)$; $\dot{z}_5(t)$; $\dot{z}_6(t)$.

При заданому діапазоні зміни H_x , $H_{(3)}$ і фіксованому значенні $f_{д1}$ за виразами (2.137) визначається діапазон регулювання частоти вібрацій і будується теоретичний графік кривої $v(f_{д1})$. Розраховані межі зміни частоти вібрацій повинні збігатись із заданими, в іншому випадку необхідно корегувати конструктивні параметри вібропреса та віброзбуджувача і робити перерахунок. У випадках, коли додаткові припущення для спрощення проектного розрахунку вібропреса зі зворотного-гвинтового руху вібростолу не є коректними, слід скористатися загальними динамічною та математичною моделями (див. розд. 2.2).

Визначення необхідної потужності електродвигуна привода ГПП виконується на основі аналізу енерговитрат при прямому і зворотному ходах вібростолу. При прямому ході вібростолу без врахування втрат енергії на подолання сил тертя і компенсацію падіння тиску в гідросистемі, обумовленого витоками робочої рідини, потужність насоса витрачається на: підйом тиску в гідросистемі від 0 до p_c і від p_c до p_1 ; деформування елементів пружного повернення плунжерів гідроциліндрів лінійного та кутового переміщень вібростолу на висоту $H_{(3)}$ і кут ϕ_2 ; деформування елементів пружного повернення ланок віброзбуджувача та переміщення їх на величину заданого ходу.

При збільшенні тиску в гідросистемі від 0 до p_c рівняння балансу робіт насоса та елементів пружного повернення плунжерів гідроциліндрів лінійного і кутового переміщень має вигляд

$$0,5W_0 p_c^2 / K = 0,5(k_5 z_{03}^2 + k_4 x_0^2). \quad (2.156)$$

Наприкінці прямого ходу вібростолу робота виконана насосом, переходить у потенціальну енергію положення вібростолу та деформування елементів пружного повернення, що можна описати рівнянням

$$\begin{aligned} & 0,5W_1 (p_1 - p_2)^2 / K + 0,5[(m_4 + m_5)\dot{z}_{3(n)}^2 + J_2 \dot{\phi}_{2(n)}^2 + m_6 \dot{z}_{5(n)}^2 + \\ & + m_7 \dot{z}_{6(n)}^2] = (m_4 + m_5)gH_{(3)} + 0,5[k_5 H_{(3)}^2 + k_4 H_x^2 + \\ & + k_8 (H_n^2 + z_{05}^2) + k_9 (H^2 + z_{06}^2)] + m_6 g H_n + m_7 g H, \end{aligned} \quad (2.157)$$

де $\dot{z}_{3(n)}, \dot{\phi}_{2(n)}, \dot{z}_{5(n)}, \dot{z}_{6(n)}$ – середні швидкості вібростолу та ланок віброзбуджувача при прямому ході. З рівняння (2.157) виключені складові виразу (2.156), оскільки вони входять, відповідно, у праву і ліву частини (2.157) і, тому, взаємно скорочуються.

При зворотному ході вібростолу накопичена потенційна енергія положення вібростолу та клапанів віброзбуджувача, а також енергія деформування елементів їх пружного повернення переходить у кінетичну енергію обертального і лінійного руху вібростолу, ланок віброзбуджувача і витрачається на подолання опору насоса, що підтримує тиск p_2 . Позначивши частини рівняння (2.157) через Π_n , запишемо рівняння балансу енергії для зворотного ходу у вигляді

$$\Pi_n = 0,5[(m_4 + m_5)\dot{z}_{3(u)}^2 + J_2\dot{\phi}_{2(u)}^2 + m_6\dot{z}_{5(u)}^2 + m_7\dot{z}_{6(u)}^2 + W_1 p_2^2 / K], \quad (2.158)$$

де $\dot{z}_{3(u)}, \dot{\phi}_{2(u)}, \dot{z}_{5(u)}, \dot{z}_{6(u)}$ – середні швидкості вібростолу та ланок віброзбуджувача при зворотному ході. У виразах (2.157), (2.158) витрати енергії на подолання зусилля статичного притискання N не враховуються, оскільки вони входять у різні частини цих виразів і взаємно скорочуються.

Потужність, що витрачається насосом при прямому (N_n) і зворотному (N_u) ходах вібростолу, можна знайти за формулами

$$N_n = (2\Pi_n K + W_0 p_c^2) / [2K(t_c + t_n)]; \quad (2.159)$$

$$N_u = W_1 p_2^2 / (2K t_u). \quad (2.160)$$

Аналіз залежностей (2.159), (2.160) показує, що $N_n > N_u$, у зв'язку з чим потужність приводного електродвигуна слід розраховувати за формулою (2.160), а різницю $N_n - N_u$ – компенсувати за рахунок енергії, що накопичується в другій половині робочого циклу вібропреса масивною муфтою-маховиком, яка з'єднує вали насоса та електродвигуна. Необхідну додаткову потужність, що віддається муфтою-маховиком у першій частині робочого циклу, можна визначити за формулою

$$N_n - N_u = 0,5 J_m \omega_3^2 / t_n. \quad (2.161)$$

Звідки

$$J_m = 2(N_n - N_u) t_n / \omega_3^2, \quad (2.162)$$

де J_m – момент інерції муфти-маховика; ω_3 – кутова частота обертання вала електродвигуна.

Приймаючи, що муфта-маховик має форму диска або суцільного циліндра і задаючи його товщину h_m та щільність матеріалу ρ_n , розраховуємо діаметр d_m муфти-маховика за відомою [212] залежністю

$$d_m = \sqrt[4]{32J_m / (\pi h_m \rho_n)}. \quad (2.163)$$

Необхідну потужність N_3 електродвигуна привода насоса знаходимо за формулою

$$N_3 = \frac{1}{\eta_3 \eta_n} \cdot N_u, \quad (2.164)$$

де η_3 – ККД електродвигуна; $\eta_n = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_r$ – повний ККД насоса; η_o , η_m , η_r – його об'ємний, механічний та гідравлічний ККД.

Конструктивні параметри дослідного зразка вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу і гідроімпульсним віброзбуджувачем, розраховані з використанням запропонованої методики, приведені в табл. 2.1.

2.4. Результати впровадження, перспективи удосконалення та створення нових конструкцій спеціальних вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження

За результатами досліджень [244] вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу (див. рис. 2.1) розроблений його дослідний зразок [244, 305], що використовувався при дослідженнях та відпрацюванні нових технологічних процесів одержання великогабаритних і складних за конфігурацією виробів з порошків жароміцних залізно-нікелевих сплавів.

Дослідна експлуатація вібропреса на різних режимах роботи підтвердила його високу ефективність при пресуванні в капсулах заготовок виробів з металевих порошків жароміцних сплавів. Установлена також можливість ефективного застосування розробленого вібропреса для ущільнення металевих порошків легких сплавів.

Принципи проектування, результати експериментів, проведених на дослідному зразку вібропреса, методика його проектного розрахунку використані при розробці вібропресової установки з дистанційним керуванням та регулюванням амплітуди і частоти вібрацій, призначеної для лінії виробництва газотурбінних дисків. Удосконалення базової моделі вібропреса (див. рис. 2.1, 2.2) пов'язані в основному з віброзбуджувачем, регулятори частоти та відкриття якого оснащені приводами з дистанційним керуванням.

Таблиця 2.1

Технічна характеристика дослідного зразка вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу мод. ІМЗГК-5

| Найменування та одиниця вимірювання параметра | Числова величина параметра |
|--|---|
| Номінальне зусилля початку ходу вібростолу, кН | 50 |
| Діапазон регулювання: - частоти вібрацій вібростолу, Гц - амплітуд лінійного (м) та кутового (рад) переміщень | 0,5-150 (0,1...3)·10 ⁻³ (0,3...5)·10 ⁻³ |
| Номінальний тиск відкриття віброзбуджувача, МПа | 10 |
| Максимальна інерційна маса | 1000 |
| Номінальний тиск повітря в пневмосистемі, МПа | 0,6 |
| Максимальне зусилля пневмопритискання, кН | 10 |
| Діаметр вібростолу, м | 1 |
| Максимальний хід траверси, м | 1 |
| Потужність електродвигуна ГПП, кВт | 18,5 |
| Номінальна подача насоса ГПП, м ³ /с | 2,3·10 ⁻³ |
| Жорсткість пружин повернення плунжерів гідроциліндрів, Н/м: - лінійного та - кутового переміщень вібростолу | 2,37·10 ⁶ 1,02·10 ⁶ |
| Марка робочої рідини | Масло індустріальне И-40А, ГОСТ 20799-75 |
| Габаритні розміри вібропреса (без пульта керування), м: - у плані - висота | 1,015 × 1,500 2,500 |
| Маса вібропреса з пультом керування, кг | 3000 |

Режими роботи вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу (див. рис. 2.1) можуть досить суттєво відрізнитись один від одного, наприклад: одночасне віброударне навантаження заготовки в кутовому та лінійному напрямках (основний режим роботи); початкове навантаження заготовки в лінійному напрямку при подальшому вмиканні кутового вібраційного впливу і навпаки; однокомпонентне віброударне навантаження заготовки тільки в кутовому або тільки в лінійному напрямках, що досягається відповідним регулюванням та

установленням величини сил протидії переміщенням плунжерів гідроциліндрів ГП. Застосування того чи іншого з описаних режимів роботи вібропреса визначається в кожному конкретному випадку вимогами технології. Простота регулювання при реалізації різних режимів вібропресування є основною перевагою розробленого вібропреса.

На рис. 2.17 представлена схема ще одного вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу [179], яку можна вважати подальшим розвитком розробленого та дослідженого вище. ГП вібропреса (див. рис. 2.17) містить насос 1, два одноциклові гідроаккумулятори 2, 3, двокаскадний восьмиходовий генератор імпульсів тиску (віброзбуджувач) 4 і два основні гідроциліндри 5 і 6, відповідно зворотно-поступальних й зворотно-поворотних рухів (лінійних та кутових переміщень) вібростолу 7. Обидва гідроциліндри (5 і 6) розміщені в одному циліндричному корпусі 8. Порожнини В й Г гідроциліндрів (див. також розріз А – А) приєднані до генератора за схемою на “вході”, а порожнини Д, Е – за схемою “на виході”. Верхній торець вала 6 поворотного гідроциліндра контактує з підшипником 16. У середній ступінь вала вмонтовані ущільнені по торцях пластини 17, що є виконавчими елементами поворотного гідроциліндра. Порожнини Г, Е розділює нерухома перегородка з ущільненням. Шліцьове з'єднання штока 29 з валом 6 (див. розріз Б – Б) і шарнірне з'єднання елементів пружного повернення 18 зі станиною 19 та вібростолом 7 дозволяють останньому здійснювати зворотно-поступальні переміщення відносно вертикальної осі й одночасно сприймати поворотні рухи, що передаються від вала 6. Пуансон 20 запресований у внутрішнє кільце підшипника 21. Для здійснення установочних переміщень рухомої траверси 22 й забезпечення в процесі ВУП статичного притискання пуансона 20 до заготовки 23, що знаходиться в прес-формі 24, служать допоміжні пневмоциліндри 25. У зображеній вихідній позиції клапанів першого 9, 10 та другого 12, 13 каскаду віброзбуджувача, робоча рідина від насоса надходить у порожнини Д, Е і в робочі порожнини гідроаккумуляторів 2, 3. Порожнини В, Г з'єднані зі зливом. Гідроаккумулятори заряджаються, а вібростіл 7 переміщається вниз-ліворуч до упору в запліччя корпусу 8. При збільшенні тиску в напірній гідролінії до величини відкриття віброзбуджувача 4, яка настроюється, сервоклапани 9, 10 перемикаються в праві за схемою позиції, розподільник 12 – у нижню, а розподільник 13 – у верхню позиції. Порожнини Д, Е з'єднуються зі зливом, а порожнини В, Г – з напірною лінією. При цьому імпульс у порожнині Г починається із запізненням відносно імпульсу в порожнині В (величина запізнення може досить точно регулюватись дроселем 11). Вібростіл 7 здійснює робочий рух вверх-праворуч. У момент падіння тиску в

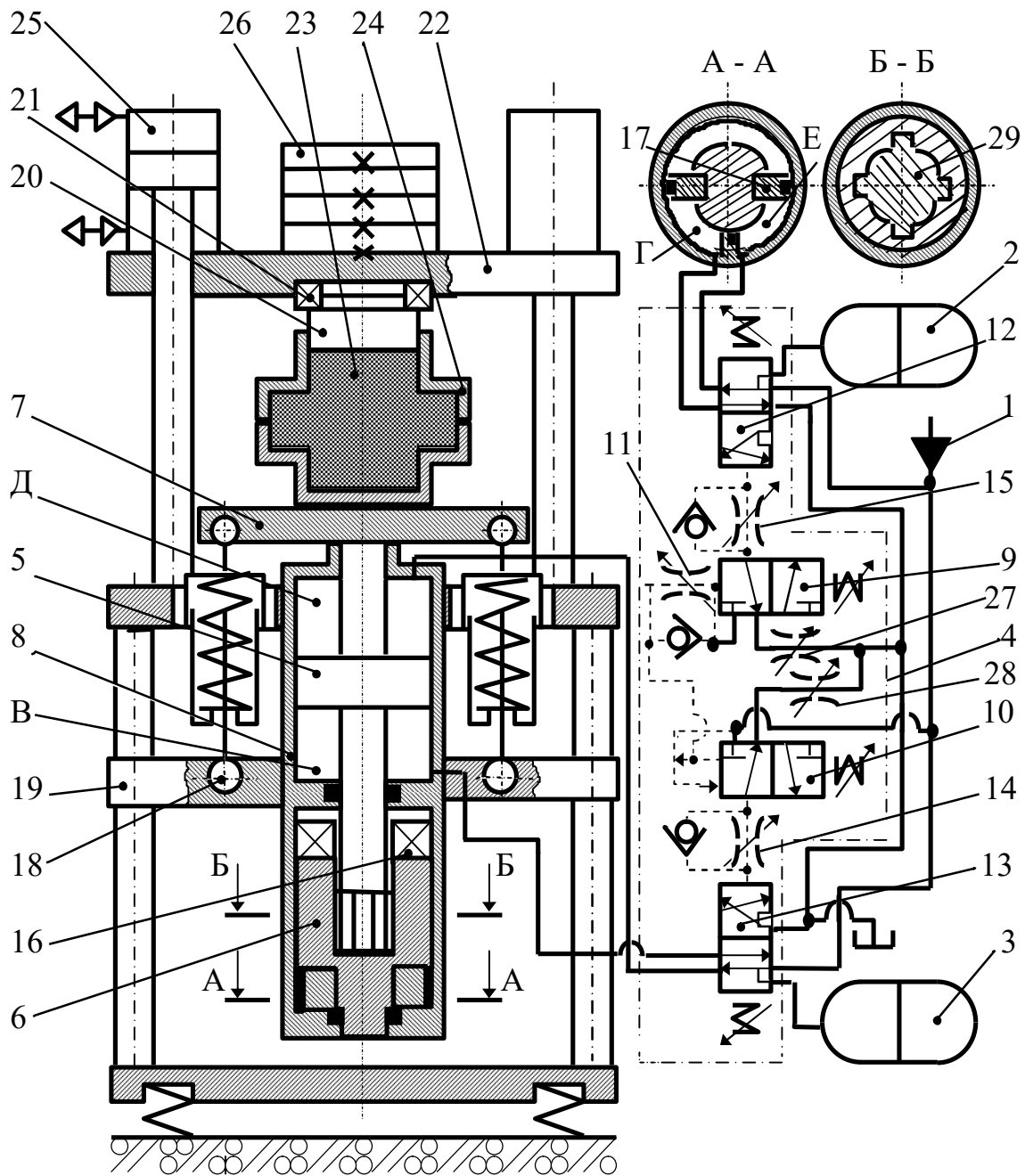


Рис. 2.17. Конструктивна схема спеціального вібропреса з гідроциліндрами ГПІ поступальної та поворотної дії

гідросистемі до величини закриття вібробуджувача, сервоклапани 9, 10 й клапани другого каскаду 12, 13 перемикаються у вихідні позиції. Порожнини В, Г з'єднуються зі зливом, а порожнини Д, Е - з насосом 1. Вібростіл під дією власної сили ваги, сили ваги прес-форми з заготовкою, пуансона, траверси й інерційних вантажів 26, сили пружності стиснених пружин повернення 18, а також зусиль, створюваних тисками робочої рідини в порожнинах Д, Е, - виконує холостий хід вниз-ліворуч до удару об запліччя корпуса 8. Робочий

цикл спрацьовування ГПП повторюється. У процесі формоутворення забезпечується вібраційне або віброударне навантаження заготовки знизу зі сторони столу 1, інерційне або інерційно-статичне навантаження зверху, що створюється пуансоном, траверсою та вантажами, а також віброінерційне тангенціальне навантаження відносно вертикальної осі зі сторони бокових стінок прес-форми. Використаний у приводі вібробуджувач забезпечує незалежне керування зміною тиску робочої рідини в порожнинах В, Г - згідно з "імпульсним" законом, а у порожнинах Д, Е - згідно із "трикутним" законом, а також роздільне точне регулювання параметрів навантаження за частотою, амплітудою та переданою енергією на кожному етапі переміщень виконавчих ланок гідроциліндрів. Так, за допомогою дроселів 14, 15 і 27, 28 можна здійснювати незалежне регулювання тривалості переднього та заднього фронтів імпульсів тиску в порожнинах В, Г, а також витримки часу між двома послідовними імпульсами. За допомогою дроселя 11 у відомих межах встановлюється необхідне значення зсуву за фазою робочих переміщень поршня 5 та вала 6.

На рис. 2.18 представлена схема вібропреса зі складнопросторовим рухом вібростолу [121]. Особливістю даної конструкції є вільне встановлення вібростолу 1, що забезпечує максимальний ступінь його рухомості. Для реалізації складнопросторових рухів вібростолу основний гідроциліндр 6 та додаткові гідроциліндри 9, 14 оснащені кожен індивідуальним ГПП з вібробуджувачами 5 і 7, 8, приєднаними відповідно "на вході" та "на виході". Зі станиною вібропреса вібростіл 1 зв'язаний елементами пружного повернення 2, оснащеними шарнірами 3. Плунжер 11 гідроциліндра 6 упирається своїм сферичним торцем в башмак 12 вібростолу, з яким за допомогою шарнірів 13 з'єднані також і штоки додаткових гідроциліндрів. Сферичні опори корпусів гідроциліндрів ГПП мають можливість повертатись у розточках башмаків 15 станини. Оригінальна конструкція сферичних опор забезпечує підведення через них до порожнин гідроциліндрів робочої рідини, з надійною герметизацією рухомих з'єднань гумовими ущільнювальними кільцями 12, що притискаються до поверхонь опор тиском рідини. У штокових порожнинах гідроциліндрів 9, 14 встановлені пружини 16 пружного повернення поршнів, попередній стиск яких регулюється за допомогою кришок 17. В процесі формоутворення пуансон 18, навантажений змінними інерційними масами 19 і притискається до заготовки 20 сталевими канатами 21, зв'язаними з рухомою траверсою 22. Додаткове статичне притискання пуансона здійснюється при створенні в штокових порожнинах допоміжних гідроциліндрів 23 розрахункового тиску робочої рідини. Реалізація

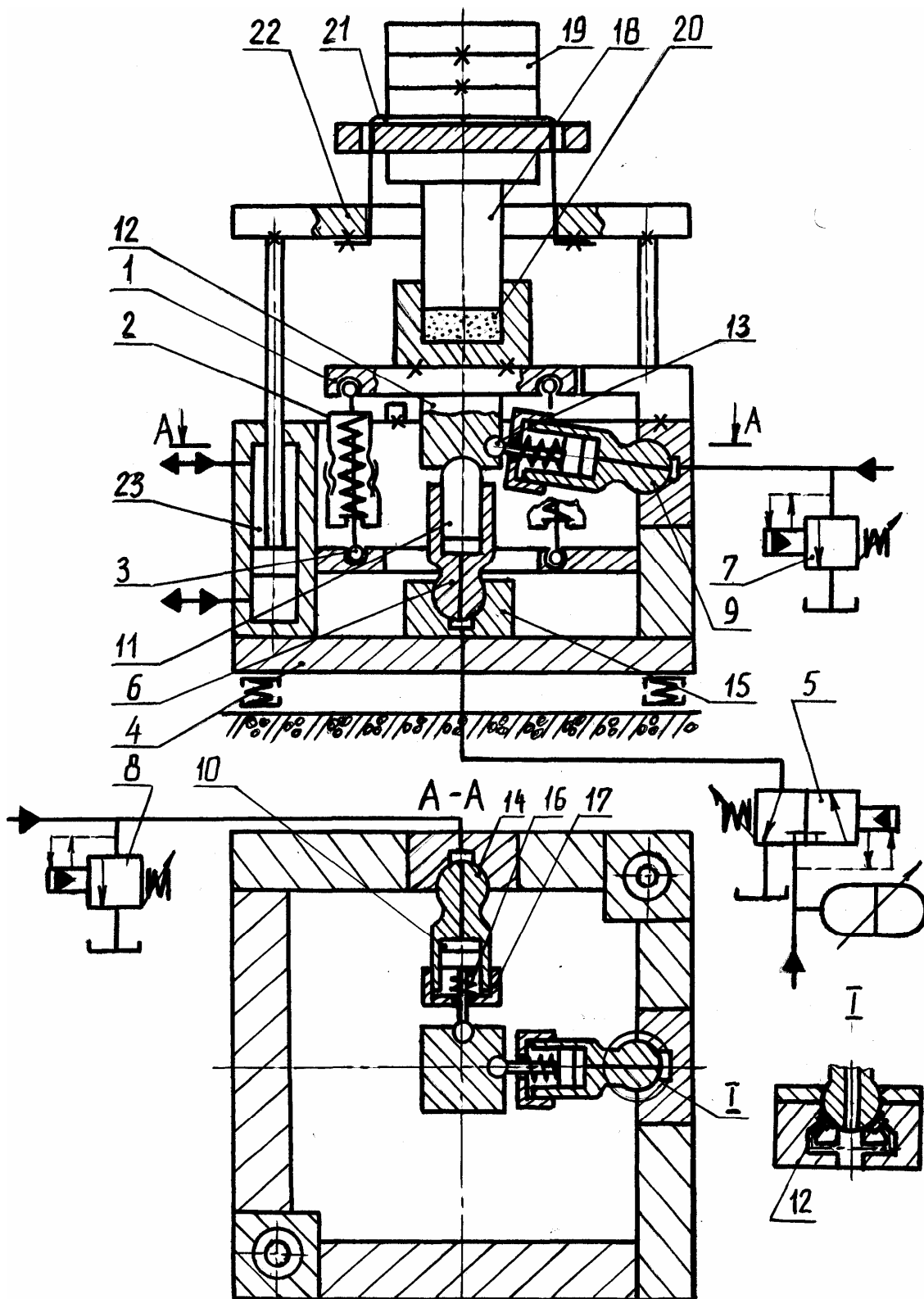


Рис. 2.18. Конструктивна схема спеціального вібропреса зі складнопросторовим рухом вібростолу

описаної схеми навантаження пуансона забезпечує його рухомість у горизонтальній площині. Використання індивідуального ГП для кожного з гідроциліндрів 6, 9, 14 дозволяє при відповідному настроюванні величин зрушень за фазою імпульсів тиску, що генеруються окремими приводами, одержувати різні варіанти форми траєкторії переміщення вібростолу 1, в тому числі і зі зворотно-поворотними рухами відносно осей довільного нахилу.

Представлені на рис. 2.1, 2.17, 2.18 спеціальні вібропреси мають максимальні технологічні можливості при здійсненні різних режимів БКВН (окремого регулювання параметрів навантаження) та забезпечення найскладніших схем вібропресування. Однак для реалізації ряду розповсюджених технологічних процесів немає потреби, наприклад, у регулюванні в широкому діапазоні режимів вібронавантаження, у зв'язку з чим, застосування двох виконавчих гідроциліндрів, з яких один оснащений механізмом перетворення закону руху, є конструктивним ускладненням, що знижує надійність обладнання. Очевидно для здійснення таких технологічних процесів будуть більш доцільними конструкції вібропресов, у яких складний рух вібростолу забезпечується одним виконавчим гідроциліндром. Прикладами останніх є вібропреси, схеми яких наведені на рис. 2.19 – 2.21.

Гідроімпульсний вібропрес із гвинтовим виконавчим гідроциліндром (див. рис. 2.19) містить станину 1 пружно встановлену на амортизаторах 2. У розточці станини 1 установлений виконавчий гідроциліндр 3, в корпусі якого по багатозахідній несамогальмівній різьбі переміщується плунжер 4, жорстко з'єднаний з вібростолом 5. Зі станиною 1 вібростіл 5 зв'язаний елементами пружного повернення 6, оснащеними шарнірами. Заготовка 7 (капсула з металевим порошком) закріплюється на вібростолі 5. Через пуансон 8, установлений на поверхню заготовки, рухома траверса 9 зі змінними інерційними вантажами 11, а також пневмоциліндри 10 забезпечують її інерційне та статичне навантаження. Пневмоциліндри 10 застосовуються також для установочних переміщень рухомої траверси 9 з пуансоном 8. Штоки 12 пневмоциліндрів жорстко з'єднані зі станиною 1 і виконують функцію напрямних колон для траверси 9. Живлення пневмоциліндрів 10 здійснюється через пневмолінії, виконані в середині штоків 12. Імпульси тиску робочої рідини від вібробуджувача ГП подаються в порожнину 13, виконану в кришці виконавчого гідроциліндра. Різьбове з'єднання плунжера 4 з корпусом гідроциліндра 3 розвантажено від впливу тиску робочої рідини за допомогою Т-подібного каналу 14. З метою пом'якшення удару наприкінці зворотного ходу плунжера 4 об кришку гідроциліндра 3, на нижньому

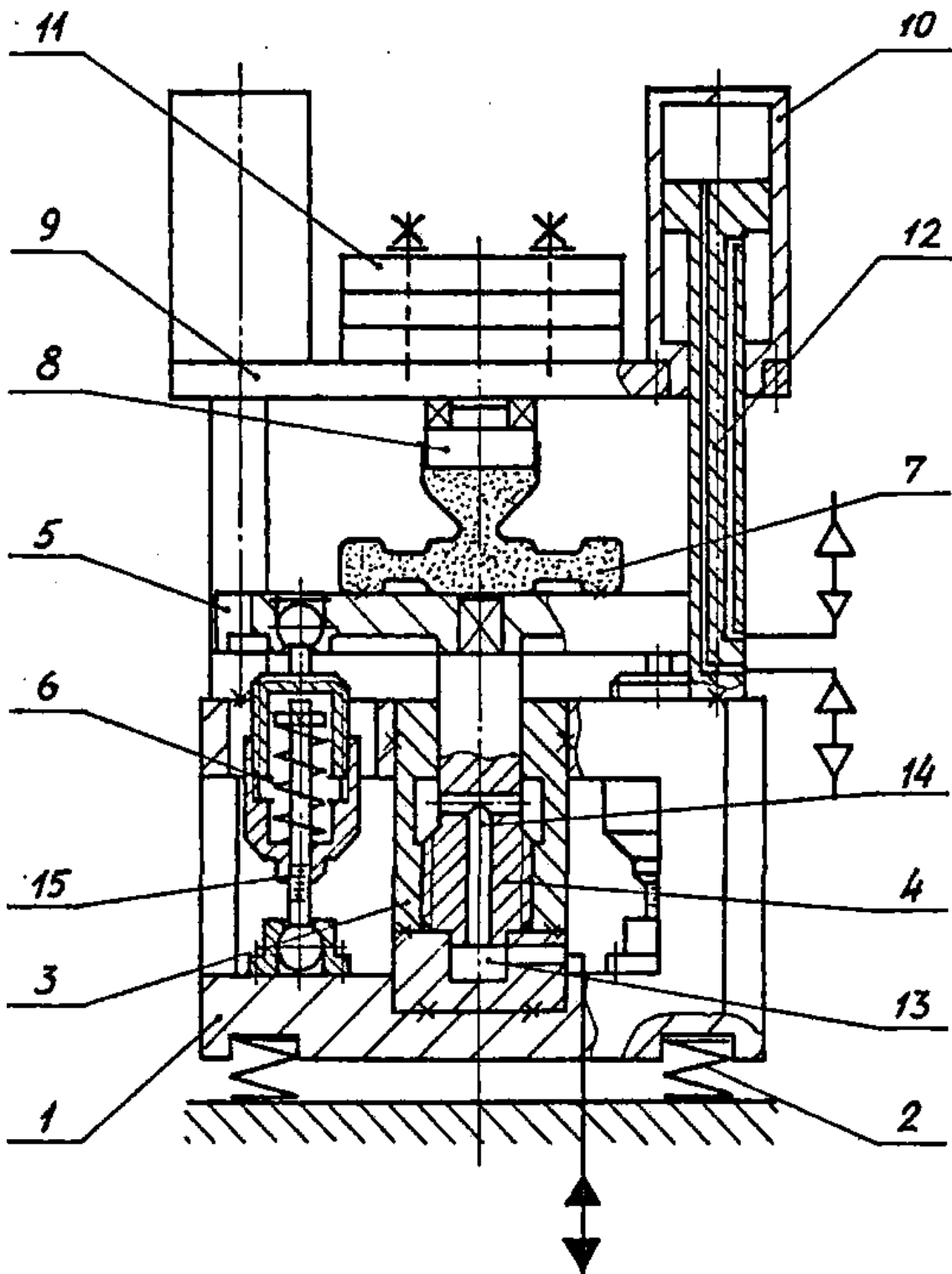


Рис. 2.19. Конструктивна схема спеціального вібропреса з гвинтовим гідроциліндром ГШ

торці плунжера 4 виконаний гальмовий виступ, що входить з розрахунковим зазором у розточку кришки гідроциліндра 8. Для полегшення настроювання заданого попереднього натягу пружних елементів, на поверхню їх нижніх тяг пропонується наносити міліметрову шкалу 15. При подачі імпульсів тиску в порожнину 13 вібростіл 5 разом із заготовкою 7 приводиться у гвинтоподібний рух. В результаті сукупного впливу імпульсів тиску, сил інерції рухомої траверси 9 (включаючи силу інерції пуансона 8, вантажів 11 і корпусів пневмоциліндрів 10), а також статичного пневматичного притискання пуансона до заготовки 7 здійснюється її формоутворення. Інтенсивність силового навантаження регулюється зміною амплітуди та частоти проходження імпульсів тиску, маси інерційних вантажів та зусилля пневматичного притискання. Слід зазначити, що напруги в різьбовому з'єднанні виконавчого гідроциліндра 3, створювані під час роботи вібропреса силою пружності елементів 6, компенсуються силою, що створюється тиском робочої рідини на площі поперечного перерізу плунжера 4. Це зменшує сили тертя на різьбових поверхнях гвинтового гідроциліндра 8.

Гідроімпульсний вібропрес із похило розташованими відносно площини вібростолу елементами пружного повернення та виконавчим гідроциліндром (рис. 2.20) у порівнянні з вібропресом, представленим на рис. 2.19 може працювати в більш широкому діапазоні режимів віброударної обробки. При відповідному виборі та настроюванні параметрів роботи віброзбудувача на даному вібропресі можна здійснювати протягом одного циклу додаткове віброударне навантаження заготовки за рахунок гвинтоподібних загасаючих вільних коливань вібростолу, що виникають в результаті його ударної взаємодії зі станиною наприкінці зворотного ходу. Вібропрес містить станину 1, установлену на амортизаторах 2. На нижньому торці корпусу 3 виконавчого гідроциліндра 5 закріплена сферична опора з гідроканалом 4 всередині для підведення робочої рідини в поршневу порожнину. Сферична опора утворює шарнірне з'єднання з башмаком 6, що виконує функцію розподільної плити. На штоку гідроциліндра 5 закріплена сферична опора, з'єднана за допомогою башмака 7 з вібростолом 8. Аналогічні за конструкцією башмаки 7 здійснюють зв'язок верхніх 9 і нижніх 10 тяг елементів пружного повернення 11 з вібростолом 8 та станиною 1. Ще один пружний елемент 12 установлений в штоковій порожнині гідроциліндра і забезпечує повернення поршня 5 у нижнє вихідне положення на етапі падіння тиску в гідросистемі. Зусилля попереднього стиску пружин 11, 12 регулюється загвинчуванням або вигвинчуванням кришок 14, 13 зі стакана 15 та корпусу 3. Пружні елементи та виконавчий гідроциліндр установлені

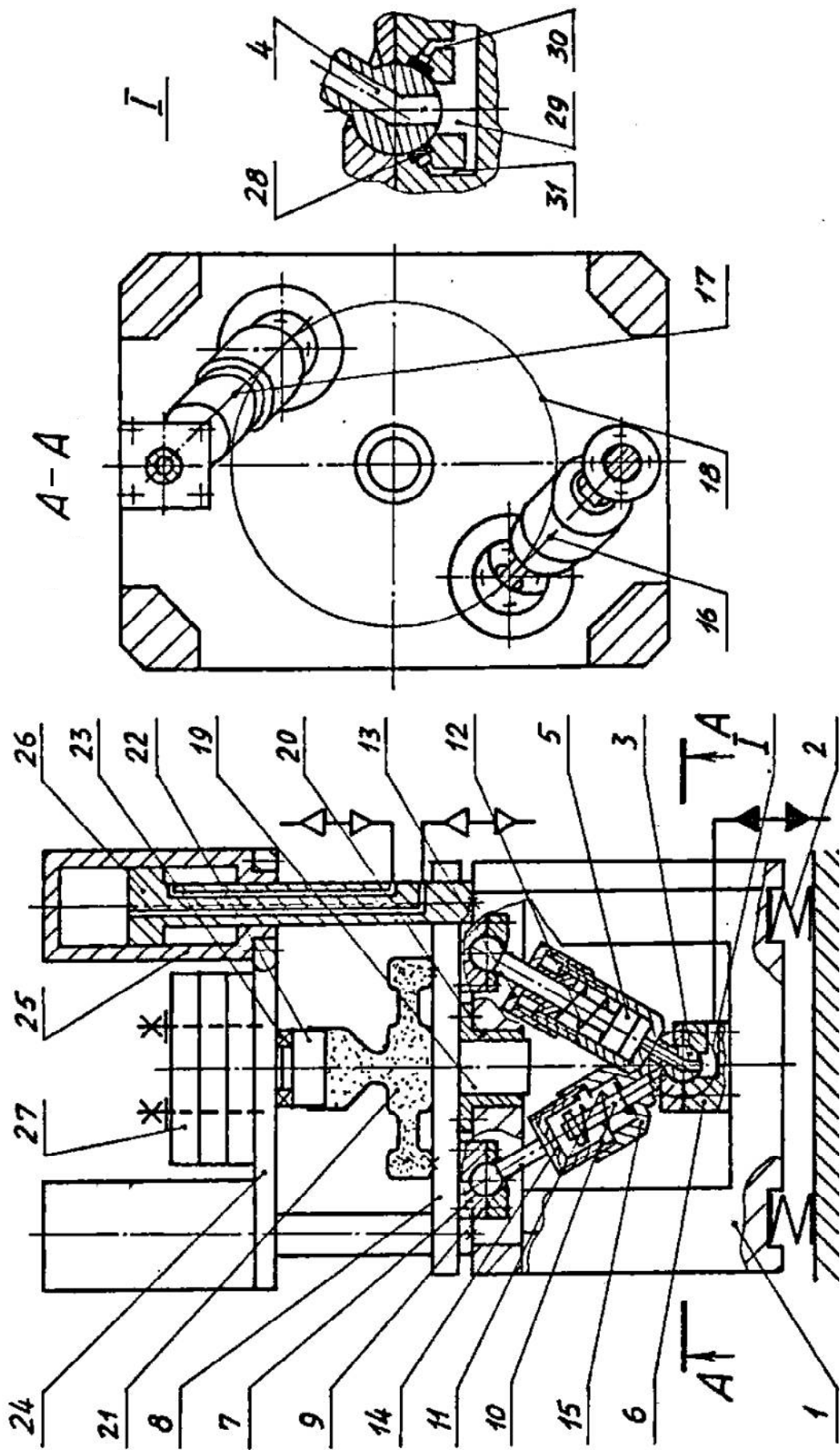


Рис. 2.20. Конструктивна схема спеціального гідроциліндра ГШ та елементами пружного повернення вібростолу

пошило відносно площини вібростолу 8 таким чином, що проекції їх осей 16 і 17 на дану площину (див. розріз А-А, рис.2.20) є дотичними до кола 18, проведеного з центра вібростолу 8 через точки закріплення на ньому шарнірів штока гідроциліндра 5 і верхніх тяг 9 пружних елементів 11. Дані точки розташовані на колі 18 діаметрально протилежно. Вісь вібростолу 8 обертається в підшипнику ковзання 20, закріпленого на станині 1. Заготовка 21 установлюється на вібростолі 8 і через пуансон 22 та упорний підшипник 23, взаємодіє з рухомою траверсою 24. Траверса 24 з установленими на ній інерційними вантажами 27 зв'язана з корпусами 25 пневмоциліндрів, штоки яких жорстко закріплені на станині 1 і є також напрямними колонами для траверси 24. Регулювання інерційного навантаження, що створюється на пуансоні 22 здійснюється зміною маси інерційних вантажів 27. Герметизація з'єднання башмака 6 зі сферичною опорою корпусу 3 виконавчого гідроциліндра (див. вид 1, рис. 2.20) забезпечується сферичним притиранням та установленням ущільнення 28, що притискається до поверхні сферичної опори тиском робочої рідини, яка підводиться з напірної порожнини 29 через гідроканали 30 і 31. Тангенціальна складова рівнодіючої сили, що створюється виконавчим гідроциліндром 5 при подачі імпульсів тиску в порожнину 29, обумовлює кутове переміщення вібростолу 8, а осьова – лінійне. Радіально-спрямована складова рівнодіючої сили компенсується реакцією осі вібростолу 8. Після припинення дії імпульсу тиску вібростіл 8 під дією сил тяжіння установленого на ньому технологічного оснащення та сил пружності стиснених елементів 11, 12 повертається у вихідне нижнє положення, при досягненні якого заготовці 21 передається ударний імпульс.

При створенні вібропреса, представленого на рис. 2.21 [186] можуть бути використані елементи та вузли існуючих промислових зразків ІВПМ, зокрема, станина з допоміжним гідроциліндром 1, рухома траверса 3 з додатковими інерційними вантажами 2 та вібростіл 8. На внутрішній циліндричній поверхні корпусу 18 гідроциліндра ГПІ вібропреса виконані сферичні лунки, в яких знаходяться кульки 15. Останні при зміщенні поршня 17 вверх або вниз перекочуються по його гвинтовій канавці 16 з несамогальмівним кроком. Поршень 17 ущільнений біля нижньої та верхньої кромки гумовими кільцями 19. Шток гідроциліндра 18 з'єднується із вібростолом 8, на якому закріплюється прес-форма 7 із заготовкою 6. Верхній ступінь пуансона 5 запресований у внутрішнє кільце радіально-упорного підшипника 4. Зовнішнє кільце підшипника з'єднується по посадці з натягом із траверсою 3. Повернення вібростолу у нижнє вихідне положення під час робочих циклів забезпечують чотири пружні

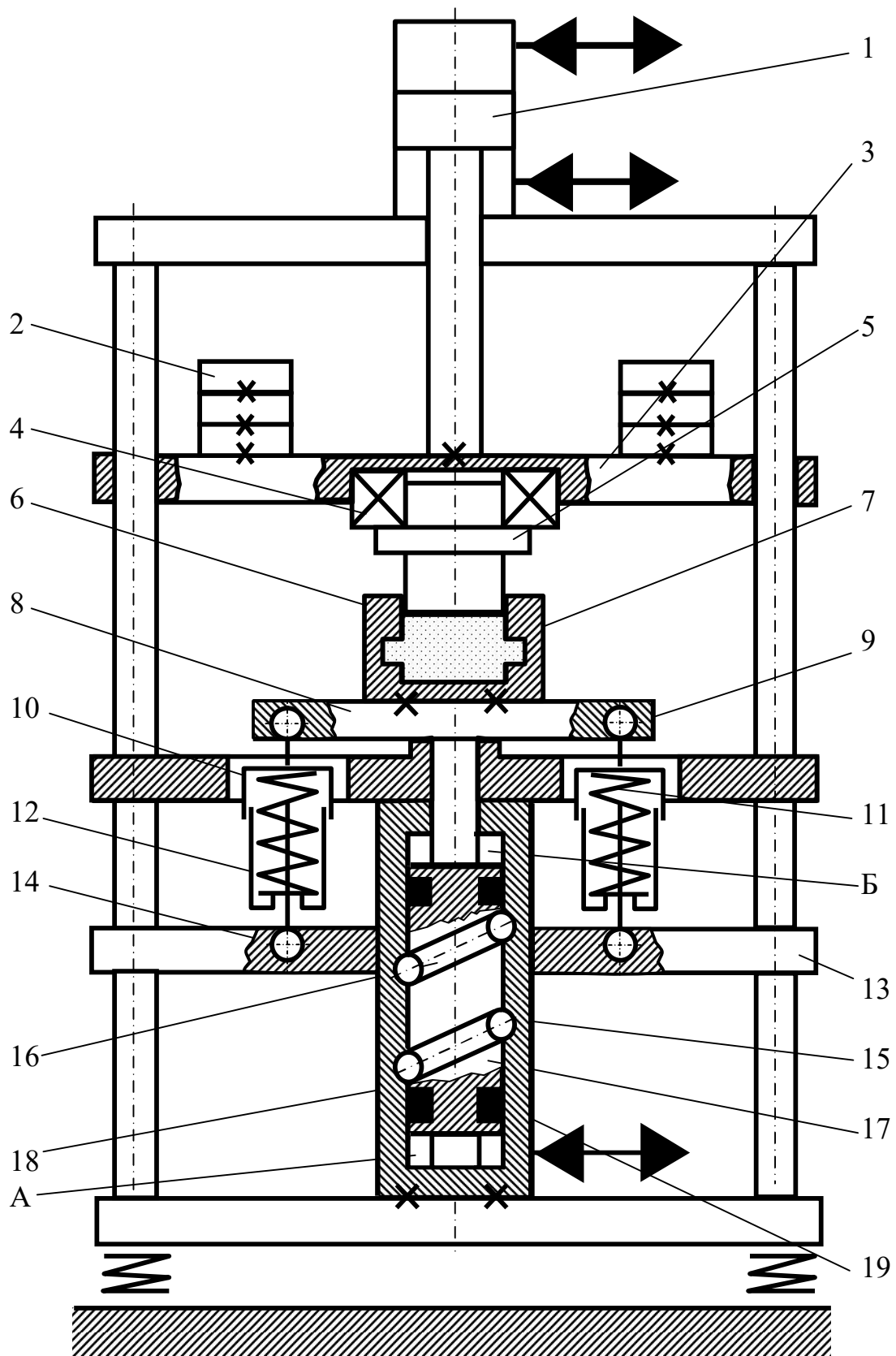


Рис. 2.21. Конструктивна схема спеціального вібропреса з гвинтовим вібростолом, оснащеним кульовими напрямними

елементи, кожен з яких містить шарніри 9, 14, кришку 10, пружину 11 і корпус 12. Величина попереднього стиску пружини 11 може регулюватись загвинчуванням або вигвинчуванням кришки 10, що утворює із корпусом 12 різьбове з'єднання. На етапі збільшення тиску у порожнині А основного гідроциліндра поршень 17 піднімається, при цьому кульки 15, перекочуючись по канавці 16, задають гвинтовий рух вверх-праворуч зв'язаних з поршнем вібростолу 8, прес-формі 7, заготовці 6 та пуансону 5. Поворот пуансона 5 відносно вертикальної осі можливий завдяки підшипнику 4. Поворот вібростолу 8 забезпечується внаслідок шарнірного з'єднання з ним та з додатковою поперечною 13 пружних елементів 12. На етапі падіння тиску в порожнині А вібростіл 8 з установленим на ньому технологічним оснащенням переміщується донизу-ліворуч у вихідне положення. Спрямований рух здійснюється під дією сил тяжіння зв'язаних із поршнем 17 рухомих частин вібропреса, а також сил пружності стиснених елементів 12. У нижній точці траєкторії вібростіл 8 вдаряється об запліччя станини. Навантаження заготовки зверху створюється пуансоном 5, траверсою 3, інерційними вантажами 2, а також гідроциліндром 1 – у випадках здійснення додаткового статичного притискання пуансона до заготовки. Реалізація даної схеми ВУП створює кращі умови для ущільнення порошкового матеріалу в середніх перерізах заготовки складної конфігурації. Порожнина А гідроциліндра 18 приєднується до насосного привода з двоходовим або триходовим віброзбуджувачем. Можливо також зробити робочою і порожнину Б. Тоді найбільш раціонально з'єднати обидві порожнини основного гідроциліндра із двокаскадним п'ятиходовим віброзбуджувачем [121].

3. Вібропреси для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ

Як зазначалось вище, спеціальні вібропреси з ГПП для БКВН разом із перевагами (максимально широкі можливості для реалізації різних схем та режимів навантаження, високі продуктивність та якість оброблених заготовок) мають і суттєві недоліки: висока вартість виготовлення та експлуатації, потреба у висококваліфікованому налагодженні, обслуговуванні та ремонті. Крім цього, спеціальне обладнання має принципові та конструктивні недосконалості.

Наприклад, недоліком одної з перших розробок вібропреса для БКВН, схема якого представлена на рис. 1.4, є збільшення (у порівнянні зі звичайним ІВПМ аналогічного типорозміру) маси основної робочої ланки - вібростолу 1, пов'язане з установленням на ньому плит 2, 3 та гідроциліндрів 8, що обумовлює додаткові втрати енергії. Значна частина енергії витрачається також на подолання сил тертя в напрямних плит. Віброзбуджувач 7 не забезпечує незалежного регулювання параметрів навантаження по кожній координаті.

До недоліків вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу (див. рис. 2.1) слід віднести складність конструкції та виготовлення, наявність в ньому деталей, що піддаються значним динамічним навантаженням (наприклад, кривошипа 5.1, шарніра 5, стержня 17). Разом з тим, як і в схемах на рис. 2.19 - 2.21, в приводі даного вібропреса не передбачена можливість окремого регулювання параметрів навантаження у лінійному та кутовому напрямках.

Ще складнішим є вібропрес, зображений на рис. 2.18. Дана машина відрізняється також високою металоємністю, наявністю великого числа точних і нетехнологічних у виготовленні деталей, складністю налагодження та настроювання.

На основі викладеного можна зробити висновок про те, що однією з актуальних задач удосконалення вібропресів для БКВН є розробка схем ГПП, що забезпечують незалежне генерування імпульсів тиску в порожнинах гідроциліндрів привода згідно із "імпульсним" або "трикутним" законом, а також регулювання параметрів навантаження – частоти, амплітуди і переданої енергії – по кожній з координат [169].

У роботі [183] розглянуті три варіанти синтезу схем ГПП вібропресів для БКВН (рис. 3.1): з індивідуальним незалежним ГПП кожного з гідроциліндрів (див. рис. 3.1а); з одним загальним насосним приводом та декількома типовими віброзбуджувачами при різних варіантах з'єднань з гідроапаратурою (див. рис. 3.1б); з одним загальним насосним приводом та спеціальним багатоходовим вібро-

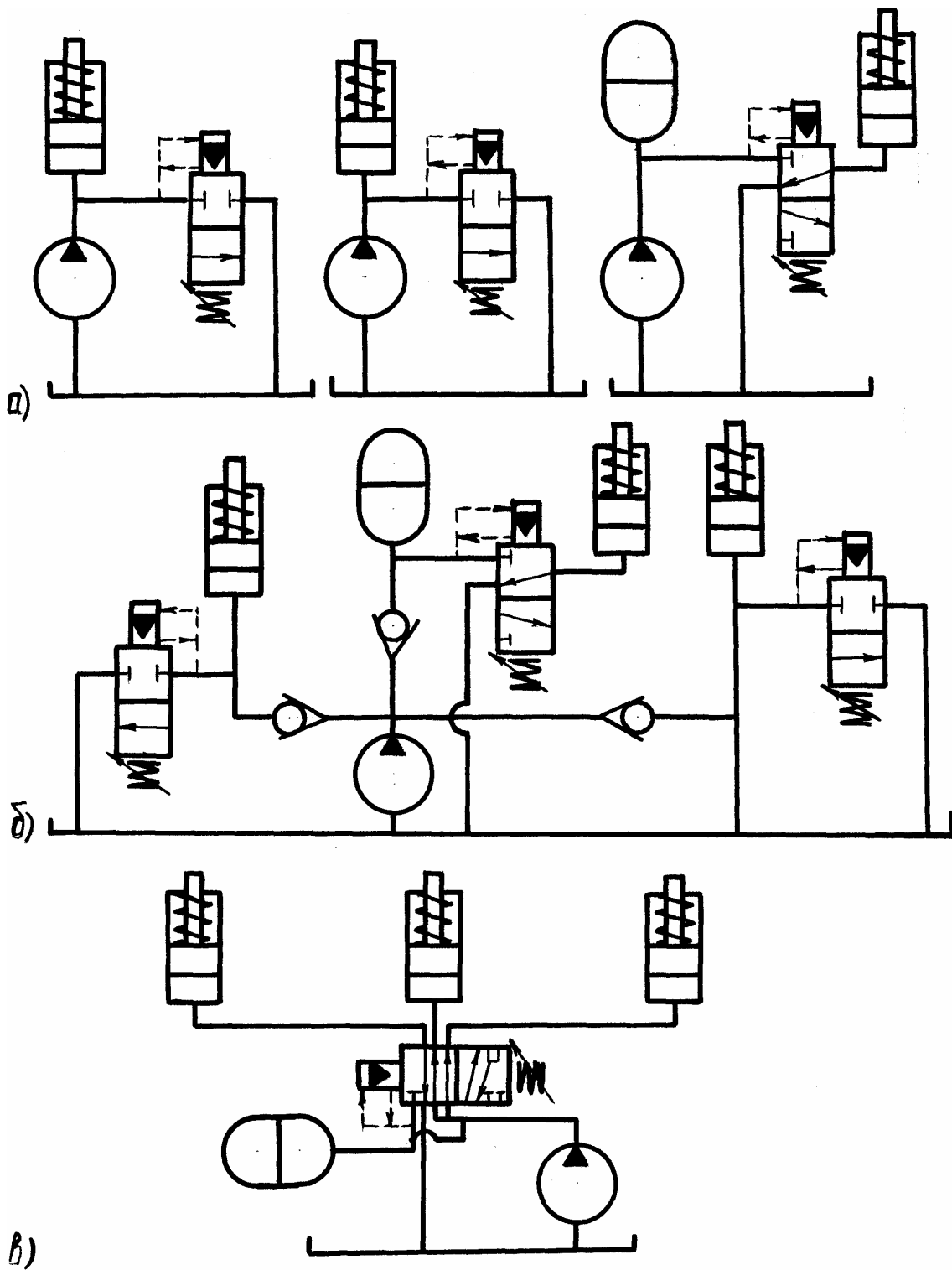


Рис. 3.1. Принципові схеми ГП вібропресів для БКВН: а) – з індивідуальним ГП кожного з гідроциліндрів; б) – із загальним насосним приводом і декількома типовими віброзбуджувачами; в) – із загальним насосним приводом і багатходовим віброзбуджувачем

збуджувачем [169] (див. рис. 3.1в).

Найширші можливості незалежного регулювання параметрів навантаження по кожній координаті при максимальній технологічній гнучкості має привод, виконаний згідно із першою схемою (див. рис. 3.1а). Недоліки подібних приводів – високі вартість та металоємність.

В другій схемі (див. рис. 3.1б) у порівнянні з першою дещо обмежені можливості незалежного регулювання параметрів навантаження. Проте застосування даного варіанту синтезу дозволяє створити більш економічне обладнання.

При реалізації схеми з багатоходовим вібровозбуджувачем (див. рис. 3.1в) ГП вібропресов для БКВН має найменші, у порівнянні з двома попередніми варіантами, сукупну вартість та металоємність, при найбільш високій енергоємності і досить широкому для вібропресового обладнання діапазоні регулювання параметрів навантаження [169]. Разом з тим, слід відзначити, що спеціальні багатоходові вібровозбуджувачі є досить складною і дорогою апаратурою і виготовлення їх, особливо в умовах немашинобудівного виробництва, не завжди можливо. Тому створення вібропресів з використанням у приводі спеціальних багатоходових вібровозбуджувачів раціонально тільки у випадку серійного випуску останніх [183]. На одиничних зразках вібропресового устаткування для БКВН доцільно встановлювати типові вібровозбуджувачі, конструкції яких добре відпрацьовані, більш економічні і прості в експлуатації [161].

Таким чином, другим основним перспективним напрямком розвитку вібропресів з ГП для БКВН (додатково до першого напрямку представленого в розд. 2 і пов'язаного зі створенням спеціального обладнання), є розробка вібропресів для БКВН на базі промислових зразків ІВПМ. Разом з тим, спроектоване обладнання повинно забезпечувати одержання якісних заготовок складнофасонних і великогабаритних виробів з непластичних порошкових матеріалів.

Як основу для розробки принципової і конструктивної схем вібропреса для БКВН пропонується використовувати схему реалізації способу БКВН [33] (див. рис. 1.2г,д). При цьому базова модель ІВПМ оснащується комплектом навісного технологічного оснащення – кількома додатковими гідроциліндрами (за числом необхідних джерел віброударних навантажень), а ГП модернізованого вібропреса виконується за однією з трьох схем: з індивідуальним приводом кожного з гідроциліндрів; з однією насосною або насосно-акумуляторною станцією і декількома типовими вібровозбуджувачами; з однією насосно-акумуляторною станцією й одним типовим триходовим вібровозбуд-

жувачем. В останній схемі гідроциліндри паралельно приєднуються до керуючої порожнини вібробуджувача [182].

3.1. Вибір та обґрунтування схем вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ

При виборі схеми реалізації способу БКВН (див. рис. 1. 2,г,д) і розробці принципової гідрокінематичної схеми вібропреса з ГПІ для БКВН на базі промислових зразків ІВПМ (рис. 3.2) використані результати проведених раніше теоретичних та експериментальних досліджень процесів ВУП і БКВН, а також ГПІ вібропресів ІВПМ [121, 169, 171, 182]. Ефективність пропонованих схем підтверджена проведеними експериментами [300].

Установлено, що найбільш ефективною та універсальною схемою ГПІ вібропреса з точки зору можливості реалізації в широких діапазонах регулювання заданих технологічних режимів віброударного пресування та БКВН, одержання заготовок виробів широкої номенклатури з максимальними щільністю та рівнощільністю при задовільній якості поверхонь, слід вважати схему з нижнім розташуванням робочої ланки – вібростолу 1 і накладеними обмеженнями на переміщення останнього: жорстким знизу – запліччя гідроциліндра 2 і пружним зверху - елементи пружного повернення 3.

Пресове зусилля на заготовці 4, що знаходиться в контейнері прес-форми 5 закритого типу, створюється пуансоном 6, рухомою траверсою 7 і змінними інерційними масами 8 при періодичних змушених коливаннях (вібраціях) вібростолу під впливом ударних (миттєвих) імпульсів зовнішніх сил, забезпечуваних періодичним підвищенням тиску робочої рідини, діючого на плунжер основного гідроциліндра 2. Крім основного навантаження, на заготовку зверху з боку пуансона може впливати додаткове статичне зусилля $P_{ст}$, що створюється допоміжним гідроциліндром 13.

Для одержання способом ВУП заготовок виробів складної конфігурації і великих габаритів з непластичних порошкових матеріалів із заданими параметрами міцності, середньої результуючої щільності, меж відносної максимальної і мінімальної нерівнощільності, без ділянок недоущільнення або перепресувань, необхідно в поперечних перерізах складнофасонних заготовок із площами, що перевищують площу перерізу пуансона або в середніх шарах великогабаритних заготовок, створити умови для додаткової рухомості частинок матеріалу за рахунок суттєвого збільшення значень напруг зсуву [181]. Останнє може бути досягнуте шляхом прикладення до прес-форми у

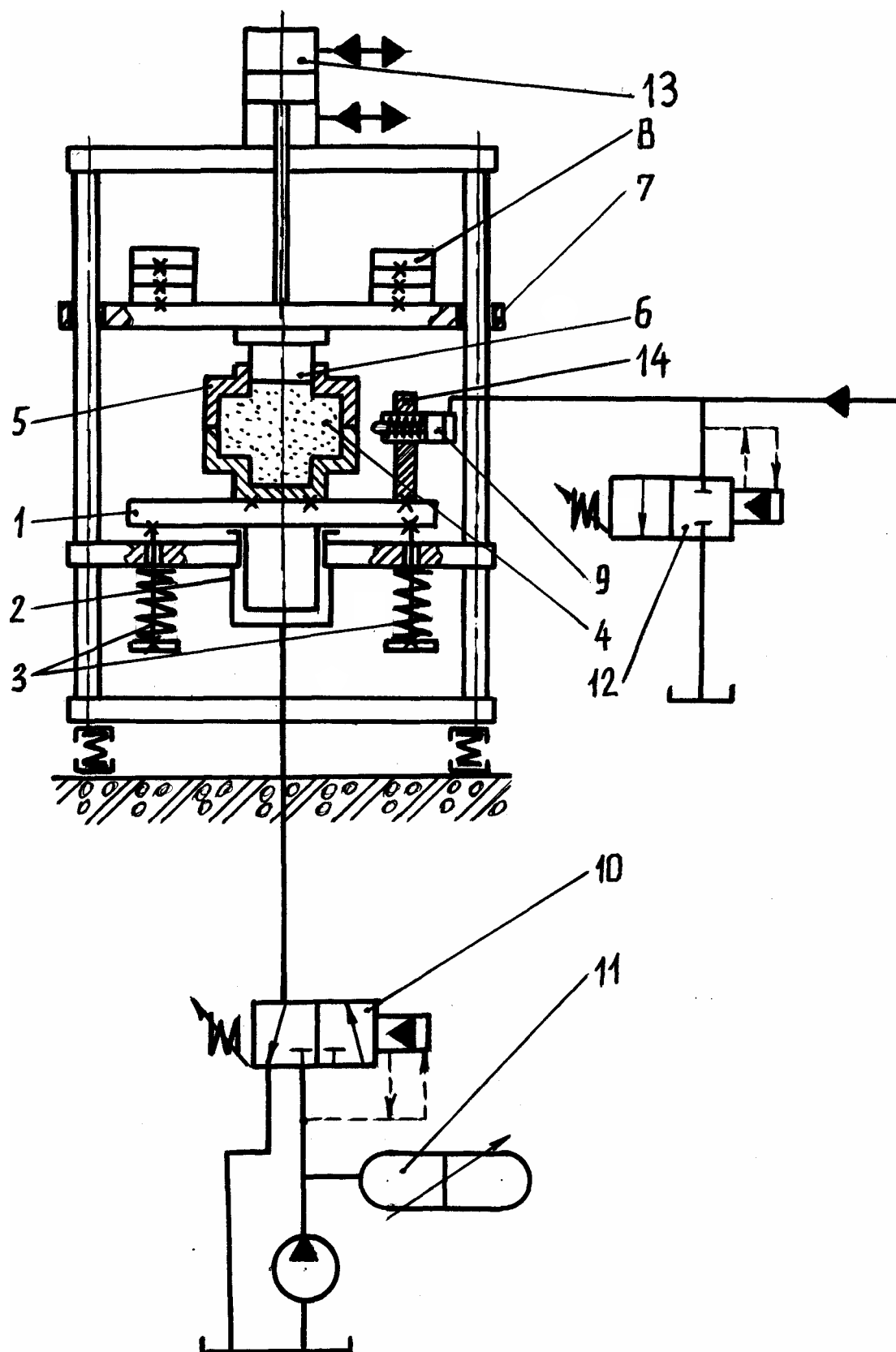


Рис. 3.2. Принципова гідрокінематична схема вібропреса з ГПІ для БКВН на основі базової моделі ІВПМ

зазначених поперечних перерізах зворотно-поступальних або зворотно-гвинтових горизонтальних або похилих коливальних впливів, порушуваних додатковими гідроциліндрами (на схемі рис. 3.2 – гідроциліндром 9).

У проведених дослідженнях з обґрунтування ефективності способу БКВН (див. розд. 1) експериментально встановлено, що для здійснення заданих ефективних режимів навантаження при формоутворенні якісних заготовок складнофасонних і великогабаритних виробів з непластичних порошкових матеріалів, зокрема для забезпечення можливості регулювання в широкому діапазоні величини осевого тиску ($p_{o.z.a}$) в матеріалі заготовки, а також значень тривалості, частоти й амплітуди імпульсів порушення вертикальних вібрацій прес-форми із заготовкою, в ГПП основного гідроциліндра 2 доцільно використовувати двокаскадний триходовий віброзбуджувач 10, підключений за схемою “на вході”, а також одноцикловий гідроакумулятор 11. Задані ж значення прискорення штока додаткового гідроциліндра 9 ($a_{ц.а}$) у момент його взаємодії з прес-формою можуть бути отримані при застосуванні в приводі додаткових вібрацій двокаскадного двоходового віброзбуджувача 12, приєднаного за схемою “на виході”.

В ГПП вібропреса для БКВН повинна бути передбачена можливість незалежного регулювання параметрів навантаження по кожній координаті. Незалежне регулювання може здійснюватись за допомогою декількох типових віброзбуджувачів (за числом виконавчих гідроциліндрів) з приводом від однієї або декількох насосних або насосно-акумуляторних станцій (див. рис. 3.1,а,б), а також при застосуванні одного спеціального багатогодового віброзбуджувача з приводом від однієї насосно-акумуляторної станції (див. рис. 3.1,в), при цьому схеми приводів з типовими віброзбуджувачами є більш раціональними.

Як уже відзначалося вище, конструкції вібропресового обладнання для БКВН доцільно розробляти на базі промислових зразків ІВПМ. У зв'язку з цим, перспективною конструктивною схемою вібропресів для БКВН слід вважати схему з навісними додатковими гідроциліндрами ГПП, жорстко закріпленими на кронштейнах 14, встановлюваних у потрібних положеннях на вібростолі або станині (в тому числі і під кутом до горизонтальної поверхні), при відсутності постійного зв'язку між прес-формою і штоками (плунжерами) гідроциліндрів. Вібропресове обладнання, виконане за подібною схемою значно простіше за конструкцією, економічне і надійне у порівнянні зі спеціальними вібропресами для БКВН (див. рис. 2.1, 2.17 – 2.21), крім цього, воно має вищі універсальність та гнучкість, а також меншу металоемність.

З урахуванням вищевикладеного, вимоги до принципової схеми вібропресів з ГПП для реалізації способу БКВН, створюваних на основі базової моделі ІВПМ, можна сформулювати таким чином:

1) Заготовка в процесі ВУП знаходиться в контейнері прес-форми закритого типу, установленому на вібростолі.

2) На заготовку зверху з боку відкритої поверхні діє інерційне навантаження, створюване масами пуансона, рухомої траверси і змінними інерційними вантажами, а також додаткове статичне навантаження, забезпечуване допоміжним гідроциліндром, при періодичних вертикальних зворотно-поступальних коливаннях вібростолу під дією прикладених знизу ударних імпульсів зовнішньої сили, що змушує, і накладених обмеженнях за переміщенням: жорсткому знизу – запліччя гідроциліндра і пружному зверху – елементи пружного повернення.

3) Крім основних вібрацій у вертикальній площині, до прес-форми із заготовкою в місцях зі складними переходами, а також у середніх за висотою перерізах прикладаються горизонтальні або похилі, зворотно-поступальні або зворотно-гвинтові вібраційні або віброударні коливальні впливи, створювані плунжерами (штоками) додаткових гідроциліндрів, при цьому на переміщення прес-форми в горизонтальних (похилих) площинах накладаються пружні і жорсткі (у разі потреби забезпечення віброударного навантаження) кінематичні обмеження.

4) В ГПП вібропреса для БКВН повинна бути передбачена можливість незалежного регулювання в широкому діапазоні параметрів навантаження по кожній координаті. Для цього кожний з гідроциліндрів має індивідуальний ГПП, використовується загальний насосно-акумуляторний привод і декілька типових віброзбуджувачів або загальний привод і один спеціальний багатходовий віброзбуджувач.

5) У приводі вертикальних вібрацій прес-форми застосовується двокаскадний триходовий віброзбуджувач, установлений за схемою “на вході”, а у приводах додаткових вібрацій – двокаскадні двоходові віброзбуджувачі, підключені за схемою “на виході”.

6) Вібропрес для БКВН доцільно виготовляти на основі базової моделі ІВПМ. При цьому останній оснащується комплектом навісного технологічного оснащення – декількома (за кількістю необхідних горизонтальних або похилих джерел віброударних навантажень) додатковими гідроциліндрами ГПП, що жорстко закріплюються на кронштейнах і встановлюються в необхідних позиціях на вібростолі або станині.

7) В приводі вібропреса повинні бути передбачені можливості простої та швидкої зміни параметрів регулювання і настроювання.

.Неодмінною вимогою є також стабільність параметрів БКВН у продовж робочого циклу формоутворення.

8) Конструкція вібропреса повинна бути простою та надійною, а його деталі та вузли – мати максимальний ступінь уніфікації і бути технологічними у виготовленні.

9) Вузли преса, що є джерелом шуму підвищеного рівня необхідно закривати звукобірними чохлами. Обов'язковими є також надійна віброізоляція станини, система дистанційного керування основними параметрами навантаження, суміщення із системами програмного керування.

10) Вібропрес повинний оснащуватись системою датчиків для діагностики його роботи і контролю параметрів БКВН.

3.2. Розробка динамічної та математичної моделей вібропреса для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ

При виготовленні вібропреса для БКВН згідно із принциповою гідрокінематичною схемою, наведеною на рис. 3.2, а також з урахуванням сформульованих у розд. 3.1 вимог до неї, конструктивні доробки базової моделі ІВПМ, а також додаткові матеріальні витрати і металоємність конструкції будуть зведені до мінімуму. При цьому задані параметри навантаження в горизонтальних або похилих площинах (значення прискорень штоків додаткових гідроциліндрів в момент їх ударної взаємодії з прес-формою) пропонується забезпечувати за рахунок підбору розрахунковим методом конструктивних параметрів додаткових гідроциліндрів, з'єднувальних гідроліній (їх геометричних розмірів та піддатливості стінок), а також пружин пружного повернення штоків (плунжерів) гідроциліндрів.

На рис. 3.3 представлена узагальнена структурна схема вібропреса для БКВН на базі промислового зразка ІВПМ з трьома джерелами імпульсного силового впливу, основою для створення якої послужила схема, що показана на рис. 3.2.

На схемі (див. рис. 3.3) позначені: l_0, l_1, \dots, l_8 – довжини гідроліній; d_0, d_1, \dots, d_8 і f_0, f_1, \dots, f_8 – їх діаметри і площі поперечного перерізу; $l_{г.а}, d_{г.а}, f_{г.а}$ і l_y, d_y, f_y – довжини, діаметри і площі поперечних перерізів акумуляторної гідролінії та гідролінії керування; S_a, V_a і S_p, V_p – площі поперечного перерізу та робочі об'єми порожнин гідроаккумулятора та розподільної; $Q_{н1}, Q_{н2}$ – подачі насосів гідроімпульсного та допоміжного приводів; $S_{пл}, S_{пор}, S_{п.в}, S_{ш.в}$ – площі поперечного перерізу плунжера основного та додаткових гідроциліндрів ГПП, ефективні площі поршня допоміжного гідроциліндра з боку поршневої та

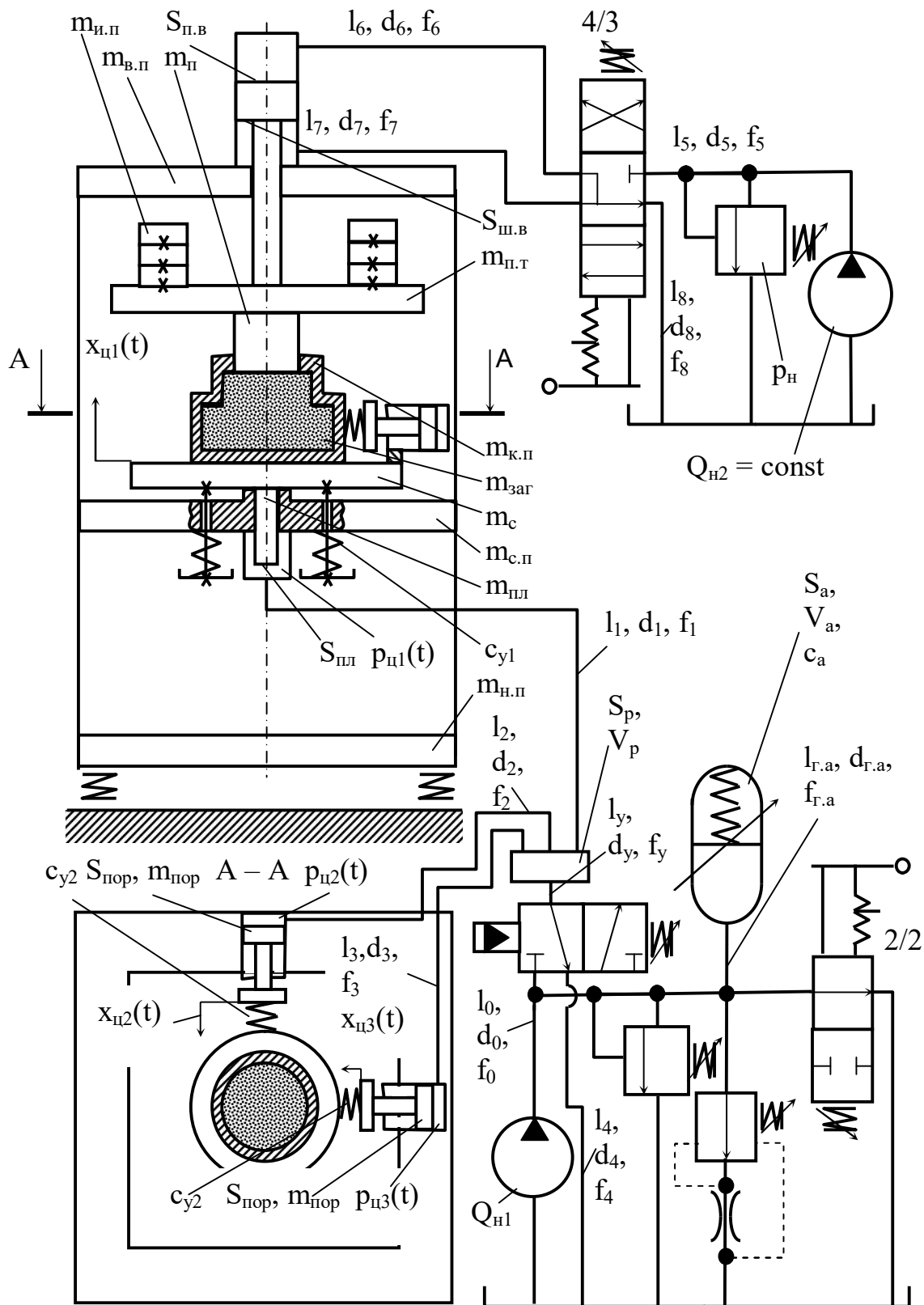


Рис. 3.3. Узагальнена структурна схема вібропреса з ГПІ для БКВН на основі базової моделі ІВПМ

штокової порожнини; $m_{к.п}$, $m_{заг}$, m_c , $m_{п.т}$, $m_{п}$, $m_{и.п}$, $m_{пл}$, $m_{пор}$ – маси прес-форми, заготовки, вібростолу, рухомої траверси, пуансона, інерційних вантажів, плунжера основного гідроциліндра, поршнів додаткових гідроциліндрів; c_{y1} , c_{y2} – жорсткості пружин повернення вібростолу та штоків додаткових гідроциліндрів; $x_{ц1}$, $x_{ц2}$, $x_{ц3}$ – переміщення вібростолу та штоків додаткових гідроциліндрів; $p_{ц1}$, $p_{ц2}$, $p_{ц3}$ – тиски в робочих порожнинах основного та додаткових гідроциліндрів.

ГПП вібропреса включає: насос з постійною подачею $Q_{н1}$, одноцикловий гідроаккумулятор з робочим об'ємом V_a , двокаскадний триходовий вібробуджувач "на вході" і три гідроциліндри: основний гідроциліндр вертикальних переміщень вібростолу m_c (площа поперечного перерізу плунжера $S_{пл}$) та два додаткових однотипових горизонтальних гідроциліндри (площа поршнів $S_{пор}$), що приєднані за паралельною схемою за допомогою гідроліній I_1 , I_2 , I_3 до вібробуджувача.

Робочий цикл ГПП складається з двох етапів. На етапі зарядки гідроаккумулятора (I етап) вібробуджувач закритий (ліва позиція за схемою), тиск рідини в об'ємі, що акумулює $V_{a.0}$ збільшується, а порожнини гідроциліндрів з'єднані зі зливом. У момент збільшення тиску до величини p_1 вібробуджувач відкривається (права позиція) і гідроаккумулятор розряджається в порожнини гідроциліндрів (II етап). Вібростіл і штоки горизонтальних гідроциліндрів здійснюють робочий хід. При падінні тиску до p_2 вібробуджувач закривається і робочі ланки під дією стиснених пружин пружного повернення з жорсткостями c_{y1} , c_{y2} повертаються у вихідні положення. Далі робочий цикл повторюється.

Наведені в роботі [171] математичні моделі ГПП ІВПМ, а також спрощені моделі спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу (див. розд. 2) являють собою системи нелінійних диференціальних рівнянь руху приведених мас рідинних та твердих елементів гідромеханічної системи відносно відповідних осей координат, а також рівнянь балансів витрат робочої рідини в основних порожнинах гідросистеми [178]. Дослідження подібних моделей вимагає застосування числових методів розв'язання та складання об'ємних комп'ютерних програм.

В даному розділі теоретично обґрунтована можливість описання математичної моделі ГПП вібропреса для БКВН на основі базової моделі ІВПМ лінійними диференціальними рівняннями руху при вільних коливаннях неконсервативної системи з числом ступенів вільності рівним числу робочих ланок вібропреса, що дозволяє істотно спростити і конкретизувати аналіз моделі. Нами також запропоновані аналітичні залежності для розрахунку параметрів БКВН та

робочих параметрів ГПП вібропреса, на основі яких може бути розроблена науково-обґрунтована методика його проектного розрахунку.

Виконання умови про те, що частота періодичного впливу віброзбуджувача на досліджувану гідромеханічну систему $n = t_k^{-1}$ менша її першої резонансної частоти, дозволяє застосувати при моделюванні "пружну зосереджену" модель, у якій рідина має в'язкість і стисливість, а основні параметри мас, пружних та деформованих елементів розглядаються приведеними.

На рис. 3.4 представлені спрощені динамічні моделі вібропреса для БКВН на основі базової моделі ІВПМ, при складанні яких були прийняті такі допущення:

- у зв'язку з тим, що маса станини ($m_{в.п} + m_{с.п} + m_{н.п}$) більш ніж на порядок перевищує масу рухомих ланок, її переміщення можна не враховувати;

- маси клапанів першого і другого каскадів віброзбуджувача малі у порівнянні з масою рухомих виконавчих ланок, тому допустимо не враховувати витрати енергії, пов'язані з їх переміщенням;

- сили сухого тертя малі в порівнянні з робочим зусиллям, внаслідок чого ними можна знехтувати.

На спрощених моделях позначені такі приведені елементи:

$m_{пр.а}$ – приведена до перерізу $f_{г.а}$ маса робочої рідини в об'ємі $V_{а.о}$, що враховує також масу поршня гідроаккумулятора; $m_{1ж.п}$, $m_{2ж.п}$, $m_{3ж.п}$ – приведені до площ $S_{пл1}$ та $S_{пор}$ маси робочої рідини в гідролініях I_1 , I_2 , I_3 ; m_I – маса вертикальної робочої ланки, що враховує маси плунжера основного гідроциліндра – $m_{пл}$, корпусів додаткових гідроциліндрів і вібростолу – m_c , прес-форми – $m_{к.п}$ та заготовки – $m_{заг}$; $m_{ппр}$ – приведена маса, що враховує маси рухомої траверси – $m_{п.т}$, інерційних вантажів – $m_{и.п}$, пуансона – $m_{п}$ та масу робочої рідини в гідросистемі допоміжного привода; $m_{пор}$ – маса поршня горизонтального гідроциліндра; c_a , $c_{заг}$, c_I – жорсткості пружини гідроаккумулятора, заготовки та вертикальної ланки; $b_{г1}$, $b_{г2}$, $b_{в.г}$, b_a , b_I , $b_{заг}$ – коефіцієнти в'язкого демпфірування в з'єднаннях гідроциліндрів основного та допоміжного приводів, гідроаккумулятора, вертикальної ланки і в заготовці; R_I , $R_{в.г}$, $R_{заг}$ – приведені сили сухого тертя в з'єднаннях вертикальної ланки, допоміжного гідроциліндра і в заготовці; λ_1 , λ_2 , λ_3 – коефіцієнти гідравлічного тертя в гідролініях I_1 , I_2 , I_3 ; $\lambda_{пр.в}$, $\lambda_{пр.а}$ – приведені коефіцієнти гідравлічного тертя в підсистемі допоміжного привода і в об'ємі $V_{а.о}$; $\zeta_{пр1}$, $\zeta_{пр2}$, $\zeta_{пр3}$, $\zeta_{пр.в}$, $\zeta_{пр.а}$ – приведені коефіцієнти місцевих втрат у гідролініях I_1 , I_2 , I_3 , допоміжному приводі і в об'ємі $V_{а.о}$; E_1 , E_2 , E_3 , $E_{пр.в}$, $E_{пр.а.о}$ – модулі пружності стінок гідроліній I_1 , I_2 , I_3 , об'ємів допоміжного привода та $V_{а.о}$; $E_{ж.у.г1}$, $E_{ж.у.г2}$, $E_{ж.у.г3}$, $E_{ж.а1}$, $E_{ж.а2}$, $E_{ж.в}$ – модулі пружності робочої рідини в гідролініях I_1 , I_2 , I_3 при

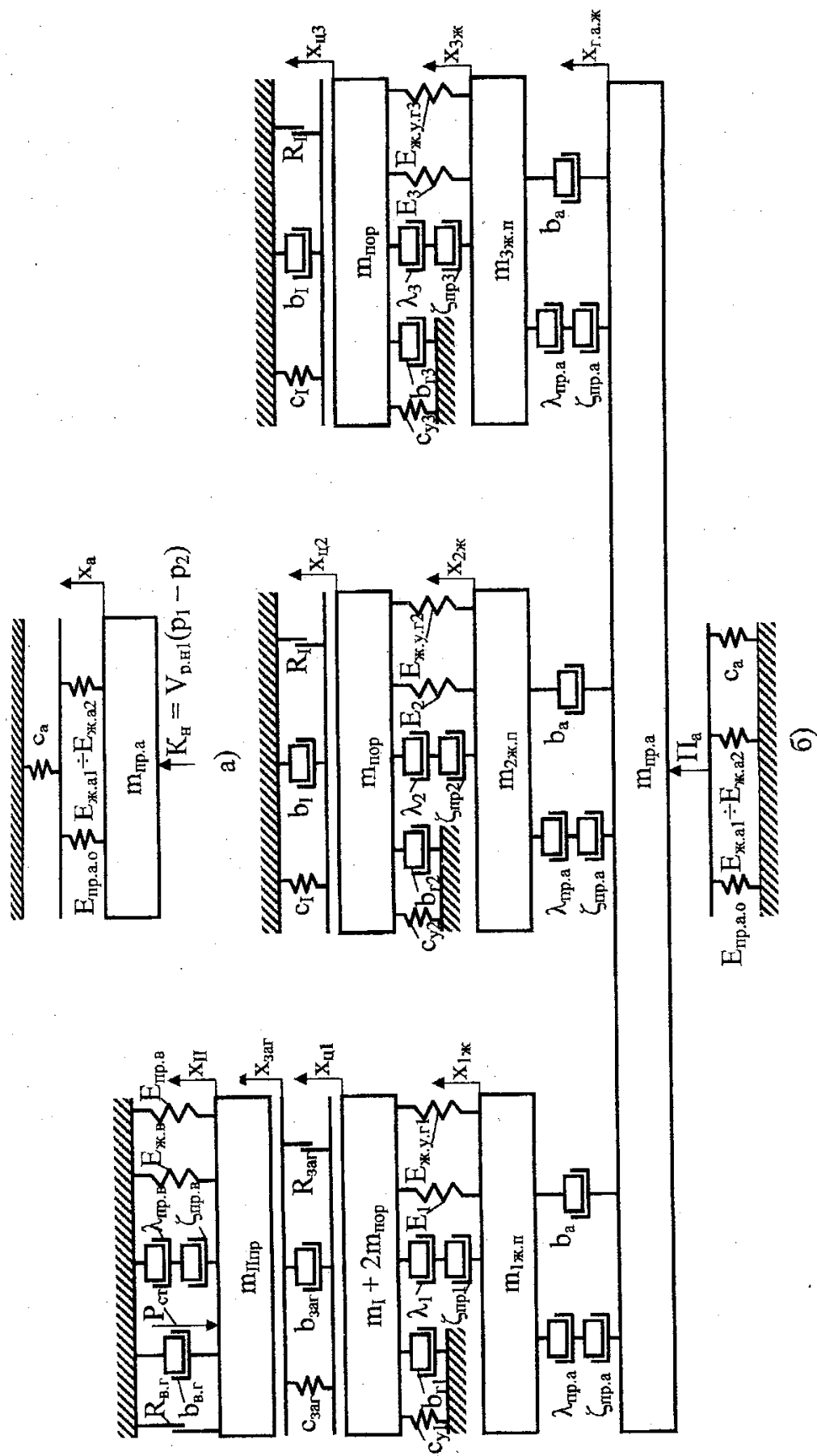


Рис. 3.4. Спрощені динамічні моделі вібропреса для БКВН на основі базової моделі ІВГМ

робочих тисках, в об'ємі $V_{a.o}$ при тисках p_1 та p_2 , в підсистемі допоміжного привода при тиску статичного притискання; $x_{1ж}$, $x_{2ж}$, $x_{3ж}$, $x_{г.а.ж}$, $x_{ц1}$, $x_{ц2}$, $x_{ц3}$, $x_{ц}$, $x_{заг}$ – поточні координати переміщення приведених мас робочої рідини в гідролініях l_1 , l_2 , l_3 , $l_{г.а}$, робочих ланок, заготовки.

На I етапі (див. рис. 3.4а) кінетична енергія робочої рідини, що надходить в об'єм $V_{a.o}$ від насоса $Q_{п1}$ переходить у роботу Π_a її стискання, деформування пружини гідроаккумулятора і стінок об'єму $V_{a.o}$

$$\Pi_a = \frac{V_{a.o}(p_1^2 - p_2^2)}{2E_{пр.а.о.}} + \frac{c_a(x_{a.max} + x_{0.a})^2}{2}, \quad (3.1)$$

де $x_{a.max}$ та $x_{0.a}$ – хід поршня та попередній стиск пружини гідроаккумулятора.

На II етапі (див. рис. 3.4б) робота Π_a переходить у кінетичну енергію $K_{ж.п}$ переміщення робочої рідини в гідросистемі та поршня гідроаккумулятора, втрати на тертя і місцеві втрати, у роботу $\Pi_{с.д}$ стискання робочої рідини та деформування стінок гідроліній l_1 , l_2 , l_3 , втрати на в'язке тертя поршня гідроаккумулятора $K_{в.т.п}$. При цьому в гідролініях l_1 , l_2 , l_3 проходять хвилі підвищених тисків $\Delta p_{уд.г1}$, $\Delta p_{уд.г2}$, $\Delta p_{уд.г3}$ [182].

Рівняння балансу енергії має вигляд

$$\Pi_a = K_{ж.п} + \Pi_{с.д} + K_{в.т.п}. \quad (3.2)$$

$K_{ж.п}$ складається з кінетичних енергій приведених мас робочої рідини в об'ємі, що акумулює, – $K_{ж.а}$, з урахуванням енергії поршня гідроаккумулятора і енергії робочої рідини у з'єднувальних гідролініях – $K_{ж.г1}$, $K_{ж.г2}$, $K_{ж.г3}$

$$K_{ж.п} = K_{ж.а} + K_{ж.г1} + K_{ж.г2} + K_{ж.г3};$$

$$K_{ж.а} = \frac{m_{пр.а} \cdot v_{г.а.ж}^2 (1 + \lambda_{пр.а} + \zeta_{пр.а})}{2}; \quad (3.3)$$

$$K_{ж.г.i} = \frac{m_{i.ж.п} \cdot v_{i.ж}^2 (1 + \lambda_i \cdot l_i / d_i + \zeta_{пр.i})}{2}, (i = 1, 2, 3),$$

де $v_{г.а.ж}$, $v_{1ж}$, $v_{2ж}$, $v_{3ж}$ – швидкості мас $m_{пр.а}$, $m_{1ж.п}$, $m_{2ж.п}$, $m_{3ж.п}$, що можуть бути виражені через швидкість робочої рідини $m_{0.ж}$ у відводах f_0 гідроліній l_1 , l_2 , l_3 , виконаних однаковими, у зв'язку з чим

приймаємо, що витрати від гідроаккумулятора Q_a поділяються на три приблизно рівних потоки: $Q_a = 3 \cdot Q_o$. Тоді

$$v_{г.а.ж} = \frac{3v_{о.ж} \cdot f_o}{f_{г.а}};$$

$$v_{i.ж} = \frac{v_{о.ж} \cdot f_o}{f_i}; (i = 1, 2, 3). \quad (3.4)$$

Втрати енергії на в'язке тертя поршня гідроаккумулятора

$$K_{в.т.п} = \frac{3b_a \cdot v_{о.ж} \cdot f_o \cdot x_{а.маx}}{S_a}. \quad (3.5)$$

Робота $\Pi_{с.д}$ визначається

$$\Pi_{с.д} = \Pi_{с.д.г1} + \Pi_{с.д.г2} + \Pi_{с.д.г3};$$

$$\Pi_{с.д.г.i} = \frac{\Delta p_{уд.г.i}^2 \cdot l_i \cdot f_i (E_{ж.с} + E_i)}{2E_{ж.с} \cdot E_i}, (i = 1, 2, 3), \quad (3.6)$$

де $E_{ж.с}$ – модуль пружності робочої рідини при зливному тиску p_c . Тиски $\Delta p_{уд.г}$ на вході з гідроліній l_1, l_2, l_3 у порожнини гідроциліндрів

$$\Delta p_{уд.г.i} = p_1 - p_c - \Sigma \Delta p_{м.i} - \Delta p_{т.i}, (i = 1, 2, 3), \quad (3.7)$$

де $\Sigma \Delta p_{м.i}, \Delta p_{т.i}$ – сумарні місцеві втрати тиску і втрати тиску на тертя в i - й гідролінії

$$\Sigma \Delta p_{м.i} = \frac{\zeta_{пр.i} \cdot v_{i.ж}^2 \rho_t}{2}, (i = 1, 2, 3); \quad (3.8)$$

$$\Sigma \Delta p_{т.i} = \frac{\lambda_i \cdot l_i \cdot v_{i.ж}^2 \rho_t}{2d_i}, (i = 1, 2, 3).$$

З рівняння (3.2) з підстановкою (3.3 – 3.6) і з рівнянь (3.7) з підстановкою (3.8) можна знайти значення $v_{о.ж}$ та $\Delta p_{уд.г1}, \Delta p_{уд.г2}, \Delta p_{уд.г3}$, за допомогою яких визначити тривалості проходження $t_{п.i}$ прямих хвиль від віброзбудувача до порожнин гідроциліндрів

$$t_{н.і} = \frac{l_i}{a_i}, (i = 1,2,3), \quad (3.9)$$

де значення швидкості a_i хвилі визначаємо за формулою Жуковського

$$a_i = \frac{\Delta p_{уд.г.і}}{\rho_t \cdot v_{і.ж}}, (i = 1,2,3). \quad (3.10)$$

При взаємодії фронтів хвиль у гідролініях l_1, l_2, l_3 із плунжером та поршнями гідроциліндрів частина кінетичної енергії рідини – $\Delta K_{ж.г1}, \Delta K_{ж.г2}, \Delta K_{ж.г3}$, роботи її стискання та деформування стінок – $\Delta П_{с.д.г1}, \Delta П_{с.д.г2}, \Delta П_{с.д.г3}$ – переходить у роботу переміщення виконавчих ланок та стискання пружин повернення, роботу сил опору деформуванню заготовки, сухого та в'язкого тертя, подолання зусилля статичного притискання, що супроводжується зменшенням тисків у гідролініях до значень $\Delta p_{уд.г11}, \Delta p_{уд.г21}, \Delta p_{уд.г31}$. Тиск на плунжер (поршень) i -го гідроциліндра зростає за час $t_{н.і}$, що дорівнює напівфазі відбитої хвилі у відповідній гідролінії (3.9 – 3.10) від зливного p_c до максимального $p_{ц.і.мах} = p_c + \Delta p_{уд.г.і1}$, в результаті чого, за час $t_{н.і}$, плунжер (поршень) одержує початкову швидкість $v_{ц.і.н}$.

Роботу сил опору заготовки, сухого та в'язкого тертя, подолання зусилля статичного притискання в рівняннях описаного перерозподілу енергії можна не враховувати якщо довести що зусилля $P_{ц1.мах}, P_{ц2.мах}, P_{ц3.мах}$, створювані на плунжері і поршнях тисками $\Delta p_{уд.г11}, \Delta p_{уд.г21}, \Delta p_{уд.г31}$ носять імпульсний характер [258], для чого підтвердити виконання нерівностей

$$a_i = \frac{t_{н.і}}{T_{ц.і}} < 0,18, (i = 1,2,3), \quad (3.11)$$

де $T_{ц.і}$ – період власних коливань приведеної маси плунжера (поршня) i -го гідроциліндра і зв'язаних з ним рухомих ланок.

Виконання умови (3.11) дозволяє розглядати переміщення виконавчих ланок ІВПМ на етапі робочого ходу як вільні коливання лінійної неконсервативної системи з числом ступенів вільності рівним числу ланок під впливом прикладених у початкові моменти часу $t_1 = t_{н1}, t_2 = t_{н2}, t_3 = t_{н3}$ миттєвих імпульсів сил $P_{ц1.мах}, P_{ц2.мах}, P_{ц3.мах}$, при цьому помилка в обчисленнях складе менше 1% [258].

Спрощені рівняння балансів енергії мають вигляд

$$\Delta K_{ж.г1} + \Delta \Pi_{с.д.г1} = \frac{(m_I + 2m_{пор} + m_{II.пр})v_{ц1н}^2}{2} + \frac{c_{y1} \cdot x_{0.y1}^2}{2};$$

$$\Delta K_{ж.г.i} + \Delta \Pi_{с.д.г.i} = \frac{m_{пор} \cdot v_{ц2i}^2}{2} + \frac{c_{y2} \cdot x_{0.y.i}^2}{2}, (i = 1, 2). \quad (3.12)$$

Відповідно до закону збереження імпульсу

$$t_{ц1}(S_{пл}\Delta p_{уд.г11} - c_{y1}x_{0.y1}) = (m_I + 2m_{пор} + m_{II.пр})v_{ц1н};$$

$$t_{ц.i}(S_{пор}\Delta p_{уд.г.i1} - c_{y2}x_{0.y.i}) = m_{пор}v_{ц.iн}, (i = 2, 3). \quad (3.13)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (3.12 – 3.13), знаходимо $\Delta p_{уд.г11}$, $\Delta p_{уд.г21}$, $\Delta p_{уд.г31}$ та $v_{ц.1н}$, $v_{ц.2н}$, $v_{ц.3н}$.

Рівняння руху приведених мас робочих ланок вібропреса

$$x''_{ц1}(m_I + 2m_{пор}) + b_{г1} \cdot x'_{ц1} + b_{заг}(x'_{ц1} - x'_{II}) +$$

$$+ c_{заг}(x_{ц1} - x_{II}) + c_{y1}(x_{0.y.1} + x_{ц1}) = P_{ц1}(t);$$

$$m_{II.пр} \cdot x''_{II} + x_{II}'^2(\lambda_{пр.в} + \zeta_{пр.в}) + b_{в.г} \cdot x'_{II} + b_{заг}(x'_{II} - x'_{ц1}) +$$

$$+ c_{заг}(x_{II} - x_{ц1}) + c_{в.пр} \cdot x_{II} + R_{в.г} \text{sign}(x'_{II}) + P_{ст} = 0; \quad (3.14)$$

$$m_{пор} \cdot x''_{ц.i} + b_{г.i} \cdot x'_{ц.i} + c_{y2}(x_{0.y.i} + x_{ц.i}) = P_{ц.i}(t), (i = 1, 2),$$

де $P_{ц1}(t)$, $P_{ц2}(t)$, $P_{ц3}(t)$ – сили впливи на плунжер і поршні гідроциліндрів у продовж одного періоду $T_{ц}$ спрацьовування привода

$$P_{ц.i}(t) = 0 \text{ при } 0 \leq t \leq t_{ц.i}, (i = 1, 2, 3);$$

$$P_{ц.i}(t) = P_{ц.i.max} - \Delta p_{уд.г.i.1} S_{п.i} \text{ при } t_{ц.i} \leq t \leq 2t_{ц.i}, (i = 1, 2, 3); \quad (3.15)$$

$$P_{ц.i}(t) = 0 \text{ при } 2t_{ц.i} \leq t \leq T_{ц}, (i = 1, 2, 3).$$

Основні параметри БКВН: осьовий тиск $p_{о.з.а}$ в поперечному перерізі $S_{заг}$ заготовки

$$P_{o.з.а} = \frac{\Delta p_{уд.г11} \cdot S_{пл} - c_{y1} x_{o,y1} + P_{ст} - (m_1 + 2m_{пор} - m_{IIпр}) \frac{v_{ц1н}}{t_{ц1}}}{S_{заг}} \quad (3.16)$$

та прискорення $a_{ц2а}$, $a_{ц3а}$ штоків додаткових гідроциліндрів у момент їх ударної взаємодії з прес-формою

$$a_{ц.i.a} = \frac{(p_{ц.i.max} + p_c) \frac{S_{пор}}{2} - c_{y2} (x_{0,y.i} + x_{ц.i.max}) - b_{г.i} \cdot v_{ц.i.к}}{m_{пор}}, \quad (i=2,3), \quad (3.17)$$

де $x_{ц.i.max}$ – хід поршня i -го гідроциліндра; $v_{ц.i.к}$ – швидкість штока безпосередньо перед взаємодією з прес-формою.

В роботі [300] розроблена комп'ютерна програма числової перевірки умов (3.11) та розрахунку робочих параметрів ГП досліджуваного вібропреса: максимальних значень ударних тисків у робочих порожнинах гідроциліндрів – $\Delta p_{уд.г11}$, $\Delta p_{уд.г21}$, $\Delta p_{уд.г31}$, максимальних тривалостей $t_{ц1}$, $t_{ц2}$, $t_{ц3}$ їх зростання, початкових швидкостей $v_{ц1н}$, $v_{ц2н}$, $v_{ц3н}$ рухомих ланок, значень імпульсів $K_{ц1}$, $K_{ц2}$, $K_{ц3}$ сил $P_{ц1}$, $P_{ц2}$, $P_{ц3}$, створюваних максимальними ударними тисками, зсувів за фазою початку робочих ходів плунжера та поршнів – $t_{з1}$, $t_{з2}$, $t_{з3}$ і запізнювань ударних взаємодій штоків додаткових гідроциліндрів з прес-формою – $t_{0.з2}$, $t_{0.з3}$, а також параметрів БКВН: $p_{o.з.а}$, $a_{ц2а}$, $a_{ц3а}$. В тій же роботі виконаний комп'ютерний розрахунок вказаних вище параметрів виходячи зі значень конструктивних параметрів ГП та технічних характеристик експериментального вібропреса – прототипу, створеного на базі вібропреса ІВПМ - 16.

За допомогою даної програми при різних величинах конструктивних параметрів і технічних характеристик досліджуваного вібропреса були визначені значення основних параметрів БКВН та побудовані розрахункові залежності [300], на основі яких зроблені такі висновки:

- параметрами, що найбільшою мірою впливають на амплітудне значення осьового тиску $p_{o.з.а}$ в матеріалі заготовки, слід вважати: тиск відкриття p_1 віброзбудувача, зусилля $P_{ст}$ статичного притискання пуансона до заготовки, величину попереднього стиску $x_{0,y1}$ пружин пружного повернення вібростолу, масу m_{II} рухомої траверси зі змінними інерційними вантажами, величину максимального ходу $x_{a.max}$

поршня гідроакумулятора і довжину l_0 напірної гідролінії (див. рис. 3.3);

- на значення прискорень $a_{ц2а}$, $a_{ц3а}$ штоків додаткових гідроциліндрів у момент їх ударної взаємодії з прес-формою істотно впливають: діаметри $d_{пор}$ поршнів гідроциліндрів, тиск відкриття p_1 віброзбуджувача, попередній стиск $x_{0,y2}$, $x_{0,y3}$ пружин пружного повернення штоків та довжина l_0 напірної гідролінії;

- значення максимальних переміщень $x_{ц2max}$, $x_{ц3max}$ штоків додаткових гідроциліндрів і довжини l_2 , l_3 сполучних гідроліній практично не впливають на $a_{ц2а}$, $a_{ц3а}$;

- необхідні значення тривалостей запізнювання взаємодії штоків додаткових гідроциліндрів з прес-формою (див. розд. 3.6) устанавлюються зміною $x_{0,y2}$, $x_{0,y3}$, $x_{ц2max}$, $x_{ц3max}$, а також вибором при проектуванні відповідних значень $d_{пор}$ та l_0 .

За результатами досліджень, виконаних на експериментальному вібропресі-прототипі для БКВН (див. розд. 3.4) [300] проведено зіставлення експериментальних, одержаних при допустимих похибках вимірювань та розрахункових графіків залежностей амплітудного значення осевого тиску $p_{o.z.a}$ в матеріалі заготовки, від тиску p_1 відкриття віброзбуджувача, попереднього стиску $x_{0,y1}$ пружин пружного повернення вібростолу, зусилля $P_{ст}$ статичного притискання пуансона до заготовки, максимального переміщення $x_{a.max}$ поршня гідроакумулятора і маси $m_{ц}$ рухомої траверси з інерційними вантажами.

3.3. Дослідження динаміки віброзбуджувача гідроімпульсного привода вібропреса для багатокомпонентного віброударного навантаження

У розд. 3.1 була обґрунтована висока ефективність схеми ГПП вібропресового обладнання для БКВН з багатоходовим віброзбуджувачем (див. рис. 3.1в). На рис. 3.5 представлена конструктивна схема двокаскадного восьмиходового генератора імпульсів тиску [260] (віброзбуджувача), що здійснює одночасне керування робочими циклами зміни тисків у порожнинах чотирьох гідроциліндрів: двох, з'єднаних з каналами 1, 2 згідно з "трикутним", а двох інших, з'єднаних з каналами 3, 4 згідно з "імпульсним" законом. Конструкція містить два основні золотники 5, 6 другого каскаду, порожнини підведення 7, 8 та відведення 9, 10, що з'єднані за паралельною схемою з напірною 11 та зливною 12 гідролініями. Акумуляторні порожнини 13, 14 сполучені з одноцикловими гідроакумуляторами 15, 16. Спрацьовуванням золотників 5, 6 керують два клапани-пілоти 17, 18 першого каскаду. Напірні порожнини 19, 20 клапанів-пілотів з'єднані через регулю-

ваний дросель 21 та зворотний клапан 22. Керуючі порожнини 23 та 25, 24 і 26 клапанів першого та другого каскадів сполучаються через модулі тонкого настроювання, що включають регульовані дроселі 27, 28 голчастого типу і зворотні клапани 29, 30. У зливних каналах 31, 32 клапанів-пілотів установлені регульовані дроселі 33, 34. На початку циклу спрацьовування віброзбуджувача канали 1, 2 через порожнини підведення 7, 8 з'єднані з напірною гідролінією 11, при цьому тиск у порожнинах гідроциліндрів, що працюють згідно з “трикутним” законом, збільшується. Канали 3, 4 і порожнини 9, 10 з'єднані зі зливом, у зв'язку з чим тиск у порожнинах гідроциліндрів, працюючих за “імпульсним” законом, падає. Одночасно робоча рідина по напірній гідролінії надходить в акумуляторні порожнини 13, 14. Одноциклові гідроакумулятори 15, 16 заряджаються. Тиск у напірних порожнинах 19, 20 збільшується і при досягненні величини p_1 , що настроюється, клапани-пілоти 17, 18 відкриваються, клапан 18 – із затримкою (зрушенням за фазою), регульованою дроселем 21. Робоча рідина під тиском надходить у керуючі порожнини 23, 24 першого каскаду і далі через дроселі 27, 28 – у керуючі порожнини 25, 26 другого каскаду. Золотники 5 і 6 відкриваються. Величина затримки їх спрацьовування встановлюється зміною прохідних перерізів дроселів 27, 28. Канали 1, 2 від'єднуються від напірної гідролінії і з'єднуються зі зливом. Канали 3, 4 від'єднуються від порожнин відведення 9, 10 і сполучаються з акумуляторними порожнинами 13, 14. Гідроакумулятори розряджаються в робочі порожнини гідроциліндрів, що працюють згідно з “імпульсним” законом. Тиск у порожнинах 19, 20 падає. Клапани-пілоти під дією пружин притискаються до сідел, з'єднуючи керуючі порожнини 23, 24, 25, 26 зі зливними каналами 31, 32. Пружини золотників 5, 6 повертають їх у вихідні положення. Злив з порожнин 25, 26 здійснюється через зворотні клапани 29, 30. Зміною величини попереднього стиску пружин пружного повернення золотників 5, 6, а також прохідних перерізів дроселів 27, 28, 33, 34 можна в широкому діапазоні регулювати швидкості відкриття та закриття клапанів другого каскаду і разом з ними – тривалості переднього та заднього фронтів імпульсів тисків у порожнинах виконавчих гідроциліндрів.

У проведених раніше теоретичних дослідженнях двокаскадного дво- та триходового віброзбуджувача із золотниковими запірними елементами [161, 259] його математична модель була представлена у вигляді системи диференціальних рівнянь руху клапанів першого та другого каскадів, а також балансу витрат робочої рідини в напірних та зливних гідролініях. Такий підхід є досить складним, вимагає лінеаризації основних нелінійних складових рівнянь системи, розв'язання якої здійснюється на комп'ютері методами числового інтегрування.

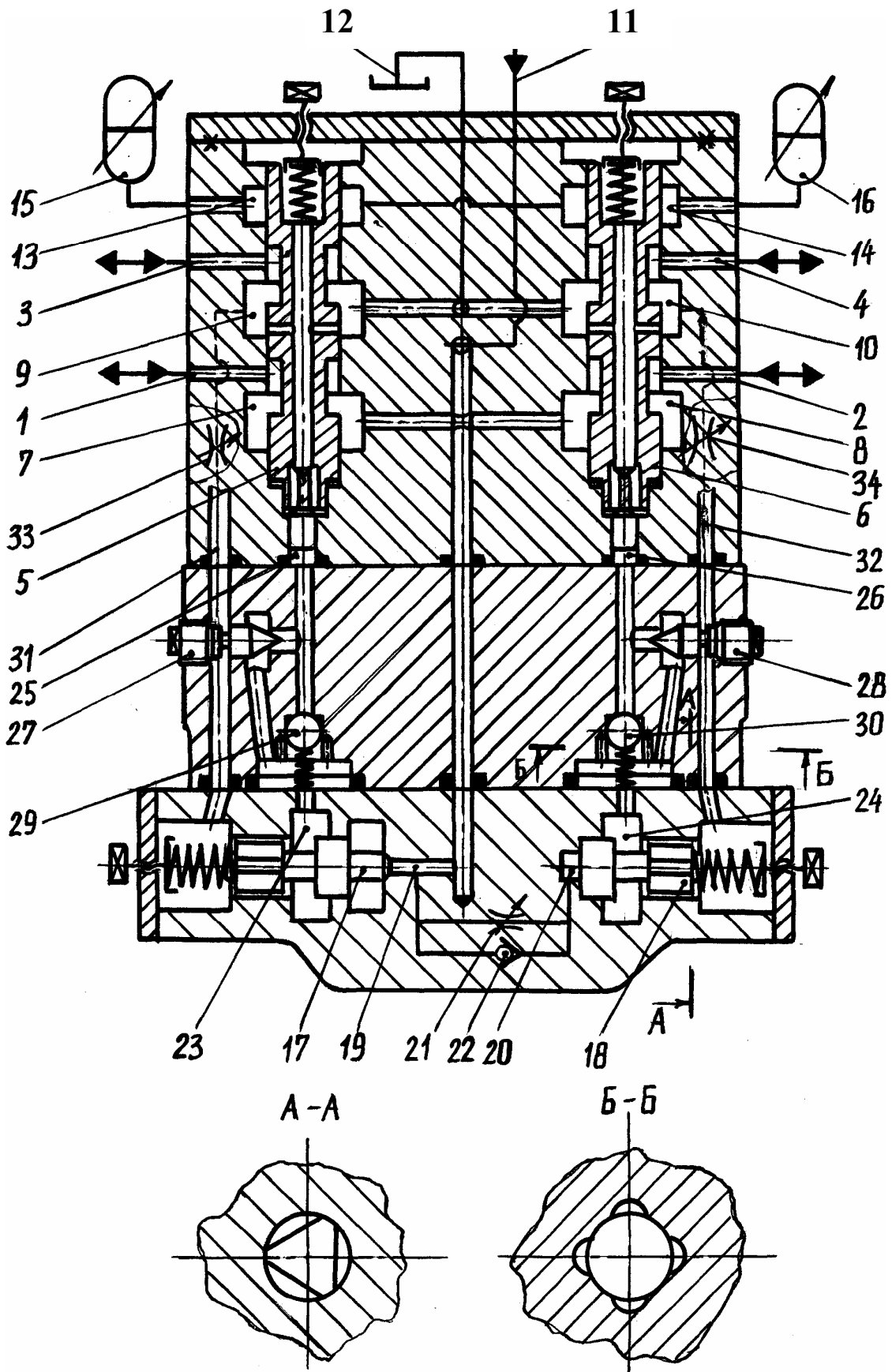


Рис. 3.5. Конструктивна схема восьмиходового генератора імпульсів тиску (вібробуджувача)

У роботі [228] запропонований метод дослідження, що оснований на аналізі динаміки тільки основного запірною елемента другого каскаду з урахуванням балансу витрат робочої рідини, причому таке спрощення цілком обґрунтовується доведеною експериментально релейністю спрацьовування клапана першого каскаду. Розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь здійснюється, як і при реалізації першого згаданого методу, числовими наближеними методами.

У монографії пропонується ще один підхід [180], застосування якого дозволяє представити математичну модель робочого циклу спрацьовування запірною елемента вібробуджувача у вигляді диференціального рівняння руху лінійної неконсервативної одномасової системи, що здійснює вільні коливання під дією імпульсу зовнішніх сил.

Для обґрунтування правильності такого підходу необхідно довести, що зусилля, створюване на запірному елементі вібробуджувача тиском робочої рідини в момент його спрацьовування є досить короткочасним – імпульсним – і відношення його тривалості τ_0 до періоду T власних коливань приведеної маси запірною елемента вібробуджувача менше 0,18 [258]

$$\alpha = \tau_0/T < 0,18. \quad (3.18)$$

В якості прикладу розглянемо робочий цикл спрацьовування кулькового однокаскадного вібробуджувача (рис. 3.6), параметри конструктивних елементів якого мають такі числові значення:

- діаметри первинної $S_{п1}$ і вторинної $S_{п2}$ площ підйому, відповідно $d = 10 \cdot 10^{-3}$ м і $D = 16 \cdot 10^{-3}$ м;
- величина осьового перекриття $h_0 = 2 \cdot 10^{-3}$ м;
- висота підкулькової порожнини $l_1 = 10 \cdot 10^{-3}$ м;
- попередній стиск і жорсткість пружини пружного повернення кулькового запірною елемента $x_{0к} = 25,6 \cdot 10^{-3}$ м і $c_k = 61,4 \cdot 10^3$ Н/м;
- маса кулькового запірною елемента $m_k = 0,017$ кг;
- подача насоса $Q_n = 1,1 \cdot 10^{-3}$ м³/хв;
- об'єм і діаметр робочої порожнини одноциклового гідроаккумулятора $W_a = 4 \cdot 10^{-3}$ м³ і $D_a = 0,14$ м;
- довжина і діаметр напірної гідролінії $l_0 = 0,5$ м і $D_0 = 12 \cdot 10^{-3}$ м.

Цикл зміни тиску в підкульковий порожнині вібробуджувача (рис. 3.7) можна умовно поділити на три етапи:

I етап – зростання тиску від деякої мінімальної величини до тиску спрацьовування запірною елемента вібробуджувача p_1 , що настроюється;

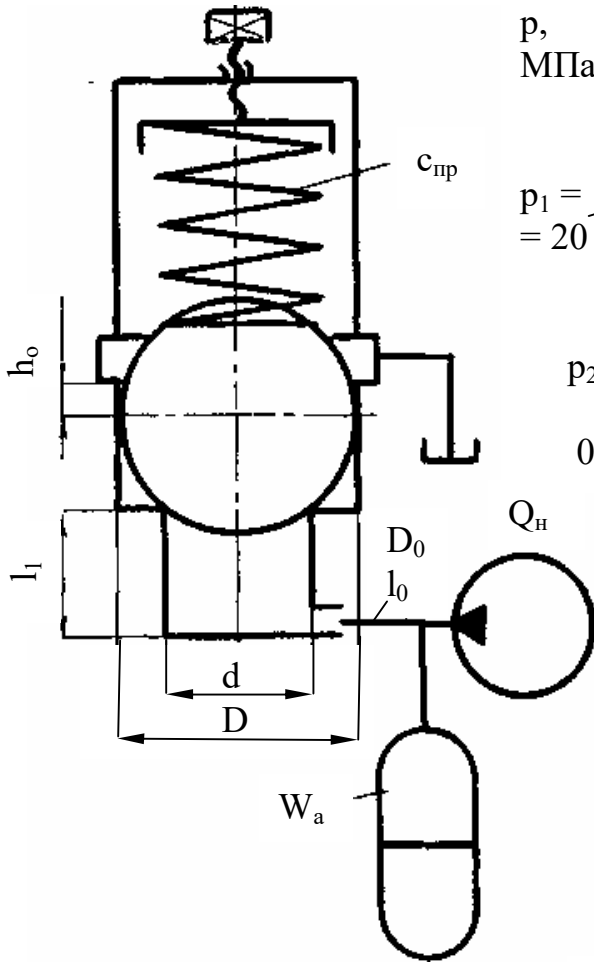


Рис. 3.6. Розрахункова схема кульового однокаскадного вібробудувача

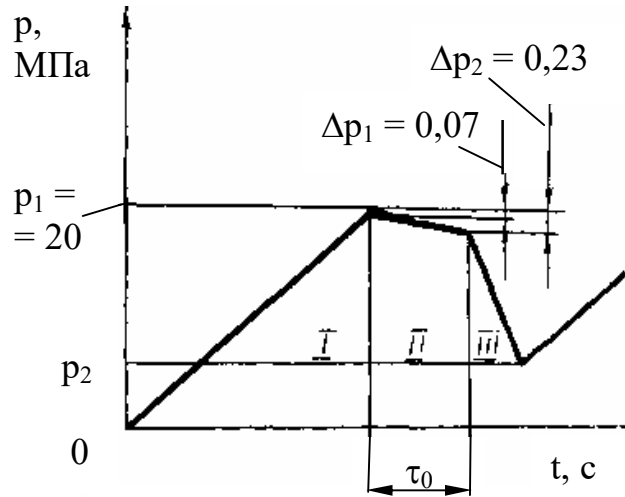


Рис. 3.7. Циклограма зміни тиску в підкульовій порожнині вібробудувача

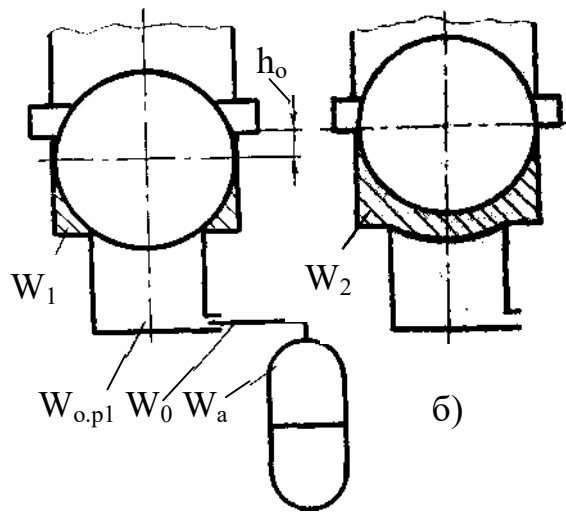


Рис. 3.8. Розрахункові схеми для визначення зростання стисливого об'єму гідросистеми вібробудувача: а) – у момент порушення герметичності посадки запірною елемента на сідло; б) – при проходженні перекриття h_0

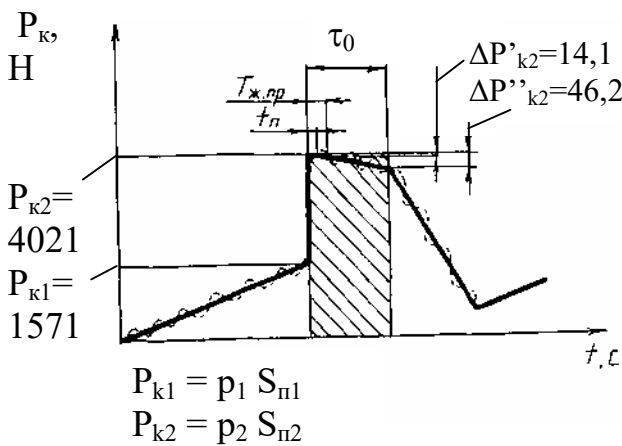


Рис. 3.9. Циклограма зміни зусилля на кульовому запірному елементі вібробудувача

II етап – зміна тиску від моменту порушення герметичності посадки кулькового запірнього елемента на сідло та під час проходження ним осьового перекриття h_0 ;

III етап – з'єднання підкулькової порожнини зі зливною і зменшення тиску в гідросистемі до величини p_2 .

Тиск p_1 можна визначити з умови

$$p_1 = c_k x_{0k} / S_{п1}. \quad (3.19)$$

Для розглянутого прикладу $p_1 = 20$ МПа. Перехідний процес на II етапі робочого циклу характеризується зменшенням тиску в підкульковій порожнині, обумовленим прирощенням первинного стисненого об'єму гідросистеми (рис. 3.8).

Тиск на II етапі визначаємо для двох положень запірнього елемента: в момент початку прирощення підкулькового об'єму віброзбуджувача (див. рис. 3.8а), при порушенні герметичності посадки запірнього елемента на сідло (відповідний об'єм робочої рідини, що знаходиться в даний момент у підкульковій порожнині діаметра d позначений як ΔW_1); в момент завершення прирощення підкулькового об'єму і з'єднання його зі зливом (в даний момент запірний елемент зміщений відносно свого вихідного положення на величину осьового перекриття h_0 , а об'єм підкулькової порожнини діаметра D складає ΔW_2 , див. рис. 3.8б).

Для розрахунків використовуємо відому залежність [59]

$$\Delta p = \Delta W / \beta W_n, \quad (3.20)$$

де β – коефіцієнт об'ємного стиску: для турбінних масел при температурі $t = 20$ °С і тиску в гідросистемі $p = 0 - 20$ МПа $\beta = 6 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ [59]. Тоді, при $W_n = 4,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ маємо $\Delta W_1 = 1,8 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ і $\Delta W_2 = 5,85 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$.

Відповідні зменшення величини тиску складуть $\Delta p_1 = 0,07$ МПа та $\Delta p_2 = 0,23$ МПа.

На основі наведених даних побудована циклограма зміни зусилля на запірньому елементі з урахуванням первинної $S_{п1}$ та вторинної $S_{п2}$ площ підйому (рис. 3.9).

Тривалість силового впливу на кульковий запірний елемент із моменту зрушення до завершення проходження ним осьового перекриття x_n (час відкриття)

$$\tau_0 = h_0 / v_{cp}, \quad (3.21)$$

де v_{cp} – середня швидкість руху запірнього елемента, визначається сумарною подачею насоса Q_n і одноциклового гідроаккумулятора $Q_{a,cp}$

$$v_{cp} = (Q_n + Q_{a,cp}) / S_{n2}. \quad (3.22)$$

Для граничного випадку, коли подача гідроаккумулятора $Q_{a,cp} = 0$ і швидкість $v_{cp} = v_{cp \min}$ визначається тільки подачею насоса ($Q_n = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$)

$$\tau_0 = h_0 S_{n2} / Q_n = 3,66 \cdot 10^{-4} \text{ с.}$$

Період власних коливань маси m_k кулькового запірнього елемента вібробуджувача

$$T = 2\pi(m_k / c_{np})^{1/2}, \quad (3.23)$$

де c_{np} – приведена твердість гідромеханічної пружної системи. Оскільки, жорсткість пружини пружного повернення c_k , принаймні, на порядок менша приведеної жорсткості робочої рідини $c_{p,np}$ у стисненому об'ємі W_n ($c_{p,np} \gg c_k$), то $c_{np} = c_{p,np} c_k / (c_{p,np} + c_k) = c_k / (c_{p,np}/c_{p,np} + c_k/c_{p,np}) \approx c_k$.

Для прикладу, що розглядається $T = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, а відношення тривалості силового впливу τ_0 до періоду T складає $\tau_0/T = 0,11 < 0,18$. Умова (3.18) виконується, що дозволяє розглядати робочий цикл переміщення кулькового запірнього елемента вібробуджувача як вільні коливання лінійної неконсервативної системи з одним ступенем вільності (рис. 3.10) під дією прикладеного в початковий момент часу $t = 0$ прямокутного імпульсу сили з амплітудним значенням P_{k2} (див. рис.3.9). При цьому помилка в обчисленнях складе менш ніж 5% [258].

Очевидно, що при недостатній подачі насоса Q_n потрібні для забезпечення імпульсного характеру спрацьовування запірнього елемента сумарні витрати $Q_{\Sigma} = Q_n + Q_{a,cp}$ можуть бути збільшеними за рахунок подачі гідроаккумулятора $Q_{a,cp}$ без збільшення Q_n .

Аналіз циклограми (див. рис. 3.9) дозволяє зробити припущення, що тривалість зрушення (підхоплення запірнього елемента вібробуджувача t_n по вторинній площі S_{n2} у момент з'єднання осьових розточок діаметрами d і D) можна визначити як час, протягом якого гідросистема встигла повністю відреагувати на збільшення об'єму ΔW_1 , а максимальний час реакції гідросистеми дорівнює напівперіоду власних коливань маси робочої рідини m_p в об'ємі W_n із приведеною до площі S_{n1} запірнього елемента жорсткістю $c_{p,np}$

$$t_n = T_{p,np} / 2 = \pi(m_p / c_{p,np}), \quad (3.24)$$

де $m_p = \rho W_n = 3,82$ кг, а $c_{p,пр} = 1/(1/c_{p,a} + 1/c_{p0} + 1/c_{p,o,p})$ – приведена жорсткість гідросистеми при послідовному з'єднанні ємностей з робочою рідиною [59]. У загальному випадку жорсткість робочої рідини в об'ємі W із площею живого перерізу S складає $c_p = S/W\beta$ [59].

Для розглядуваного прикладу $t_n = 8,02 \cdot 10^{-7}$ с.

На циклограмі (рис. 3.9) пунктиром умовно показаний характер зміни зусилля на кульковому запірному елементі віброзбуджувача з урахуванням власних коливань рідини.

На графіку (рис. 3.11) показана характеристика закону руху запірного елемента віброзбуджувача з урахуванням накладених обмежень за переміщенням (сідло осьової розточки та попередній стиск пружини пружного повернення x_{0k}) при періодичному імпульсному силовому впливі. Пунктирною лінією показана характеристика вільних загасаючих коливань маси $m_{пр}$ при відсутності повторного імпульсного силового впливу й обмеження за переміщенням запірного елемента віброзбуджувача.

Переміщення запірного елемента при вільних коливаннях лінійної системи з одним ступенем вільності з урахуванням в'язкого тертя описується відомим виразом [65]

$$x_{пр} = e^{-nt}(C_1 \cos q_1 t + C_2 \sin q_1 t), \quad (3.25)$$

де $q_1 = (q^2 - n^2)^{1/2}$; $n = b/2m_{пр}$; $q^2 = c_k/m_{пр}$; $C_1 = x_{пр,0}$ і $C_2 = (x_{пр,0}' + nx_{пр,0})/q_1$ – постійні інтегрування, що визначаються початковими умовами; b – коефіцієнт в'язкого тертя; $x_{пр,0}$ і $x_{пр,0}'$ відповідно переміщення і швидкість у початковий момент часу $t = 0$.

Для відомих початкових умов $x_{пр,0} = x_{0k}$ і $x_{пр,0}' = v_{ср}$ переміщення запірного елемента можна визначити як

$$x_{пр} = e^{-nt}[x_{пр,0} \cos q_1 t + (x_{пр,0}' + nx_{пр,0}) q_1^{-1} \sin q_1 t] - x_{0k}. \quad (3.26)$$

Тривалість переміщення запірного елемента віброзбуджувача t_k у крайнє верхнє положення (повне відкриття) забезпечується при максимальному значенні амплітуди A .

Для надійного з'єднання підкулькової порожнини зі зливом у крайньому верхньому положенні запірного елемента повинна виконуватись умова, що накладає визначені обмеження на вибір конструктивних параметрів віброзбуджувача

$$A \Rightarrow h_0 + \Delta_{min}, \quad (3.27)$$

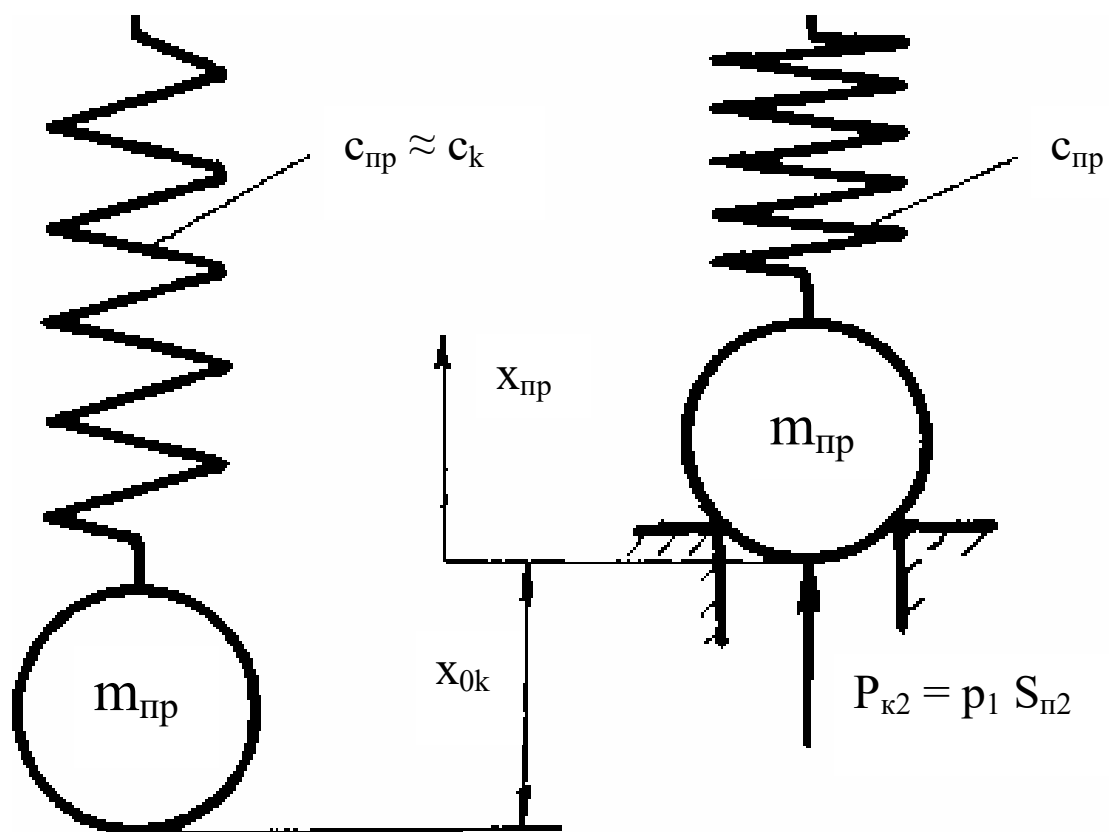


Рис. 3.10. Динамічна модель кулькового запірнього елемента віброзбуджувача

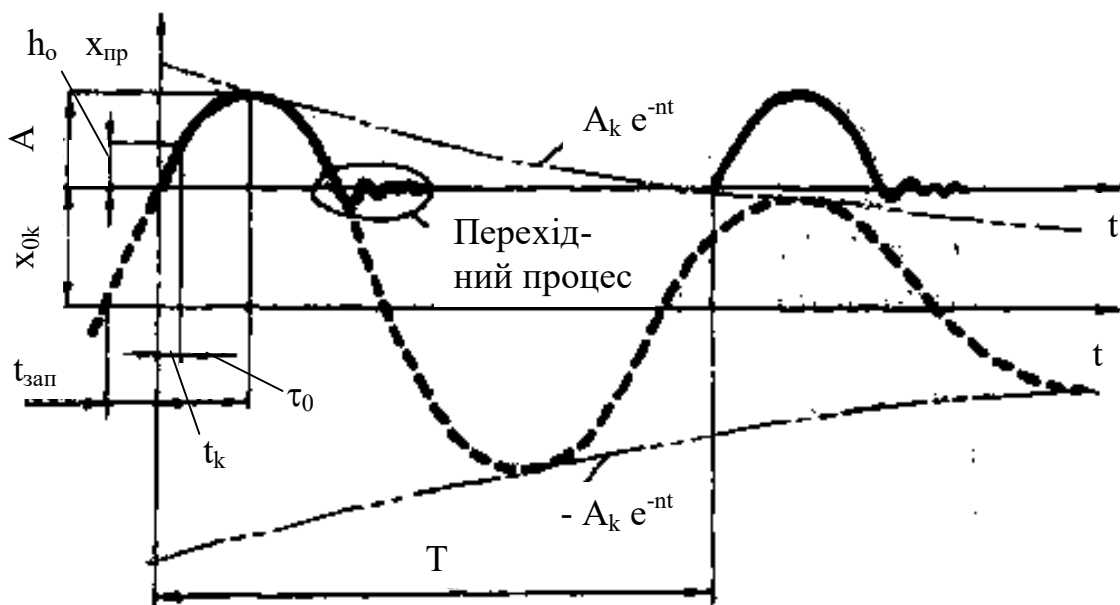


Рис. 3.11. Характеристика закону руху приведеної маси $m_{пр}$ запірнього елемента віброзбуджувача

де Δ_{\min} – величина відкриття щілини золотника, обумовлена допустимими втратами тиску.

Приймаючи до уваги, що в'язке тертя практично не впливає на процес переміщення запірної частини у період часу $t \leq T/4$ можна при проектуванні виразу (3.25) розглядати для випадку $e^{-nt} \approx 1$.

Результати наведеного вище аналізу динаміки спрацювання запірної частини вібробудувача дозволяють значно спростити моделювання реальних систем ГП при проведенні теоретичних та експериментальних досліджень, а також розробити спрощену методику проектування подібної розподільної гідроапаратури.

3.4. Дослідження багатокомпонентного віброударного навантаження на експериментальному вібропресі, створеного на основі базової моделі ІВМ

Основні конструктивні параметри і технічна характеристика експериментального вібропреса для багатокомпонентного навантаження на базі ІВМ [300] (рис. 3.12) приведені в табл. 3.1, 3.2.

Для експериментів в якості матеріалу заготовки був обраний непластичний порошок С2 на основі карбиду кремнію, широко використовуваний у промисловості для виготовлення виробів широкої номенклатури.

Ваговий склад матеріалу С2 такий:

порошок Si, фракції: 25...50 мкм - 40,5%; 20...25 мкм - 18%; 6...20 мкм - 13,5% ; вуглець технічний - 18% ; спиртово-сульфідна барда - 10%.

Пресовані заготовки – напівфабрикати типових складнофасонних виробів “опорний ізолятор”, “свисток”, “конус” (див. рис. 1.1). На рис. 3.13 приведений ескіз заготовки виробу типу “опорний ізолятор”. Конфігурація заготовки має деякі особливості, що утруднюють одержання якісних виробів: істотна різниця висоти пресування на осі і периферії заготовки, наявність на твірній поверхні заготовки ребер з діаметром поперечного перерізу, що перевищують діаметр пуансона.

На рис. 3.14 представлена конструктивна схема прес-форми для формоутворення заготовок виробу типу “опорний ізолятор”.

У роботі [121] експериментально підтверджено і теоретично обґрунтовано, що параметрами БКВН, що найбільшою мірою впливають на результуючу щільність, відносну нерівнощільність та якість поверхні одержуваних заготовок з непластичних порошкових матеріалів є амплітудне значення осьового тиску $p_{0,z,a}$ в матеріалі заготовки і прискорення $a_{ц2a}, \dots, a_{ц,n,a}$ штоків (плунжерів) додаткових гідроциліндрів в момент їх взаємодії з контейнером прес-форми.

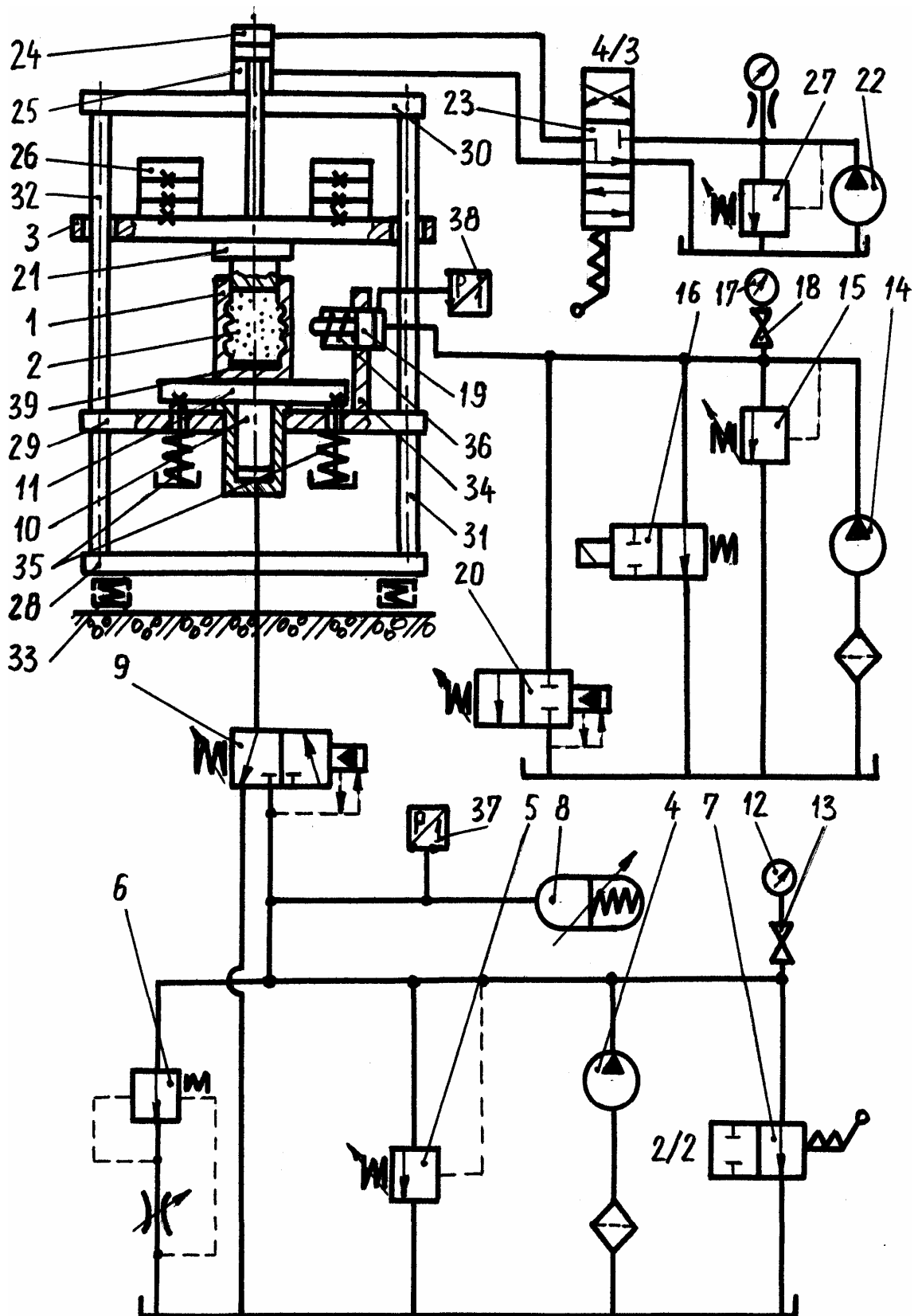


Рис. 3.12. Принципова гідрокінематична схема експериментального вібропреса з ГПІ для БКВН

Таблиця 3.1

Основні конструктивні параметри
експериментального вібропреса з ГП для БКВН

| Найменування параметра, його розмірність та позначення | Числова величина параметра |
|---|--|
| Площі поршнів гідроциліндрів гідроімпульсних приводів, м ² : - вертикального гідроциліндра $S_{пл}$ - горизонтального гідроциліндра $S_{пор}$ | $1,65 \cdot 10^{-2}$ $4,42 \cdot 10^{-3}$ |
| Жорсткість пружин пружного повернення, Н/м: - вібростолу (сумарна) c_{y1} - штока горизонтального гідроциліндра c_{y2} | $2,4 \cdot 10^6$ $0,6 \cdot 10^6$ |
| Об'єми гідросистем ГП, м ³ : - вертикального гідроциліндра $V_{в.а}$ - горизонтального гідроциліндра $V_{г}$ | $0,7 \cdot 10^{-3}$ $0,3 \cdot 10^{-3}$ |
| Площа поршня допоміжного гідроциліндра $S_{п.в}$, м ² | $7,85 \cdot 10^{-3}$ |
| Маса рухомої траверси з інерційними вантажами і пуансоном $m_{п.т}$, кг | 80 ... 300 |
| Маса станини $m_{о.ст}$, кг | 2100 |
| Маса робочої вертикальної ланки, що включає маси плунжера гідроциліндра, вібростолу, проміжної пли- ти і прес-форми з заготовкою $m_{г1}$, кг | 80 |
| Маса поршня горизонтального гідроциліндра $m_{г2}$, кг | 5 |
| Діапазон регулювання максимального ходу поршня гідроаккумулятора $x_{а.мах}$, м | 0 ... $3,4 \cdot 10^{-3}$ |
| Жорсткість пружини гідроаккумулятора c_a , Н / м | $1,13 \cdot 10^6$ |

Таблиця 3.2

Технічна характеристика
експериментального вібропреса з ГП для БКВН

| Найменування параметра, його розмірність та позначення | Числова величина параметра |
|--|----------------------------------|
| Максимальні робочі тиски в гідросистемах, МПа: - гідроімпульсного привода вертикального гідроциліндра $p_{мах.в}$ - гідроімпульсного привода горизонтального гідроциліндра $p_{мах.г}$ - привода рухомої траверси $p_{мах.п.т}$ | 14 6,3 6,3 |

| Найменування параметра, його розмірність та позначення | Числова величина параметра |
|--|--|
| Максимальні зусилля, що розвиваються приводами, Н: - гідроімпульсним приводом вертикального гідроциліндра $P_{\max.в}$ - гідроімпульсним приводом горизонтального гідроциліндра $P_{\max.г}$ - приводом рухомої траверси $P_{\max.п.т}$ | $23 \cdot 10^4$ $2,7 \cdot 10^4$ $5 \cdot 10^4$ |
| Подачі насосів приводів, м ³ /с: - гідроімпульсного вертикального гідроциліндра $Q_в$ - гідроімпульсного горизонтального гідроциліндра $Q_г$ - рухомої траверси $Q_{п.т}$ | $1,1 \cdot 10^{-3}$ $0,4 \cdot 10^{-3}$ $0,32 \cdot 10^{-3}$ |
| Потужності електродвигунів насосів приводів, кВт: - гідроімпульсного вертикального гідроциліндра $N_{э.в}$ - гідроімпульсного горизонтального гідроциліндра $N_{э.г}$ - рухомої траверси $N_{э.п.т}$ | 18,5 4,5 3,3 |

Прискорення $a_{ц2а}$ штока горизонтального гідроциліндра може бути приблизно визначене за формулою

$$a_{ц2а} = (p_{ц2.маx} S_{пор} - c_{y2} (x_{0,y2} + x_{ц2маx})) / m_{г2}, \quad (3.28)$$

де $p_{ц2.маx}$ – максимальний тиск робочої рідини в порожнині горизонтального гідроциліндра (встановлювався експериментально);

$S_{пор}$, $m_{г2}$ – площа і маса поршня горизонтального гідроциліндра;

c_{y2} , $x_{0,y2}$ – жорсткість та попередній стиск пружини повернення штока горизонтального гідроциліндра;

$x_{ц2маx}$ – хід штока горизонтального гідроциліндра – відстань між торцем штока у вихідному положенні і боковою поверхнею прес-форми.

Для вимірювання значень тиску робочої рідини використовувався трубчастий тензOMETричний датчик [255].

Осьовий тиск у матеріалі заготовки вимірювався безпосередньо на її нижньому торці за допомогою мембранного тензOMETричного датчика. Діаметр мембрани датчика 50 мм.

Для тарування датчика використовувалася прес-форма спеціальної конструкції [300], що заповнювалася маслом АМГ – 10 (ГОСТ 6794 – 53). Пуансон навантажувалася за допомогою гідроциліндра 24 допоміжного привода вібропресу (див. рис. 3.12). Величину тиску ро-

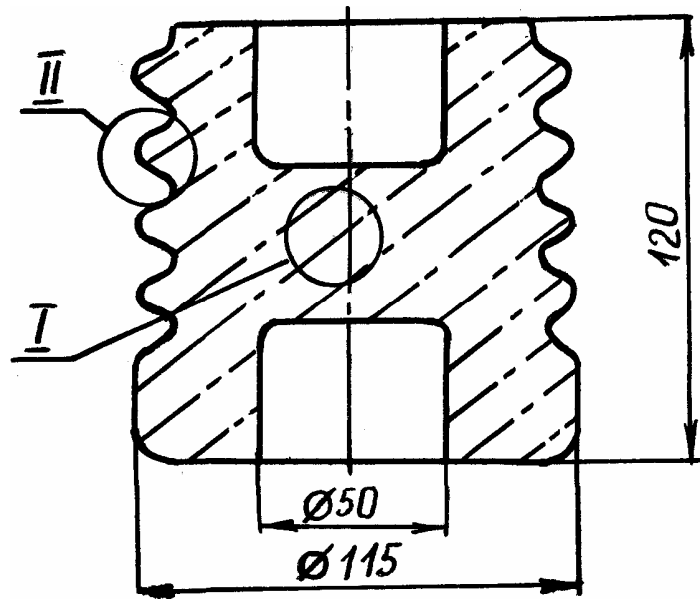


Рис. 3.13. Ескіз виробу типу "опорний ізолятор"

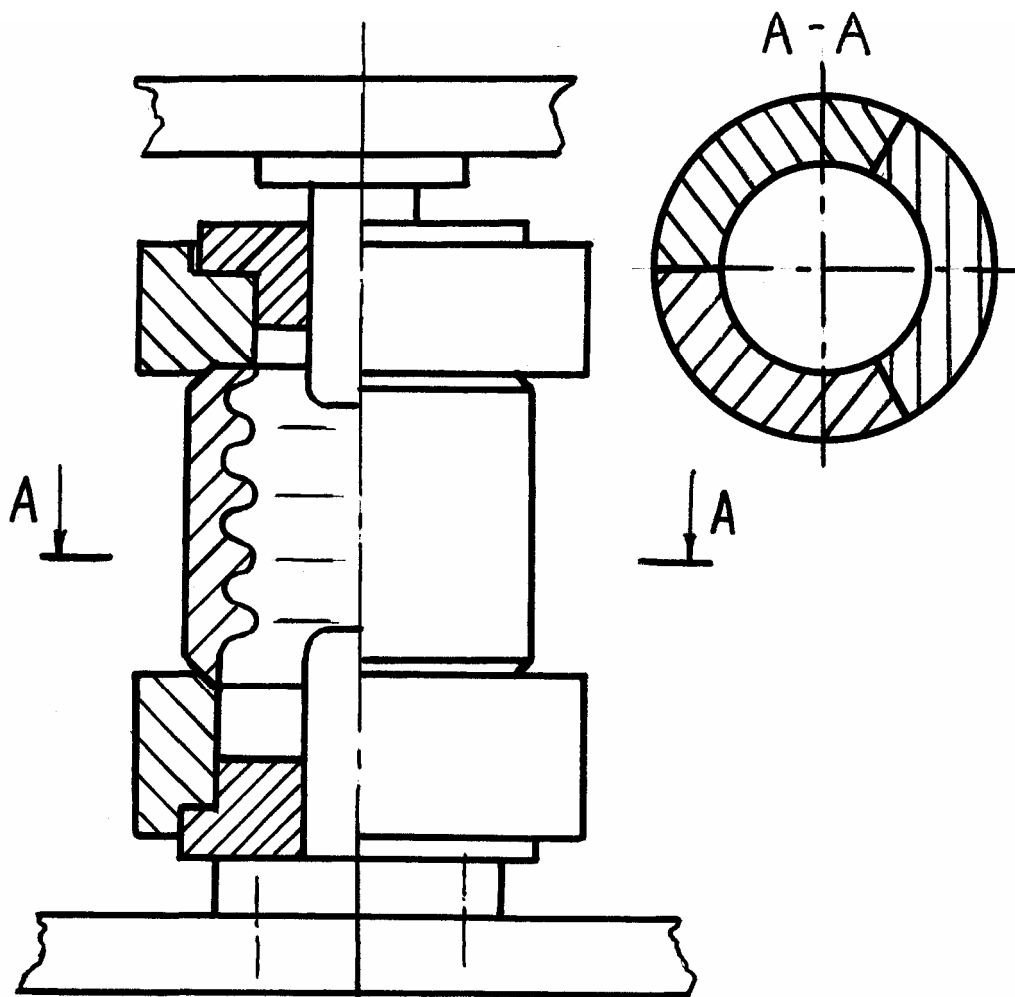


Рис. 3.14. Конструктивна схема прес-форми для формоутворення заготовок виробу типу "опорний ізолятор"

бочої рідини в прес-формі вимірювали за допомогою манометра 5 класу точності 0,35.

Сигнали тензOMETричних датчиків подавалися на входи восьмиканального тензопідсилювача 8 АНЧ-7М і далі через магазин шунтів та додаткових опорів Р155 на вхід світлопроменевого осцилографа Н700.

При проведенні експериментів вимірювалися та реєструвалися такі параметри:

- тиск робочої рідини p_a в акумуляторній гідролінії (датчик 37, див. рис. 3.12);

- тиск рідини $p_{ц2}$ у робочій порожнині горизонтального гідроциліндра (датчик 38);

- осьовий тиск $p_{o.з}$ у матеріалі заготовки (датчик 39).

Два параметри можна було записувати в пам'ять системи збирання інформації на базі персонального комп'ютера БК0010 з виведенням на дисплей.

На рис. 3.15 представлена осцилограма характеристик тиску робочої рідини і тиску в матеріалі заготовки в продовж одного з робочих режимів вібропреса для БКВН.

На основі отриманих експериментально-розрахунковим методом значень основних параметрів БКВН при різних величинах параметрів конструктивних елементів і технічних характеристик ГПП були побудовані експериментальні графіки залежностей [300]. З графіків встановлено, що параметрами, які найбільшою мірою впливають на амплітудне значення осьового тиску $p_{o.з.а}$ в заготовці при БКВН (параметрами регулювання та настроювання) слід вважати: тиск p_{1y} відкриття віброзбуджувача ГПП вертикальних переміщень прес-форми, що дорівнює максимальному тиску в акумуляторній гідролінії $p_{a.max}$ – регулюється зміною попереднього стиску пружини клапана першого каскаду віброзбуджувача; зусилля $P_{ст}$ статичного притискання пуансона до заготовки, створюване поршнем допоміжного гідроциліндра – може бути змінене за допомогою регулювання попереднього стиску пружини запобіжного клапана привода рухомої траверси; маса $m_{п.т}$ рухомої траверси, що включає маси інерційних вантажів та пуансона – регулюється зміною маси вантажів; максимальний хід $x_{a.max}$ поршня гідроаккумулятора. Величина попереднього стиску x_{0y1} пружин повернення вібростолу практично не впливає на значення $p_{o.з.а}$.

Необхідне значення прискорення $a_{ц2а}$ штока горизонтального гідроциліндра можна встановлювати регулюванням площі прохідного перерізу $f_{др}$ дроселя першого каскаду віброзбуджувача привода горизонтальних вібрацій, величини тиску відкриття $p_{1г} = p_{ц2.max}$

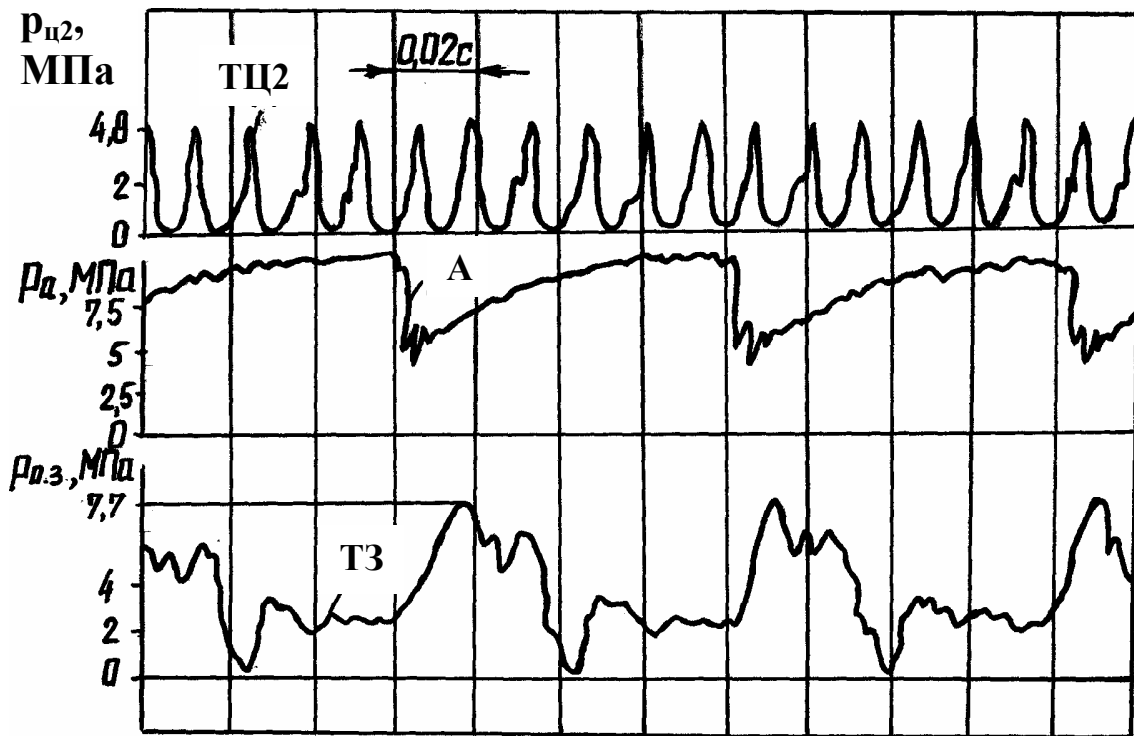


Рис. 3.15. Осцилограма робочих параметрів ГП експериментального вібропреса для БКВН і осьового тиску в матеріалі заготовки при $p_{1в}=10$ МПа, $p_{1г} = 4,8$ МПа, $x_{0y1} = 1,2 \cdot 10^{-2}$ м, $x_{0y2} = 2 \cdot 10^{-2}$ м: ТЦ2 – тиск в робочій порожнині горизонтального гідроциліндра; А – тиск в акумуляторній гідролінії; ТЗ – осьовий тиск в матеріалі заготовки

віброзбуджувача і попереднього стиску x_{0y2} пружини пружного повернення штока гідроциліндра.

Якість заготовок типових складнофасонних виробів з неплас-тичного порошкового матеріалу на основі карбиду кремнію, отриманих способами ВУП та БКВН на експериментальному вібропресі оцінювалося за їх середньою за об'ємом щільністю $\rho_{ср}$, відносною максимальною $\varepsilon_{р,мах}$ та мінімальною $\varepsilon_{р,мін}$ нерівнощільністю, а також візуально, за якістю поверхні – наявності або відсутності перепресувальних тріщин та ділянок недоущільнення.

Значення середньої щільності визначалися за формулою

$$\rho_{ср} = m_{заг} / V_{заг}, \quad (3.29)$$

де $m_{заг}$ – маса заготовки; $V_{заг}$ – об'єм заготовки після завершення її формоутворення, – визначався гідростатичним зважуванням.

Відносна нерівнощільність i -го виділеного об'єму V_i заготовки

$$\varepsilon_{р,i} = |\rho_i - \rho_{ср}| \cdot 100\% / \rho_{ср}, \quad (3.30)$$

де ρ_i – середня щільність виділеного об'єму V_i , що визначалася зі співвідношення

$$\rho_i = m_i / V_i, \quad (3.31)$$

де m_i – маса виділеного об'єму V_i ; V_i установлювався гідростатичним зважуванням.

В отриманих способами ВУП і БКВН заготовках виробу типу “опорний ізолятор” (див. рис. 3.13) щільність матеріалу мала максимальні значення на перемичці – виділений об'єм V_1 ($\rho_{\max} = \rho_1$), а мінімальні – на ребрах заготовки, – виділений об'єм V_2 ($\rho_{\min} = \rho_2$).

На основі залежностей $\rho_{\text{ср}}$, $\epsilon_{p,1}$, $\epsilon_{p,2}$ заготовок від основних параметрів навантаження $p_{o.z.a}$ та $a_{ц2a}$ (одна із зазначених залежностей представлена на рис. 3.16), були встановлені найбільш ефективні режими ВУП і БКВН при формоутворенні заготовок складнофасонних виробів з порошку на основі карбіду кремнію.

Результати експериментів з аналізу ефективності способів ВУП і БКВН при формоутворенні заготовок виробу “опорний ізолятор” приведені в табл. 3.3. На кожному режимі здійснювалося пресування 3 – 5 зразків з метою забезпечення вірогідності одержуваних результатів. Наявність хоча б в одній із заготовок серії дефектів поверхні: тріщин, недоуцільнення ребер, що обумовлює їх опадання при витяганні заготовки з прес-форми, відзначалося в графі 7 таблиці.

Дані перших трьох експериментів, представлені в таблиці, отримані при формоутворенні заготовок способом ВУП. Очевидно, що при невеликих амплітудних значеннях осьового тиску $p_{o.z.a}$ (експерименти №1 і №2) у відпресованих заготовках відзначається недоуцільнення ребер (див. графі 6 і 7 табл. 3.3). У випадку збільшення величини $p_{o.z.a}$ до певного граничного значення (експеримент №3) на перемичках заготовок (виділений об'єм V_1) утворювалися перепресувальні тріщини. Режим ВУП в експерименті №2 слід вважати найбільш ефективним для даних способу формоутворення та конфігурації заготовки. Проте навіть і при використанні цього режиму спосіб не забезпечує задовільної якості заготовок. Наявність в останніх ділянок недоуцільнення, внаслідок чого істотно збільшується кількість браку при транспортуванні з ділянки на ділянку, не дозволяє віднести їх до придатних.

Формоутворення заготовок способом БКВН (експерименти №№4 – 7) здійснювалося при постійному оптимальному значенні прискорення $a_{ц2a}$ [300], що дозволяло одержувати заготовки з максимальними щільністю та рівнощільністю (див. рис. 3.16), тоді як величина осьового тиску від експерименту до експерименту збільшувалася. Малі величини осьового тиску (експеримент №4) не забезпечують

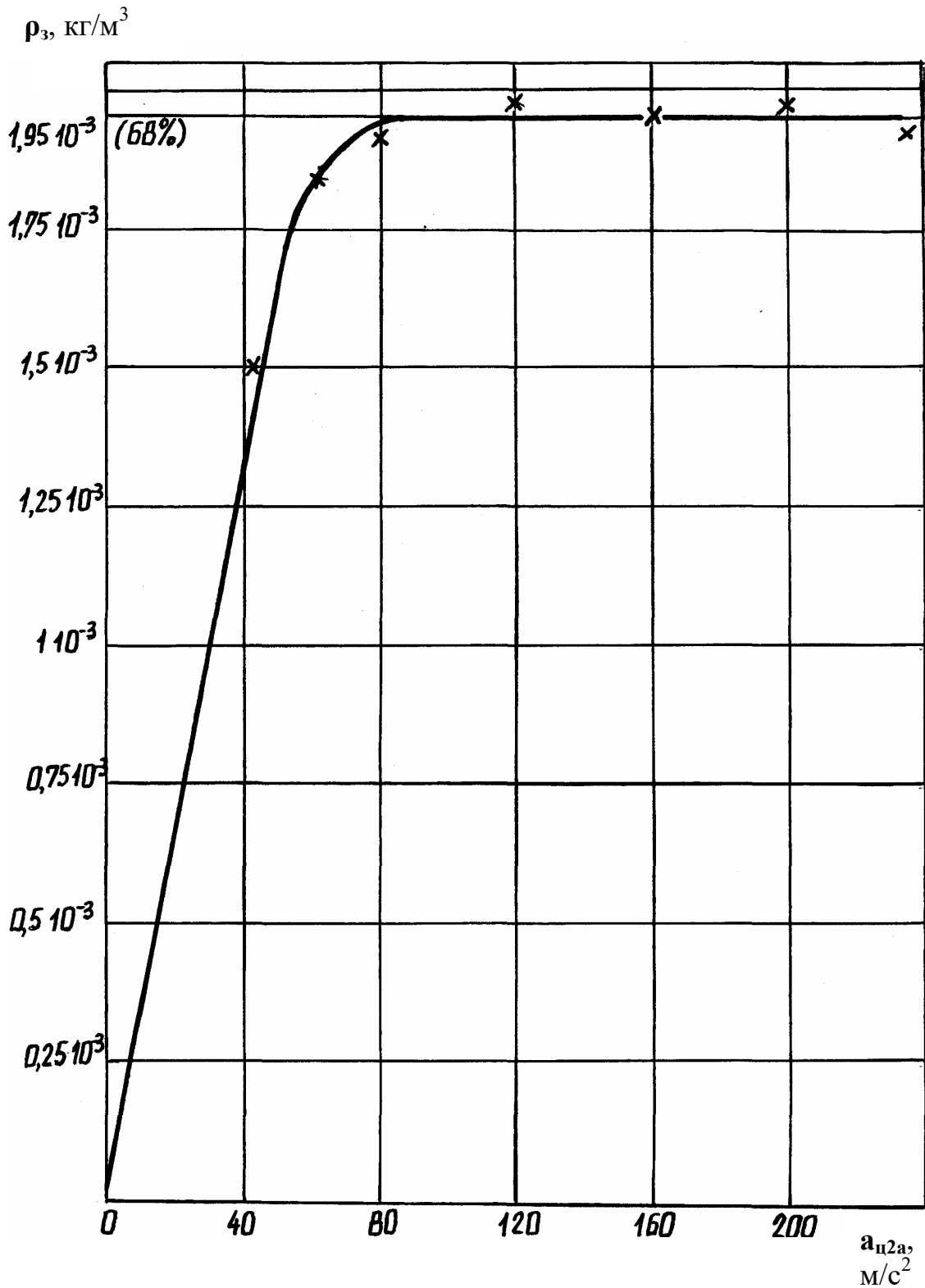


Рис. 3.16. Експериментальна залежність середньої результуючої щільності ρ_3 заготовок виробу "опорний ізолятор" від прискорення $a_{ц2а}$ штока горизонтального гідроциліндра вібропреса для БКВН при $P_{ст} = 1$ МПа, час пресування $t = 10$ с

Таблиця 3.3

Результати експериментів з визначення ефективності способів ВУП та БКВН при формоутворенні заготовок виробу “опорний ізолятор” з порошку на основі карбїду кремнію

| № експерименту | Верт. навантаження $P_{0.3a}$, МПа | Гориз. навантаження a_{12a} , м / с ² | Середня щільність заготовки $\rho_{ср} \times 10^{-3}$, кг/м ³ | Відносна нерівнощільність, % | | Наявність дефектів поверхні заготовки |
|----------------|--|---|---|------------------------------|-----------------|---------------------------------------|
| | | | | ϵ_{p1} | ϵ_{p2} | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1 | 2,3 | - | 1,68 | 3,8 | 26,4 | Недоущільнення ребер, об'єм V_2 |
| 2 | 7,05 | - | 1,9 | 6,5 | 15,6 | Недоущільнення ребер, об'єм V_2 |
| 3 | 10,7 | - | 1,95 | 10,3 | 8,3 | Тріщина на перемичці, об'єм V_1 |
| 4 | 2,5 | 120 | 1,83 | 2,6 | 16,4 | Недоущільнення ребер, об'єм V_2 |
| 5 | 6,7 | 120 | 2,01 | 3,1 | 7,5 | Немає |
| 6 | 11,2 | 120 | 2,06 | 3,9 | 4,1 | Немає |
| 7 | 16,1 | 120 | 2,09 | 12,2 | 3,8 | Тріщина на перемичці, об'єм V_1 |

забезпечують достатньої щільності ребер заготовок, а надмірно високі (експеримент №7) приводять до появи тріщин на перемичці. Режими №5 та №6 БКВН є найбільш ефективними для формоутворення заготовок виробу типу “опорний ізолятор”, які при цьому мають достатньо високі якість поверхні, а також результуючі щільність та рівнощільність, що є вищими ніж у заготовок, отриманих способом ВУП. На рис. 3.17 наведені фотографії заготовки виробу “опорний ізолятор”, отриманої способом БКВН на експериментальному вібропресі.

На основі результатів проведених експериментів можна вважати доведеною більш високу ефективність способу БКВН у порівнянні зі звичайним способом ВУП для формоутворення заготовок складнофасонних і великогабаритних виробів з непластичних порошкових матеріалів. Спосіб БКВН є в багатьох випадках єдиноможливим способом одержання заготовок зазначених виробів із заданими параметрами щільності, нерівнощільності при задовільній якості поверхні.

Максимальні відносні величини розбіжностей δ між відповідними розрахунковими та теоретичними значеннями $p_{0.3.a}$ обчислювались за відомою формулою [303] і склали: для залежності $p_{0.3.a} - p_1 - 13,2\%$; для залежності $p_{0.3.a} - x_{0y1} - 6,1\%$; для залежності $p_{0.3.a} - P_{ст} - 9,1\%$; для залежності $p_{0.3.a} - x_{a,max} - 13\%$; для залежності $p_{0.3.a} - m_{II} - 12,9\%$, що задовольняє умовам перевірочних розрахунків.

На основі цього можна зробити висновок, що запропоновані у даному розділі теоретичні залежності задовольняють умовам проектних розрахунків, прийняті припущення коректні, а математична модель адекватна реальним зразкам, у зв'язку з чим, можливо її використання для розробки методики проектного розрахунку привода вібропреса для БКВН на основі базової моделі ІВПМ (див. розд. 3.6).

3.5. Синтез схем вібропресів для багатокomпонентного віброударного навантаження

При створенні принципів та конструктивних схем вібропресового обладнання, особливо при наявності САПР, а також у випадках необхідності розробки баз даних, зручно користуватися структурними матрицями-визначниками [79, 183].

Для отримання схем вібропресів для БКВН нами пропонується структурна матриця-визначник (рис. 3.18), яка розроблена на тих же самих принципах, що і матриця в роботі [171]. Вона містить стовпці з основними смисловими дільниками технологічного процесу віброванавантаження (позначені **T** (**T1**, **T2**, **T3**)), принципової (**II** (**II1**, **II2**)) та конструктивної (**K** (**K1**, **K2**)) схем вібропреса, а також рядки з варіантами вибору дільників (**V1**, **V2**, **V3**, **V4**). Передбачені також резервні стовпці та рядки – **Tr**, **Pr**, **Kp** і **Vp**.

Стовпець **T1** містить інформацію щодо варіантів схем БКВН залежно від кількості компонент, напрямку та форми навантаження (траєкторій руху робочих ланок ГП):

- рядок **V1** – однокомпонентне зворотно-поступальне інерційне або інерційне та статичне навантаження відносно вертикальної осі;

- рядок **V2** – двокомпонентне навантаження: схема 1 – двокомпонентне зворотно-поступальне як результуюче основного вертикального та довільного зворотно-поступального навантаження (додаткове навантаження відносно горизонтальної або похилої осі координат); схема 2 – зворотно-гвинтове навантаження;

- рядок **V3** – трикомпонентне навантаження (зворотно-поступальне відносно трьох осей координат);

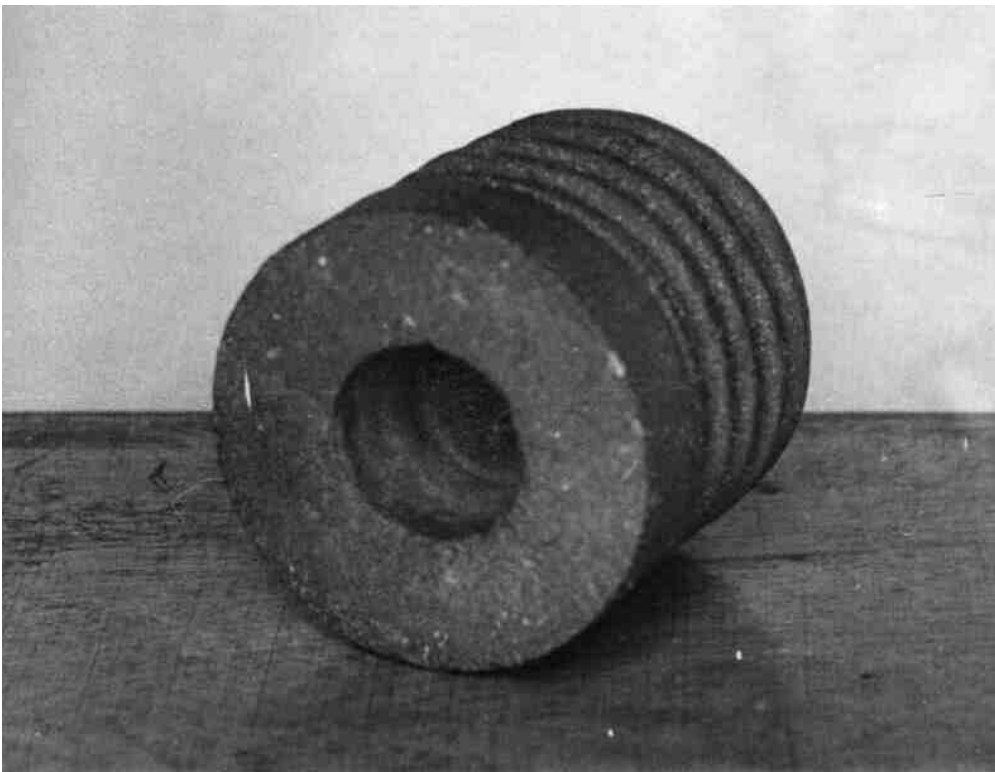


Рис. 3.17. Заготовки виробу типу “опорний ізолятор”, отримані способом БКВН із непластичного порошкового матеріалу на основі карбиду кремнію

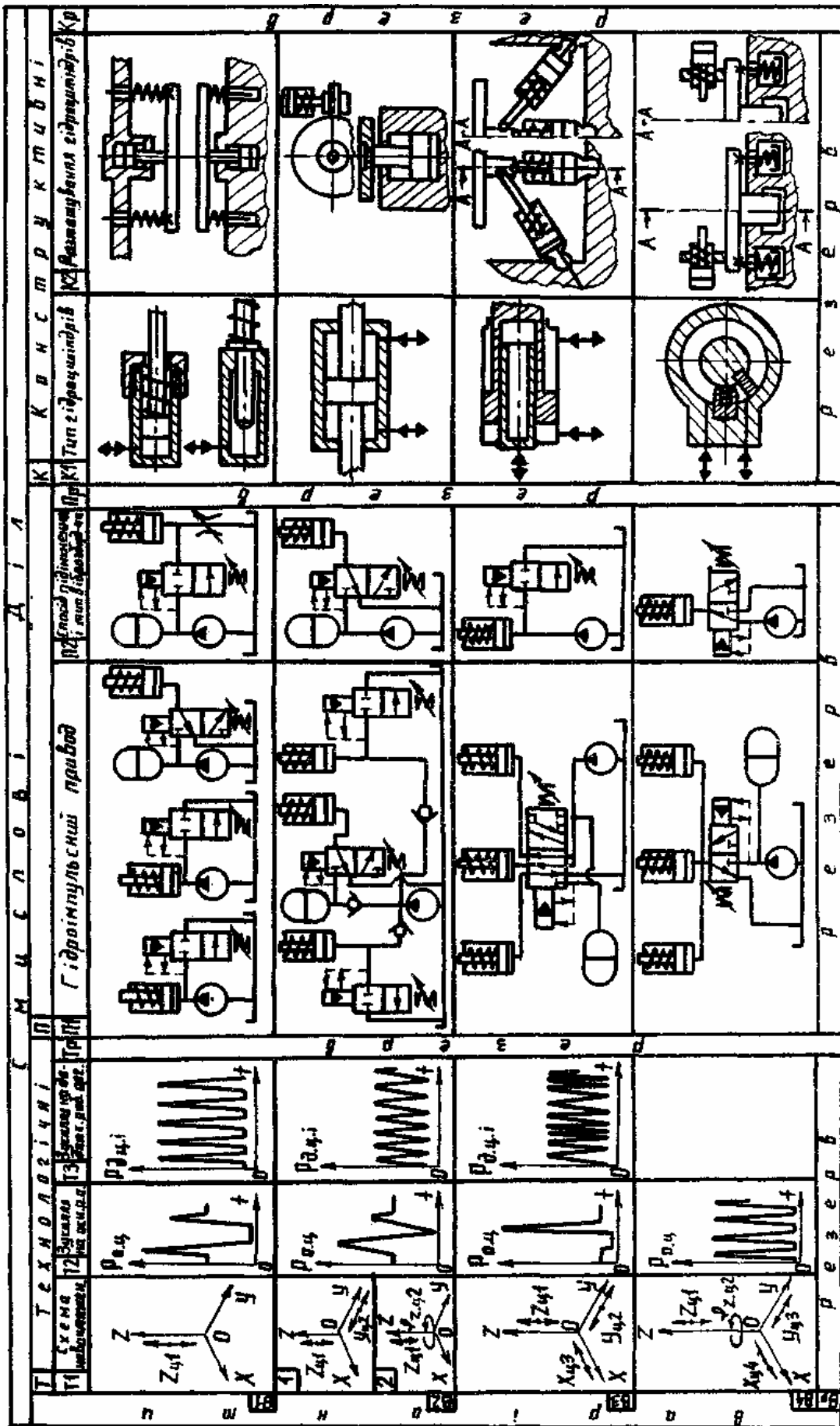


Рис. 3.18. Структурна матриця-визначник синтезу схем вібропресів для БКВН

- рядок **B4** – багатокомпонентне навантаження, наприклад, комбіноване зворотно-поступальне відносно трьох осей координат та зворотно-гвинтове відносно однієї або кількох осей.

Варіанти закону зміни зусилля $P_{o,ц}$ на основній робочій ланці – вертикальному гідроциліндрі (вертикальна складова зусилля) під час ВУП відповідають чотирьом основним режимам вібронавантаження [42]. Їх графіки наведені в рядках **B1** – **B4** стовпця **T2**:

- рядок **B1** – режим дворазового протягом робочого циклу навантаження заготовки з боку рухомої траверси і пуансона: перший раз – під час робочого ходу вібростолу і рухомої траверси вгору до моменту відриву останньої від заготовки; другий раз – на холостому ході вібростолу вниз під час удару рухомої траверси по заготовці; статичне притискання не застосовується, внаслідок чого заготовка в проміжок часу між першим та другим навантаженням знаходиться у розвантаженому стані;

- рядок **B2** – режим з використанням статичного притискання пуансона до заготовки, що характеризується спільним безвідривним переміщенням вібростолу та рухомої траверси, при цьому можливе короткочасне розвантаження заготовки, однак витримка її у розвантаженому стані виключається;

- рядок **B3** – режим ударного навантаження, що реалізується при зустрічному ході вібростолу та рухомої траверси і використанні статичного притискання;

- рядок **B4** – режим двобічного імпульсного навантаження, що здійснюється під час одночасного зустрічного робочого ходу вібростолу та рухомої траверси, тоді як на холостому ході вібростолу вниз, а траверси вгору заготовка знаходиться у розвантаженому стані.

В стовпці **T3** показані графіки основних варіантів закону зміни зусиль $P_{д,ц}$ на додаткових робочих ланках:

- рядок **B1** – згідно з „імпульсним” законом, з проміжками повного розвантаження - реалізується при підключенні вібробудувача за схемою „на вході” (див. також стовець **П2** матриці);

- рядок **B2** – згідно з „трикутним” законом, що наближається до гармонійного періодичного навантаження і реалізується у схемах з вібробудувачем „на виході”;

- рядок **B3** – циклічна зміна частоти імпульсів навантаження в області частоти резонансу заготовки [331] (може бути реалізованим у схемах з вібробудувачем „на вході” і „на виході” при здійсненні програмованої зміни подачі приводного насоса).

Варіанти принципів схем ГП вібропресів для БКВН показані в стовпці **П1**:

- рядок **V1** – з індивідуальним ГПП кожного з гідроциліндрів (див. рис. 2.18);

- рядок **V2** – із загальним насосним приводом та декількома типовими вібробуджувачами;

- рядок **V3** – із загальним насосно-акумуляторним приводом та спеціальним багатоходовим вібробуджувачем [260];

- рядок **V4** – з одним насосно-акумуляторним приводом та одним типовим вібробуджувачем.

Смисловий дільник **П2** визначає спосіб приєднання та тип вібробуджувача відповідно „на вході” – рядки **V1, V2** або „на виході” – **V3, V4**; двоходовий – **V1, V3** або триходовий – **V2, V4**.

Схеми гідроциліндрів ГПП різних типів конструктивного виконання наведені в стовпці **K1**:

- рядок **V1** – з однією робочою порожниною (поршневі або плунжерні гідроциліндри);

- рядок **V2** – з двома робочими порожнинами;

- рядок **V3** – з телескопічними поршнями, що забезпечують три варіанти швидкостей руху;

- рядок **V4** – гідроциліндри поворотної дії.

Розташування робочих ланок ГПП, залежно від якого реалізується та чи інша схема навантаження заготовки, відповідно до технологічного смислового дільника **T (T1, T2, T3)**, обирається зі стовпця **K2** матриці.

Наприклад, при розробці вібропреса, що забезпечує двостороннє молотове (ударне) навантаження заготовки під час ВУП [261] (стовпець **T1**, рядок **V1**), а зміна зусилля $P_{o,ц}$ відповідає закону, що графічно представлений в рядку **V4** стовпця **T2**, – обираємо варіант розташування робочих ланок, схема якого представлена в рядку **V1** стовпця **K2**.

Для спеціального вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу (див. рис. 2.1), що забезпечує навантаження згідно зі схемою 2 рядка **V2** стовпця **T1**, варіант схеми розташування робочих ланок матиме код **K2 V2**.

Для трикомпонентного вібропреса (див. рис. 2.18) розташування робочих ланок відповідає коду **K2 V1-4** або **K2 V3**.

Синтез схем вібропресів для БКВН здійснюється в тій же самій послідовності, що і для ІВПМ – від технологічних до конструктивних смислових дільників. За наведеними в роботі [171] вказівками проводиться і кодування схем вібропресів для БКВН. Наприклад, варіант конструктивної схеми вібропреса для трикомпонентного навантаження (див. рис. 1.4) позначаємо кодом **T13. 22. 31; П14. 22; K11. 24**. Якщо ж по одному смислового дільнику проробляється декілька

варіантів, кодові позначення відповідних схем записуються через дефіс, наприклад **K2 B1-4** або **K2.1-4**.

Запропонована методика синтезу схем дозволяє значно полегшити розв'язання задач проектування вібропресового обладнання для БКВН, на основі систематизації вибору технологічних, принципівих та конструктивних ознак.

3.6. Розробка методики проектного розрахунку вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ

При створенні методики проектного розрахунку вібропресів для БКВН на основі базових моделей ІВПМ з гідроімпульсним приводом використані результати їх теоретичних та експериментальних досліджень, [178, 180, 182], а також досвід проектування й експлуатації ІВПМ [161].

Як показали дослідження (див. розд. 3.4), основними параметрами БКВН слід вважати амплітудне значення осьового тиску $p_{o.z.a}$ в матеріалі заготовки і прискорення $a_{ц2a}, a_{ц3a}, \dots, a_{ц.n.a}$ штоків додаткових гідроциліндрів ГПП в момент їх ударної взаємодії з прес-формою.

Числові значення вказаних параметрів використовуються в якості основних вихідних даних при розрахунку параметрів привода вібропреса для БКВН на базі промислового зразка ІВПМ:

- діаметрів $d_{п1}, d_{п2}, \dots, d_{п.n}$ плунжерів (поршнів) гідроциліндрів;
- жорсткостей $c_{y1}, c_{y2}, \dots, c_{y.n}$ пружин пружного повернення вібростолу і штоків (плунжерів) додаткових гідроциліндрів;
- жорсткості пружини c_a і робочого об'єму V_a гідроаккумулятора;
- середніх значень потрібних подачі $Q_{п1}$ насоса і потужності N_{e1} електродвигуна насосної установки для вибору їх типорозмірів.

Додаткові вихідні дані для розрахунку: характеристика віброзбуджувача (число каскадів, схема розподілення робочої рідини, тип конструктивного виконання запірних елементів, величини тисків відкриття p_1 та закриття p_2 , швидкодія t_6 , тривалість відкриття t_o , максимальна частота проходження генерованих імпульсів v_{max}); параметри робочої рідини (густина, модуль об'ємної пружності E_j , процентний зміст нерозчиненого повітря V_r); параметри, що характеризують заготовку (площа її відкритої поверхні $S_{заг}$ з боку пуансона та склад матеріалу).

При створенні методики проектного розрахунку прийняті ті ж самі припущення, що при розробці математичної моделі вібропреса

для БКВН на базі ІВПМ (див. розд. 3.2), яка послужила для неї основою.

Жорсткість c_a визначається з умови стійкої роботи гідроаккумулятора

$$\omega_a = [1/(1/c_a + 1/c_{п.а.пр} + 1/c_{г.а.пр}) \cdot (m_a + m_{а.ж} + m_{г.а.ж})]^{1/2} \geq (3...2) \cdot \pi \cdot v_{max}, \quad (3.32)$$

де ω_a – власна частота поршня гідроаккумулятора; $c_{п.а.пр}$, $c_{г.а.пр}$ – приведені до площі S_a коефіцієнти жорсткості порожнини гідроаккумулятора та гідролінії $I_{г.а}$; m_a , $m_{а.ж}$, $m_{г.а.ж}$ маси поршня гідроаккумулятора і робочої рідини у його порожнині та у гідролінії $I_{г.а}$, приведені до перерізу S_a .

Потрібна максимальна подача насоса визначається за формулою

$$Q_{1nmax} = v_{max} / (1 - t_v \cdot v_{max}) [V_{а.о}(p_1 - p_2) / E_{пр.а.о} + c_a(x_{а.мах} + x_{0.а})^2 / (p_1 + p_2)], \quad (3.33)$$

де $V_{а.о}$ – об'єм гідросистеми, що акумулює; $E_{пр.а.о}$ – приведений модуль об'ємної пружності гідросистеми до вібробуджувача; $x_{а.мах}$, $x_{0.а}$ – регульована максимальна величина ходу поршня і попередній стиск пружини гідроаккумулятора.

Жорсткість c_{y1} розраховується з умови забезпечення часткового або повного розвантаження заготовки від дії осьового пресового зусилля. Після припинення дії на плунжер основного гідроциліндра тиску $p_{ц1max}$ вібростіл разом із траверсою продовжують переміщуватись ввєрх під дією інерційних сил. Розвантаження заготовки здійснюється за рахунок більш ефективного гальмування вібростолу у порівнянні з траверсою:

$$c_{y1} \leq P_{ст} (0,75 m_I - 0,25 m_{IIпр}) / m_{IIпр} x_{0,y1}, \quad (3.34)$$

де $P_{ст}$ – зусилля статичного притискання; m_I – маса вертикальної робочої ланки основного привода, що включає маси $m_{пл}$, $m_{к.в.ц}$ (корпусів додаткових гідроциліндрів), $m_{пор}$, m_c , $m_{к.п}$, $m_{заг}$ (для попереднього розрахунку використовуємо значення вказаних параметрів базового вібропреса); $m_{IIпр}$ – маса траверси, що враховує маси $m_{п}$, $m_{и.п}$, а також маси робочої рідини у підсистемі допоміжного привода, приведені до $S_{пл}$ ($m_{IIпр}$ може бути визначене виходячи із оптимального питомого зусилля статичного притискання на заготовці $S_{заг}$ з боку пуансона, що забезпечує запобігання руйнування її верхніх шарів, – визначається в межах 0,1 . . . 1,0 МПа [224], причому менші значення (< 0,3 МПа) вибираються для порошкових матеріалів з меншим вмістом речовин, що в'яжуть – до 10%); $x_{0,y1}$ – попередній стиск пружин

вібростолу, яким можна задатись, використовуючи експериментальну залежність $p_{o.3.a} - x_{0,y1}$ [300].

Діаметри $d_{пл}$ і $d_{пор}$ розраховуються виходячи з умов забезпечення заданих $p_{o.3.a}$ та $a_{ц2a}$, $a_{ц3a}$

$$d_{пл} = (4(p_{o.3.a} S_{заг} + c_{y1} x_{0,y1} - P_{ст} + (m_1 + 2 m_{пор} - m_{пл.пр}) v_{ц1н} / t_{в.н1}) / \pi p_{ц1max})^{1/2};$$

$$d_{пор2} = (8(m_{пор} a_{ц2a} + c_{y2}(x_{0,y2} + x_{ц2max}) + b_{г2} v_{ц2к}) / \pi (p_{ц2max} + p_c))^{1/2}; \quad (3.35)$$

$$d_{пор3} = (8(m_{пор} a_{ц3a} + c_{y2}(x_{0,y3} + x_{ц3max}) + b_{г3} v_{ц3к}) / \pi (p_{ц3max} + p_c))^{1/2}.$$

У формулах (3.35) $v_{ц1н}$ – початкова швидкість плунжера основного гідроциліндра на етапі робочого ходу; $v_{ц2к}$, $v_{ц3к}$ – кінцеві швидкості поршнів додаткових гідроциліндрів в момент їх ударної взаємодії зі стінкою прес-форми; $t_{в.н1}$ – тривалість збільшення тиску в робочій порожнині основного гідроциліндра до максимального значення $p_{ц1max}$; $p_{ц2max}$, $p_{ц3max}$ – максимальні величини тисків в поршневих порожнинах додаткових гідроциліндрів – визначаються розв’язуванням систем рівнянь, що описують хвильові та ударні явища в підсистемі ГП на етапі відкриття віброзбуджувача [300]; $b_{г2}$, $b_{г3}$ – коефіцієнти в’язкого демпфірування при переміщенні поршнів додаткових гідроциліндрів; p_c – тиск зливу.

Отримані значення $d_{пл}$, $d_{пор}$ округлюють до найближчих більших зі стандартного ряду.

Потужність електродвигуна основного приводу визначається з урахуванням заданої максимальної величини тиску p_{1max} відкриття віброзбуджувача

$$N_{e1} = Q_{н1max} p_{1max} (1 - p_2 / p_1) / \eta_n \eta_e \eta_m, \quad (3.36)$$

де η_n , η_e , η_m – ККД насоса, електродвигуна і муфти, відповідно.

При формоутворенні заготовок способом БКВН більш ефективними режимами навантаження слід вважати ті, при яких додаткові ударні імпульси прикладаються до прес-форми в горизонтальних або похилих площинах і впливають на неї в продовж часу гальмування вібростолу на етапі робочого ходу вверх й особливо – на етапі його холостого ходу вниз до ударної взаємодії із запліччям вертикального гідроциліндра. У зазначені проміжки часу має місце часткове або повне розвантаження заготовки від вертикального пресового зусилля $p_{o.3}$, рухомість частинок матеріалу максимальна і прикладання до заготовки додаткових вібраційних або віброударних імпульсів забезпечить вищу щільність їх укладки.

Для здійснення даних ефективних режимів БКВН на вібропресі із паралельним приєднанням гідроциліндрів ГПІ необхідно підібрати параметри гідроліній I_1, I_2, I_3 (геометричні розміри та піддатливість стінок), значення приведених мас $m_1, m_{IIпр}, m_{пор}$ рухомих робочих ланок, жорсткостей c_{y1}, c_{y2} пружин повернення, діаметрів $d_{пл}, d_{пор}$ гідроциліндрів, при яких би забезпечувалися необхідні величини запізень $t_{0.32}, t_{0.33}$ ударних взаємодій штоків додаткових гідроциліндрів з поверхнею прес-форми відносно моменту початку відкриття основного запірного елемента віброзбуджувача. В даному випадку хвильові явища в об'ємі гідросистеми ГПІ, що приєднується, мають і позитивне значення.

Робочий хід вібростолу починається в момент часу $t_1 = t_{31} = t_{п1} + t_{в.п1}$ від початку відкриття віброзбуджувача, де t_{31} – запізнення (зсув за фазою) початку робочого ходу плунжера основного гідроциліндра і зв'язаних з ним рухомих ланок; $t_{п1}$ – тривалість проходження прямої першої після відкриття віброзбуджувача ударної хвилі робочої рідини до порожнини гідроциліндра. Даний момент відповідає закінченню дії імпульсу сили $K_{п1}$, створюваного ударним тиском протягом часу $t_{в.п1}$. Вище (див. розд. 3.2) вже згадувалась умова щодо частоти періодичного впливу віброзбуджувача на гідромеханічну систему вібропреса. З урахуванням її, можна зробити припущення (коректність припущення підтверджена теоретично й експериментально, див. розд. 3.2) про вільне переміщення вібростолу по закінченні дії імпульсу $K_{п1}$. Тому, час від моменту початку відкриття віброзбуджувача до моменту закінчення робочого ходу вібростолу визначається як

$$t_2 = t_{31} + t_{т1} = t_{31} + T_{п1} / 4, \quad (3.37)$$

де $t_{т1}$ – тривалість гальмування вібростолу; $T_{п1}$ – період власних коливань приведеної маси $m_{пр1}$, що враховує маси $m_1, m_{II.пр}$ та $m_{пор}$.

Холостий хід вібростолу закінчується у момент часу $t_3 = t_{31} + T_{п1} / 2$.

Проміжки часу від початку другого етапу спрацьовування основного приводу до моментів ударної взаємодії штоків додаткових гідроциліндрів з поверхнею прес-форми можна знайти за допомогою залежностей

$$t_4 = t_{0.32}; \quad (3.38)$$

$$t_5 = t_{0.33}.$$

З урахуванням вищевикладеного, умови запізнювання прикладення до прес-форми додаткових ударних імпульсів зовнішніх сил у

горизонтальній площині відносно моменту початку відкриття віброзбуджувача, що забезпечує більш високі результуючі параметри щільності одержуваних заготовок складнофасонних і великогабаритних виробів мають вигляд

$$t_{z1} < t_{0.3.i} < t_{z1} + T_{ц1} / 4, (i = 2, 3); \quad (3.39)$$

$$t_{z1} + T_{ц1} / 4 < t_{0.3.i} < t_{z1} + T_{ц1} / 2, (i = 2, 3). \quad (3.40)$$

Більш ефективним, з погляду збільшення результуючої щільності, слід вважати прикладення додаткових силових впливів на етапі холостого ходу вібростолу – умова (3.40), – особливо на режимах навантаження зі статичним притисканням пуансона до заготовки.

Умови (3.39, 3.40) накладають додаткові обмеження на вибір конструктивних параметрів ГП проектного вібропреса для БКВН.

Запропонована методика дозволяє розробити програму проектного комп'ютерного розрахунку параметрів приводів вібропресів для БКВН, а також спеціального обладнання, що використовується для ущільнення будівельних сумішей і випробовування деталей та вузлів машин [300].

3.7. Перспективи створення вібропресів для багатокомпонентного віброударного навантаження на основі базових моделей ІВПМ

У розд. 3.2, 3.6 вже відмічалось, що у продовж робочого циклу спрацьовування ГП вібропреса для БКВН на основі базової моделі ІВПМ з віброзбуджувачем “на вході” в об’ємі гідросистеми, що приєднується, спостерігаються хвильові явища, які істотно впливають на робочі параметри привода та параметри БКВН, причому вказаний вплив є тим більшим, чим більші довжина та піддатливість стінок з’єднувальних гідроліній і менший їх діаметр. Внаслідок цього, для зменшення розсіювання енергії, що накопичується за один робочий цикл в об’ємі ГП, що акумулює, мінімізації втрат на переміщення, стиск і тертя робочої рідини в з’єднувальних гідролініях, на деформування їх стінок, а також втрат в місцевих опорах необхідно зменшувати довжини гідроліній, збільшувати їх діаметр та жорсткість. У цьому зв’язку, однією з найбільш перспективних схем ГП вібропресів для БКВН на базі ІВПМ є схема з індивідуальними приводами основного вертикального і додаткових навісних гідроциліндрів (див. рис. 3.2) при з’єднанні „впритул” їх робочих порожнин та керуючих порожнин віброзбуджувачів.

Слід однак врахувати, що при невеликій довжині і високій жорсткості сполучних гідроліній додаткових гідроциліндрів практично виключаються запізнювання початку робочих ходів їх штоків відносно робочого ходу вібростолу. Вказані запізнювання, як це вже відмічалось у розд. 3.6, відіграють у процесі формоутворення позитивну роль, оскільки, у випадку їх досить значної величини, вплив на прес-форму додаткових ударних імпульсів відбувається на етапі часткового або повного розвантаження заготовки від вертикального пресового зусилля, що дозволяє реалізувати найбільш ефективні режими БКВН. В схемі ГПП з паралельним приєднанням гідроциліндрів до керуючої порожнини одного типового віброзбуджувача (див. рис. 3.3) на відміну від схем з декількома типовими віброзбуджувачами (див. рис. 3.1,а,б) та схеми з багатоходовим віброзбуджувачем (див. рис. 3.1,в), відсутня можливість установалення необхідних величин запізнювань за рахунок зміни параметрів регулювання і настроювання і єдиним засобом для їх забезпечення є застосування довгих і податливих сполучних гідроліній, параметри яких визначаються виходячи з заданих значень запізнювань (див. розд. 3.6).

Багатоходові віброзбуджувачі [169] доцільно також розробляти на основі промислових зразків типових віброзбуджувачів. Наприклад, спеціальний восьмиходовий генератор імпульсів тиску (див. рис. 3.5) містить в основному уніфіковані елементи і вузли типових дво-, триходових віброзбуджувачів [161], що можуть бути використані при його виготовленні.

У розвиток запропонованого перспективного напрямку проектування вібропресов з гідроімпульсним приводом для БКВН на основі промислових зразків вібропресов ІВПМ розроблений ряд принципів гідрокінематичних та конструктивних схем, представлених на рис. 3.19 – 3.23.

ГПП вібропреса для БКВН [262] (див. рис. 3.19) на основі базової моделі ІВПМ включає насос 13, гідроаккумулятор 14 і двокаскадний п'ятиходовий віброзбуджувач 12 [121]. Контейнер прес-форми 3 із заготовкою 4 та пуансон 7 встановлені в упорно-радіальних підшипниках 6, 5, закріплених відповідно на робочому столі 8 і на нижній поверхні рухомої траверси 9. До контейнера 3 збоку жорстко кріпиться кривошип 10, у паз якого вільно входить вертикальний палець 11 з'єднаний зі штоком гідроциліндра 2 поворотних рухів прес-форми, що закріплений на кронштейні 15 і установлений на станині вібропреса. При періодичному створенні в порожнинах гідроциліндрів 1 і 2 імпульсів тиску робочої рідини (в порожнині гідроциліндра 1 – згідно із „імпульсним”, а в порожнині гідроциліндра

2 за „трикутним” законами) прес-форма із заготовкою здійснюють зворотно-гвинтові рухи відносно вертикальної осі.

Робочим циклом гідроциліндрів 1, 2 основного привода вібропреса для двостороннього навантаження [261] (див. рис. 3.20) керує восьмиходовий віброзбуджувач (див. рис. 3.5). Зміна тиску робочої рідини в поршневих порожнинах А, Б гідроциліндрів має “імпульсний”, а у штокових порожнинах В, Г - “трикутний” характер. На етапі відкриття віброзбуджувача (нижні позиції за схемою клапанів 7, 8 першого каскаду, ліва позиція клапана 9, права позиція клапана 10 другого каскаду) відбувається розрядка одноциклових гідроаккумуляторів 11, 12 у порожнини А, Б і заготовка 3, що знаходиться в контейнері прес-форми 4, піддається двосторонньому зустрічному молотовому навантаженню з боку рухомої траверси 5 і вібростолу 6 (порожнини В, Г на даному етапі з'єднані зі зливом). На етапі закриття віброзбуджувача (верхні позиції клапанів 7, 8, права і ліва позиції клапанів 9 та 10 відповідно) порожнини А, Б сполучаються зі зливом, а порожнини В, Г – з напірною гідролінією. Тиск в останніх збільшується, рухома траверса та вібростіл відводяться відповідно вгору та вниз, стискаючи елементи пружного повернення; при цьому відбувається повне розвантаження заготовки.

На рис. 3.21 представлена схема вібропреса, що забезпечує віброударне інерційне навантаження заготовки відносно вертикальної та горизонтальної осей при періодичних зворотно-поступальних вертикальних та зворотно-поворотних горизонтальних рухах прес-форми [186]. Таке навантаження, на нашу думку, сприяє більшій рівномірності ущільнення порошкового матеріалу у порожнинах складнофасонних прес-форм. Пропоновану конструкцію можна реалізувати без значних матеріальних витрат на основі промислового зразка ІВПМ. Вібропрес включає основний гідроциліндр 18 ГІП, штокова і поршнева порожнини якого позначені відповідно А і Б, вібростіл 12, нижню 11 та верхню 20 опорно-напрямні плити, прес-форму 19, в якій знаходиться заготовка 16, пуансон 6 та рухома траверса 2 з інерційними вантажами 22. Вібростіл 12 підпружинений відносно станини 17 елементами пружного повернення 13. Крім основного гідроциліндра вібропрес містить два додаткові гідроциліндри ГІП 3 та 15, установлені на вібростолі за допомогою кронштейнів 9. Шток кожного з додаткових гідроциліндрів через тягу 7 з шарніром, палець 8 і дужки 21 з'єднаний з прес-формою 19. У штокових порожнинах додаткових гідроциліндрів установлені пружини 4. У сферичних лунках прес-форми та пуансона знаходяться кулькові опори 10 та 5, що мають можливість перекочуватись по напрямних

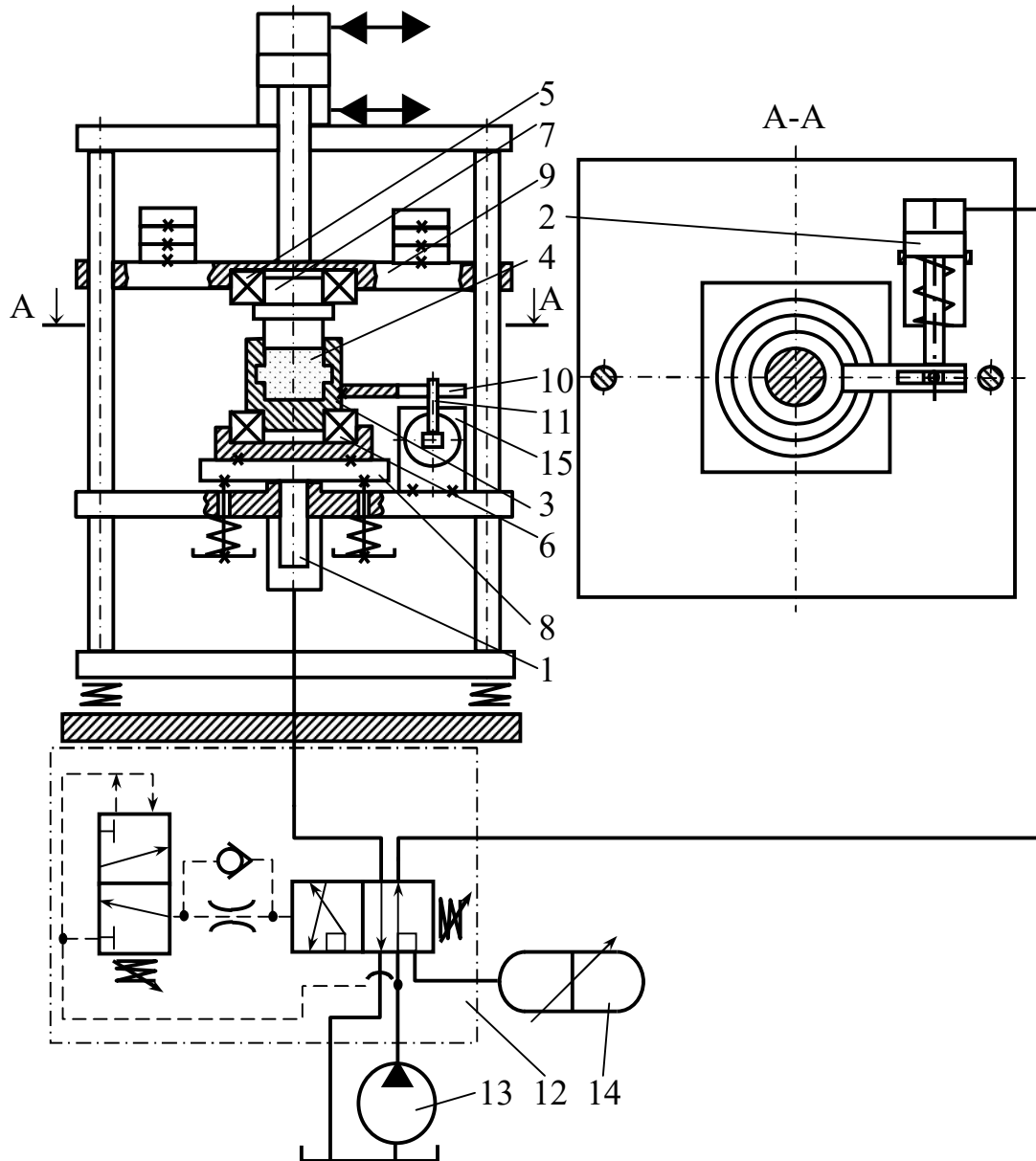


Рис. 3.19. Принципова гідрокінематична схема вібропреса для БКВН на базі ІВПМ зі зворотно-гвинтовим рухом прес-форми

канавках сферичного поперечного перерізу, виконаних у нижній 11 та у верхній 20 плитах. Останнє забезпечує повороти прес-форми та пуансона 6 відносно горизонтальної осі. На верхній поперечині станини установлений допоміжний гідроциліндр 1 з окремим насосним приводом (на схемі не показаний). Шток гідроциліндра 1 зв'язаний з рухомою траверсою 2. Гідроциліндри 18, 3, 15 через двокаскадний восьмиходовий вібробуджувач 33 (див. рис.3.5) з'єднуються із загальним насосним приводом 29. Вібробуджувач 33 включає два сервоклапани першого каскаду 31, 35, що з'єднані через зворотний клапан 25

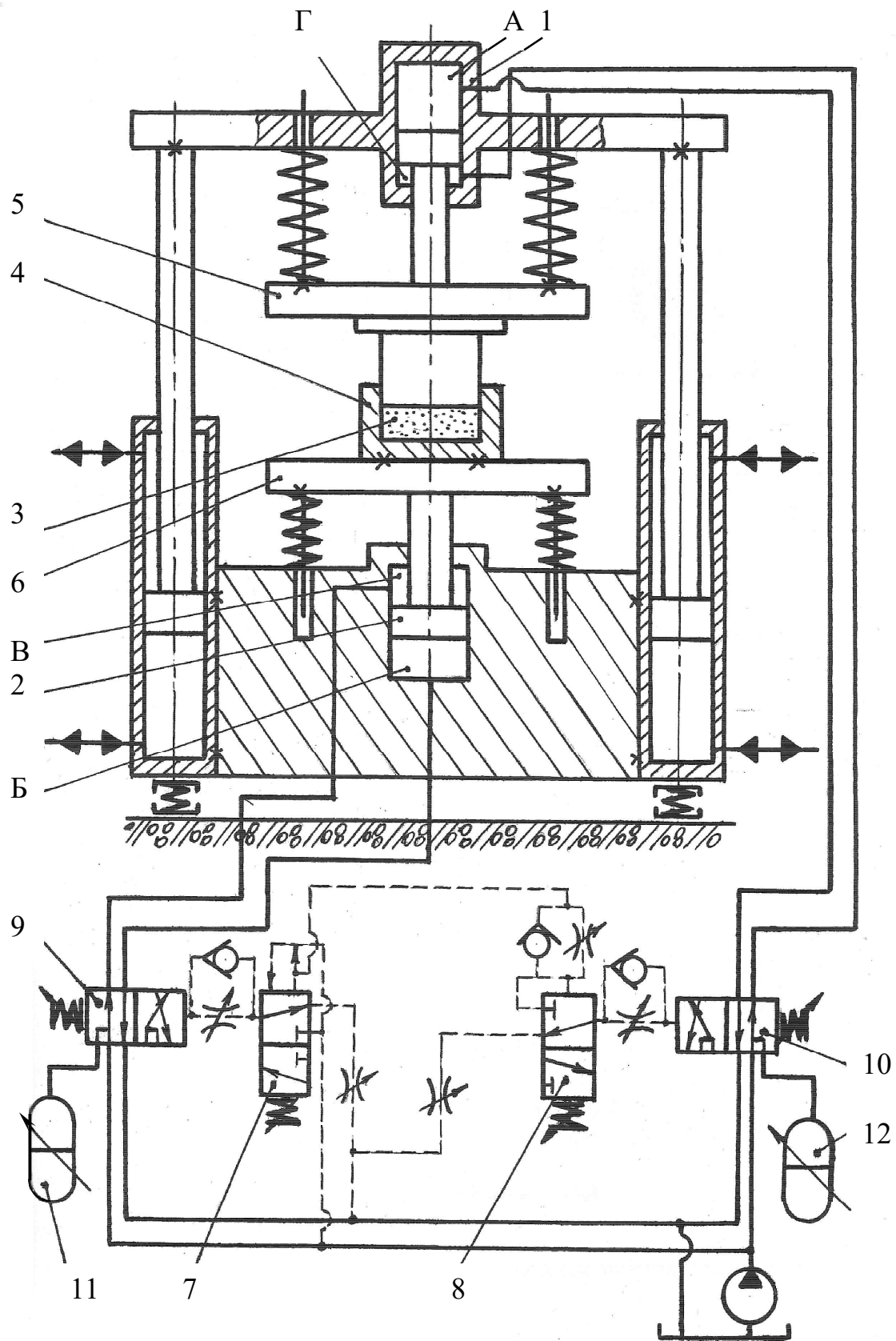


Рис. 3.20. Принципова гідрокінематична схема вібропреса для БКВН на базі ІВПМ для двостороннього віброударного навантаження

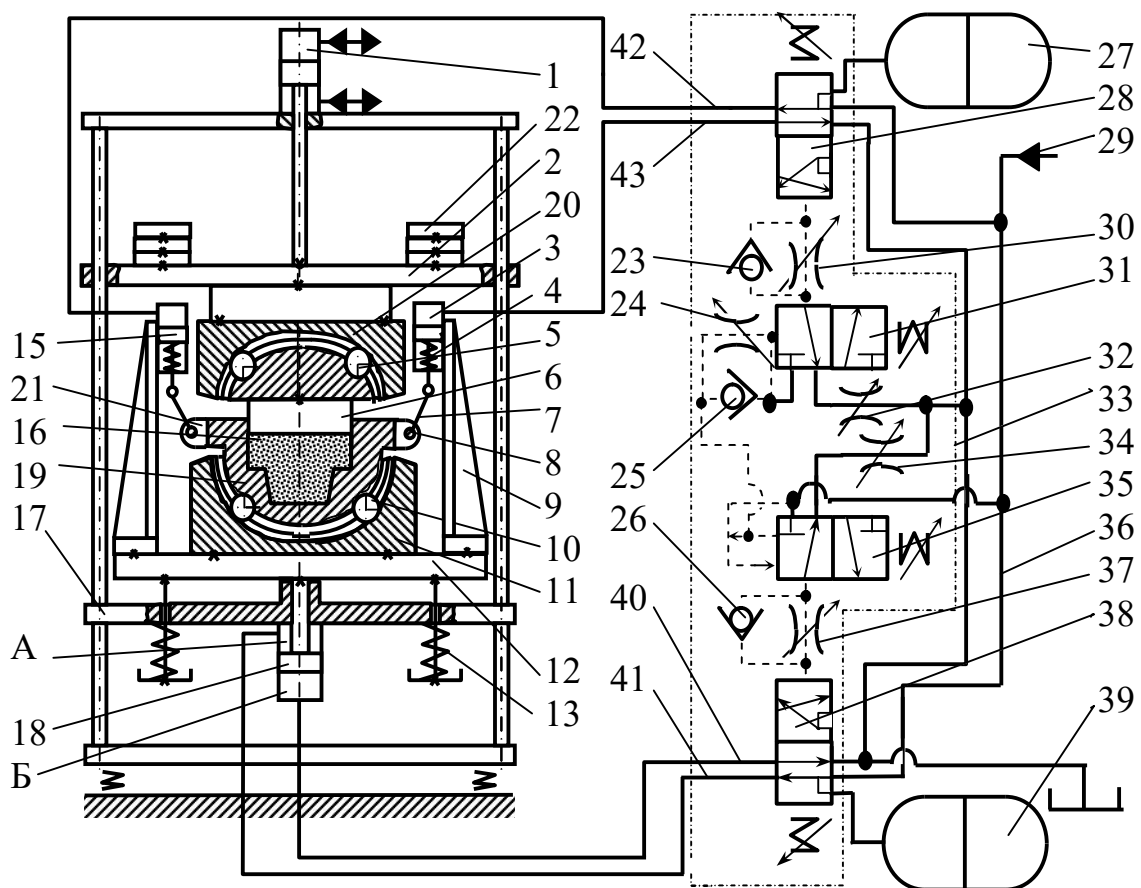


Рис. 3.21. Конструктивна схема вібропреса для БКВН на базі ІВПМ з додатковим горизонтальним зворотно-поворотним рухом прес-форми

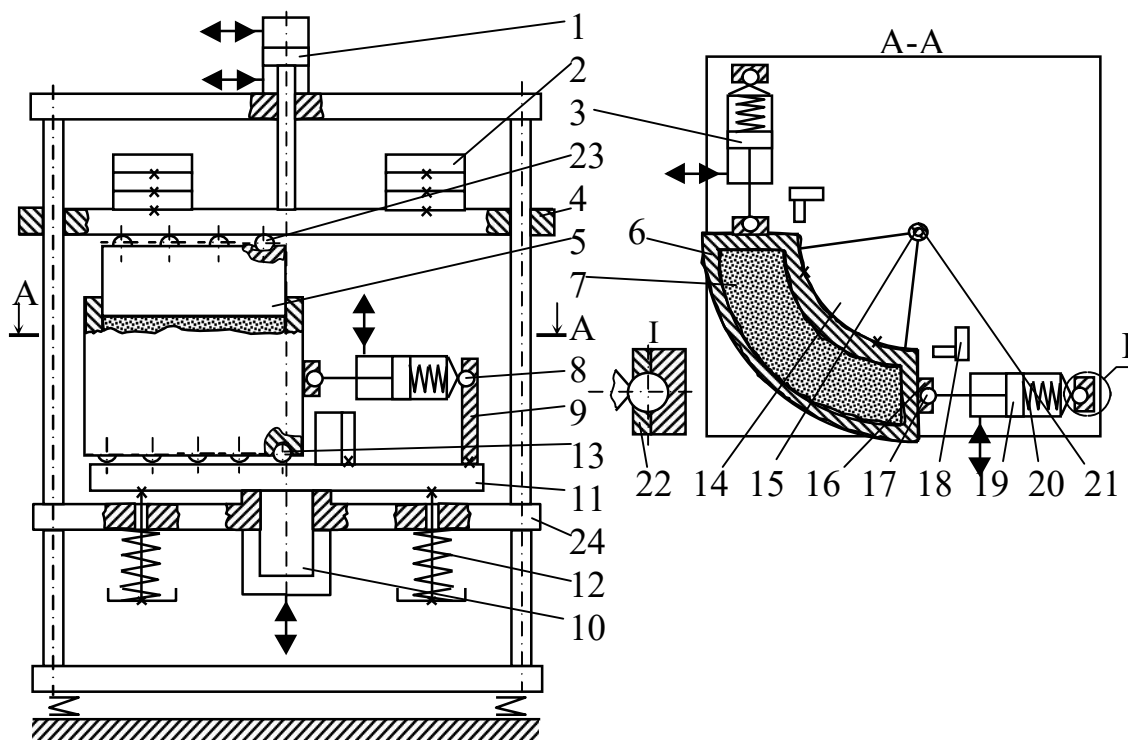


Рис. 3.22. Конструктивна схема вібропреса для БКВН на базі ІВПМ з додатковим вертикальним зворотно-поворотним рухом прес-форми

та регульований дросель 24, два золотникові клапани другого каскаду 28, 38, два модулі тонкого настроювання між клапанами першого та другого каскаду у складі регульованих дроселів 30, 37, та зворотних клапанів 23, 26, а також два регульовані дроселі 32, 34, установлені у зливних гідролініях клапанів 31, 35. Одноциклові гідроаккумулятори 27, 39 з'єднуються через клапани 28, 38 з напірною гідролінією 36. Перед початком формоутворення, при відключеному ГПП, рухому траверсу 2 за допомогою гідроциліндра 1 піднімають у крайнє верхнє положення. У прес-форму 19 насипається порошковий матеріал. На заготовку зверху установлюється пуансон 6. Далі траверса опускається до торкання опорами 5 поверхонь канавок плити 20. При необхідності гідроциліндр 1 може створювати додаткове статичне притискання пуансона до заготовки під час обробки. Допоміжний привод відключається, вмикається насос 29 ГПП. Робоча рідина через клапани 28 і 38 (перший знаходиться у верхній, другий – у нижній за схемою позиціях; сервоклапани 31, 35 – у лівих позиціях) надходить по гідролініях 41 і 42 у порожнину А основного гідроциліндра 18 і поршневу порожнину додаткового гідроциліндра 15. Тиск у вказаних порожнинах починає збільшуватись. Одночасно заряджаються гідроаккумулятори 27, 39. З порожнини Б гідроциліндра 18 та з поршневої порожнини гідроциліндра 3 робоча рідина через гідролінії 40, 43 та клапани 38, 28 йде на злив. Таким чином, поршень гідроциліндра 18 зміщується донизу, вібростіл 12 з установленим на ньому технологічним оснащенням притискається до запліччя станини 17. Разом з тим, переміщується донизу і поршень гідроциліндра 15, стискаючи пружину 4. Зусилля, що штовхає через шток, тягу 7, палець 8 і дужки 21 передається прес-формі 19 із заготовкою 16. Опори 10, 5 перекочуються по канавках плит 11, 20. Прес-форма і пуансон повертаються ліворуч з ударом дужок об плиту 11 наприкінці робочого ходу (ударні імпульси через стінки прес-форми передаються заготовці 16). Кут повороту прес-форми і разом з ним інтенсивність додаткового віброударного навантаження можна регулювати закріпленням на верхніх гранях плити 11 пластин різної товщини. При збільшенні тиску робочої рідини у напірній гідролінії 36 до тиску спрацьовування вібробуджувача 33, що настроюється, відкриваються сервоклапани 31, 35 (праві позиції за схемою), при цьому, затримку відкриття клапана 31 у порівнянні із відкриттям клапана 35 можна регулювати дроселем 24. Клапани другого каскаду 28 та 38 перемикаються відповідно у нижню та верхню позиції (затримки перемикавання клапанів 28, 38 відносно моменту спрацьовування сервоклапанів змінюються за допомогою дроселів 30, 37). Таким чином, порожнина А гідроциліндра 18, та поршнева порожнина гідроциліндра 15 через гідролінії 41 та 42, а

також клапани 38, 28 з'єднуються зі зливом, а порожнина Б гідроциліндра 18 та поршнева порожнина гідроциліндра 3 через гідролінії 40, 43 та вібробудувач 33 сполучаються із напірною лінією 36 та порожнинами одноциклових гідроаккумуляторів 39, 27. В результаті, тиск в них практично миттєво збільшується (затримку імпульсу тиску у порожнині гідроциліндра 3 у порівнянні із імпульсом у порожнині Б можна змінювати регулюванням дроселя 24). Поршень гідроциліндра 18 рухається ввєрх, а поршень гідроциліндра 3 – вниз, при цьому стискаються пружини 13 та 4. Пружина гідроциліндра 15 при падінні тиску в його поршневій порожнині повертає поршень у вихідне положення. Внаслідок описаних зміщєнь, заготовка 16 у прес-формі 19 навантажується відносно вертикальної осі інерційним зусиллям, що створюється пуансоном 6, плитою 20, рухомою траверсою 2 і вантажами 22, а також статичним притисканням з боку гідроциліндра 1. Відносно горизонтальної осі прес-форма із заготовкою та пуансон повертаються праворуч. Дужки 21 у крайній точці повороту вдаряються об плиту 11. В момент, коли тиск у гідролінії 36 зменшиться до величини закриття вібробудувача, яка наструєється, сервоклапани 31, 35 перемикаються у ліві, клапан 28 – у верхню, а клапан 38 – у нижню позиції. Порожнина Б гідроциліндра 18 через гідролінію 40 і вібробудувач з'єднується зі зливом, а порожнина А через гідролінію 41 – з насосом 29. Поршневі порожнини гідроциліндрів 3, 15 через гідролінії 43, 42 сполучаються відповідно зі зливною та напірною гідролініями. Наприкінці холостого ходу у нижнє вихідне положення під дією сили тяжіння технологічного оснащення і траверси 2 з вантажами 22, а також сили пружності стиснених елементів пружного повернення 13, вібростіл вдаряється нижньою поверхнею об запліччя станини 17. Цикл спрацьовування ГПП вібропреса повторюється. Протягом кожного циклу тиск робочої рідини у порожнині А гідроциліндра 18 та у порожнині гідроциліндра 15 змінюється згідно із “трикутним” законом, а у поршневих порожнинах гідроциліндрів 18 та 3 – згідно із “імпульсним” законом із проміжками повного розвантаження. Тривалість переднього та заднього фронтів імпульсів тиску регулюється дроселями 30, 37 та 32, 34. Можливе також оснащення кожного з гідроциліндрів індивідуальним ГПП з двоходовим або триходовим вібробудувачем, приєднаним за схемою “на вході” або “на виході”. Однак в останньому випадку необхідно чітко узгоджувати роботу приводів гідроциліндрів 3 та 15 за частотою спрацьовування.

На рис. 3.22 подана схема вібропреса, в якому реалізоване додаткове віброударне навантаження заготовки в горизонтальній площині при періодичних поворотах прес-форми відносно вертикальної осі

[186]. Для цього прес-форма 6 із заготовкою 7 установлена на кулькових опорах 13, що перекочуються по верхній поверхні вібростолу 11. Аналогічні опори 23 знаходяться в лунках пуансона 5, завдяки чому він також має можливість переміщуватись разом із прес-формою у горизонтальній площині. Повороти прес-форми з ударами у граничних положеннях в упори 18 (положення упорів можна змінювати і тим самим регулювати параметри додаткового віброударного інерційного навантаження за амплітудою та енергією, що передається) забезпечують гідроциліндри 3, 19 (див. розріз А-А на рис. 3.22) з пружинами 20 у поршневих порожнинах. З кронштейнами 9, установленими на вібростолі та з опорними пластинами 16, закріпленими на прес-формі 6, гідроциліндри 3, 19 з'єднуються шарнірами 17. Фіксацію забезпечують притискні планки 22 (див. виносний елемент I на рис. 3.22). Додаткова спрямованість прес-форми 6 під час її горизонтальних рухів створюється сектором 14, що зв'язаний з поворотною втулкою 21 стояка 15 та з боковою поверхнею прес-форми. Вібростіл 11 з'єднується зі станиною 24 елементами пружного повернення 12. ГПП додаткових гідроциліндрів 3, 19 може здійснюватись від загальної з основним гідроциліндром 10 насосної станції через двокаскадний восьмиходовий віюрозбуджувач (див. рис. 3.5). Другий варіант – приєднання кожного з гідроциліндрів до окремого ГПП – вимагає чіткого узгодження та синхронізації їх роботи. За допомогою гідроциліндра 1 виконуються установочні переміщення траверси 4 з інерційними вантажами 2, а також, якщо потрібно, створюється додаткове статичне притискання пуансона 5 до заготовки 7 в прецесі БКВН.

На рис. 3.23 зображений вібропрес для формоутворення великогабаритних кільцеподібних заготовок [186], при створенні якого можуть бути використані всі основні вузли ІВПМ, включаючи гідроциліндр 14 з вібростолом 11 та елементами пружного повернення 13, станину 1, рухому траверсу 2 з інерційними вантажами 4, допоміжні гідроциліндри 3 установочних переміщень та додаткового статичного притискання. На вібростолі 11 кріпиться прес-форма 8 із заготовкою 9, на яку зверху установлюється пуансон 6, зв'язаний з рухомою траверсою 2. Окрім основних вузлів, вібропрес містить додатковий гідроциліндр 5 ГПП, змонтований на верхній поперечині станини 1. Шток гідроциліндра 5 вільно проходить скрізь отвори у рухомій траверсі 2 та пуансоні 6, з'єднуючись з конусом 7. На вібростолі установлюється також додаткова плита 12, в якій виконані осьовий конічний та вісім радіальних отворів (число радіальних отворів – точок додаткового ударного навантаження при необхідності, в залежності від розмірів заготовки може бути більшим або навпаки – меншим). У радіальних отворах знаходяться підпружинені пальці 10.

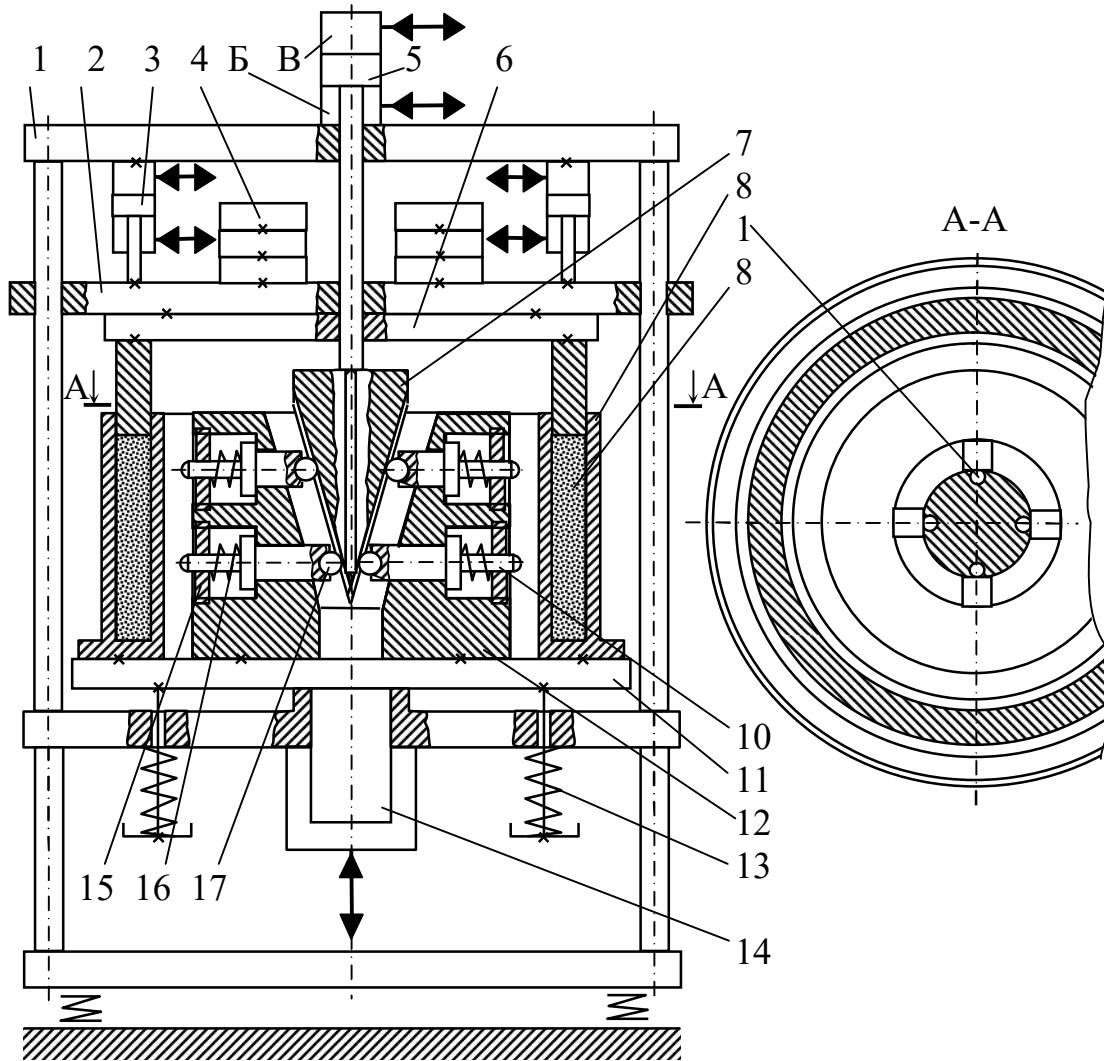


Рис. 3.23. Конструктивна схема вібропреса для БКВН великогабаритних кільцеподібних заготовок на базі ІВПМ

В сферичних лунках на внутрішніх торцях пальців розташовуються кулькові елементи 17. Елементи зафіксовані відносно осей пальців і одночасно мають можливість обертатись, перекочуючись по чотирьох сферичних канавках 18 конуса 7. Зовнішні торці пальців зміцнені. Сили попереднього стиску пружин 16 можна регулювати за допомогою кришок 15, що утворюють різьбові з'єднання з плитою 12. Впродовж основного робочого циклу вібропреса, при збільшенні тиску робочої рідини у порожнині В додаткового гідроциліндра 5, його поршень, а з ним і конус 7 зміщуються донизу, відтискаючи пальці 10 в напрямку від осі плити 12. Наприкінці робочого ходу пальців їх зміцнені торці вдаряють в прес-форму 8 із заготовкою 9. На етапі падіння тиску у порожнині В і його збільшення у порожнині Б поршень гідроциліндра 5 з конусом 7 піднімаються вверх. Стиснені пружини 16 повертають пальці 10 у вихідні положення з упором їх у

буртики радіальних отворів. Далі цикл навантаження повторюється. Робочий цикл гідроциліндра 14 і зв'язаного з ним вібростолу 11 з технологічним оснащенням аналогічний циклам вертикальних гідроциліндрів описаних вище вібропресів. Регулюванням положення кришок 15 можна змінювати інтенсивність бокових ударних навантажень прес-форми, прикладення яких забезпечує більшу рівномірність якісних параметрів заготовок по висоті.

Розроблені схеми вібропресів при реалізації їх на основі існуючого промислового вібропресового обладнання дозволяють розширити технологічні можливості останнього і тим самим підвищити його ефективність та гнучкість. Запропоновані конструкції вібропресового обладнання можуть знайти застосування і на будівництві, а також при випробуваннях деталей та вузлів машин.

4. Технологія та обладнання з ГПШ для вібраційного розкочування кільцевих виробів

Впровадження прогресивних маловідходних та безвідходних технологій обробки металів дозволяє вирішити проблеми сучасного машинобудування, що пов'язані із необхідністю зменшення витрат матеріалів та енергії. До вказаних технологій відносяться процеси розкочування або місцевої локалізованої деформації, реалізація яких дозволяє не тільки забезпечити безвідходне виробництво, наприклад кільця підшипників, при мінімальних енергетичних витратах, але й підвищити точність та значно зменшити собівартість виготовлення виробів [72]. Ефективність процесів місцевої локалізованої деформації суттєво залежить від можливостей приводів розкочувального обладнання, що використовується для їх здійснення.

Роботи зі створення, дослідження та впровадження обладнання для розкочування кілець на терені колишнього СРСР почали проводитися з 70-х рр. минулого сторіччя [20, 39, 71, 149, 332]. За кордоном з даним напрямком були пов'язані фірми Levy та Form-Floо в Англії, Wagner та Banning у ФРН (Західна Німеччина). У 80-х рр. промислове обладнання для холодного розкочування кілець підшипників було створене у НДР (Східна Німеччина) – машина мод. UPW63 та в ПНР (Польща) – машина мод. WZW-1, які отримали позитивні оцінки фахівців. В цей же час в Японії (фірма Кисей) та СРСР (ДПЗ - 4) були розроблені та виготовлені інші зразки розкочувальних машин, причому принципи реалізації технології холодного розкочування, покладені в їх основу мали свої особливості. Наприклад, при виготовленні кілець на машині японського виробництва в якості вихідного матеріалу використовувалася гарячекатана труба, а на машині виробництва СРСР – холоднокатана. Кожна із використовуваних технологій мала певні переваги та недоліки, що були пов'язані з однорідністю структури оброблюваного матеріалу, хоча приводи самих машин суттєво і не відрізнялись. Розкочування кілець здійснювалось групою радіальних відносно заготовки роликів, або спеціальною матрицею, що обмежували збільшення зовнішнього діаметра заготовки. В основу кінематики машин закладалася схема радіального розкочування кільцевих заготовок (рис. 4.1), реалізацію якої забезпечували здебільшого механічні або гідравлічні приводи.

Під час відкритого розкочування кільцева заготовка 1 деформується між двома виконавчими елементами (рис. 4.1а) – натискним валом 3 та валком 2. В процесі деформування діаметр та ширина заготовки можуть збільшуватися за рахунок зменшення товщини кільця. З метою запобігання збільшення ширини заготовки, на валу 3 пе-

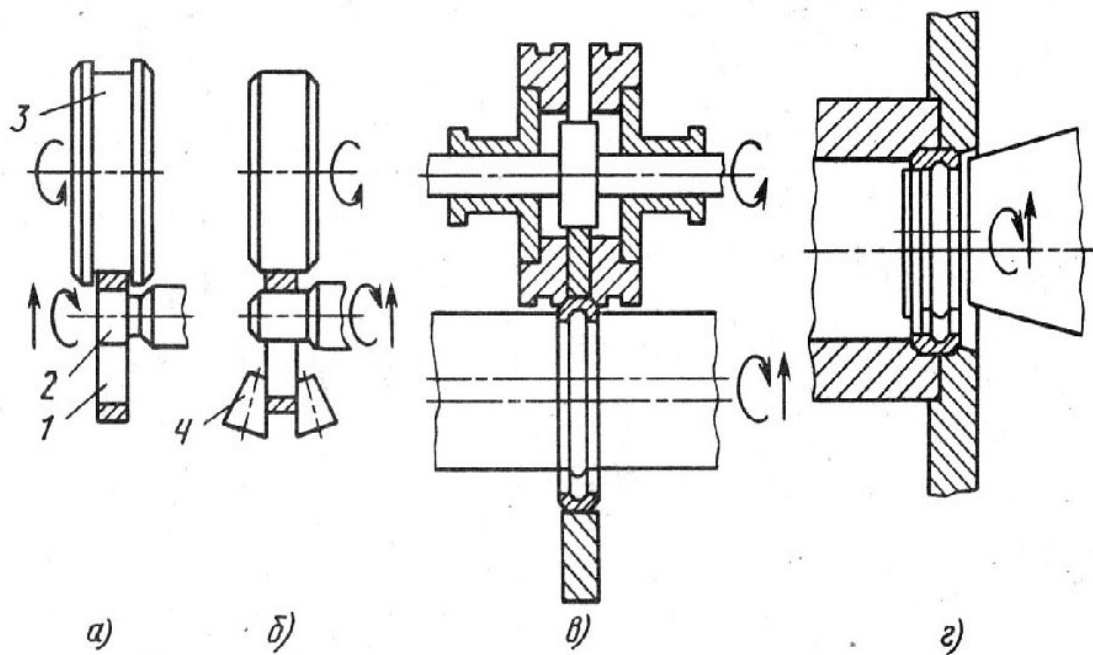


Рис. 4.1. Схеми радіального відкритого розкочування кілець

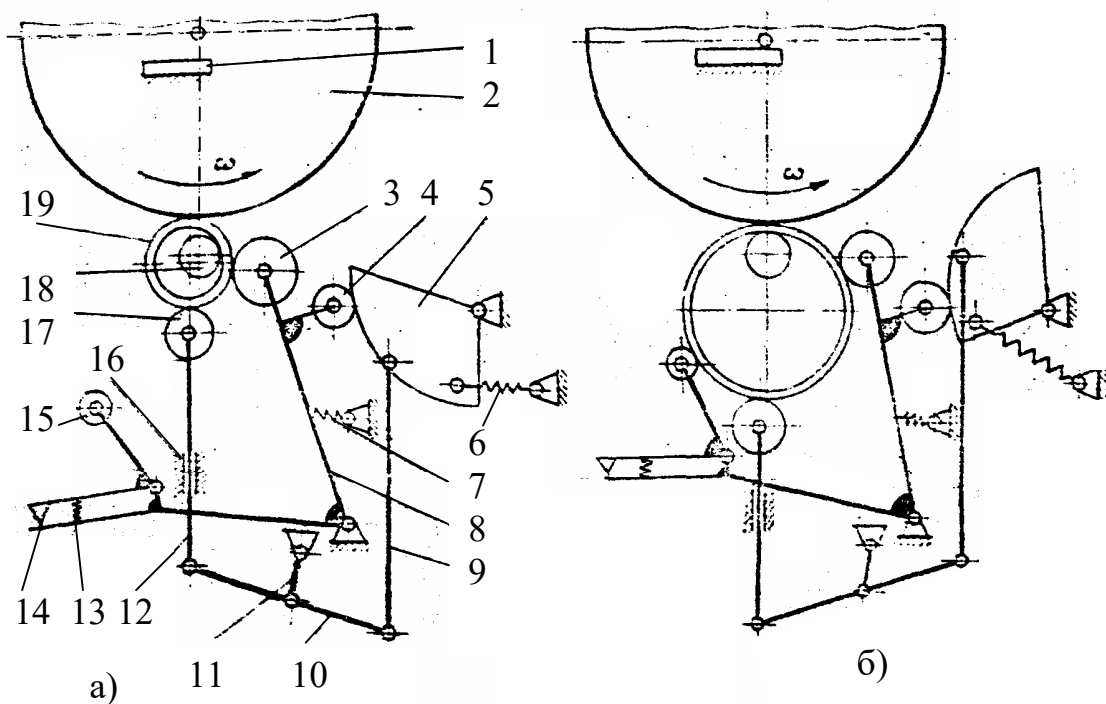


Рис. 4.2. Схема розкочування кілець кулькових підшипників на автоматі мод. 4К-0-46: а) – початок розкочування; б) – завершення розкочування

редбачені обмежувальні реборди, а в пристрої, схема якого зображена на рис. 4.1б – калібрувальні ролики 4. Крім цього, обмеження може забезпечуватись роликом або матрицею (рис. 4.1в,г). Для реалізації закритого розкочування використовується торцева схема, коли основна силова дія на заготовку здійснюється деформуючими валками в осьовому напрямку.

В якості вихідних заготовок для розкочування можуть бути використані кільцеві заготовки, отримані в результаті виконання попередніх операцій різання або обробки тиском (відрізані від труб, виточені з труб або прутків; поковки, отримані об'ємним або листовим штампуванням; згинанням смуги з подальшим зварюванням; литтям і т.д). Вихідні заготовки мають певні обмеження за мінімальним внутрішнім діаметром, але останній має бути значно меншим за діаметр готової деталі. Розміри вихідної заготовки визначаються в залежності від ступеня обтискання λ , який обчислюється як відношення товщини стінок до і після розкочування

$$\lambda = \frac{s_o}{s_k} = \frac{D_o - d_o}{D_k - d_k}, \quad (4.1)$$

де s_o , D_o , d_o , s_k , D_k , d_k - відповідно товщина, зовнішній і внутрішній діаметри заготовки (о) та кільця (к).

За даними підшипникових заводів нормальний ступінь обтискання складає 1,2...1,5 (іноді ступінь обтискання може сягати 2,4), а внутрішній діаметр заготовки не може бути меншим за 40 мм [123]. В основу розрахунків покладені відомі закони пластичного деформування, зокрема закон постійності об'єму. Рекомендується зовнішній діаметр заготовки визначати за умови рівності об'ємів заготовки та деталі з врахуванням припусків на холодну або гарячу обробку [304]. В загальному випадку зусилля, що необхідне для розкочування, визначається за формулою

$$P = f \cdot q, \quad (4.2)$$

де f - площа контакту з натискним валом, m^2 ; q – середній тиск, МПа ($q = K_\mu \cdot K_\vartheta \cdot K_n \cdot \sigma_b$, де $K_\mu = 1,15$ – коефіцієнт, що враховує вплив тертя; $K_\vartheta = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує вплив швидкості деформування; $K_n = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує зміцнення металу; σ_b – напруження опору деформуванню).

При гарячому розкочуванні кільцевих заготовок більш ефективною є закрыта схема радіального розкочування [161, 304], при реаліза-

ції якої величина стискаючої тангенціальної напруги в осередку деформації стає значно більшою, оскільки матриця обмежує збільшення зовнішнього діаметра заготовок. Це приводить до зростання зусиль деформування. Холодне розкочування кілець підшипників забезпечує їх більш високу точність, ніж гаряче, що пояснюється відсутністю коливань температури. Останнє дає можливість досягти досить високої точності кільця за зовнішнім діаметром та виключити подальшу токарну обробку всього зовнішнього профілю, що в свою чергу забезпечує отримання готового кільця шляхом виконання лише однієї токарної операції з розкочування внутрішнього профілю.

Досвід створення маловідходних технологій [20, 39, 187, 317, 332] показав, що при виготовленні підшипникових кілець з трубних заготовок із застосуванням способу токарної обробки, середній коефіцієнт використання метала (КВМ) складає лише 0,47 і тільки для кілець деяких типорозмірів досягає 0,57. З метою зменшення витрат металу був запропонований новий технологічний процес, який раціонально поєднував холодне відкрите розкочування кільцевих заготовок з подальшою механічною обробкою різанням. В якості вихідних заготовок використовувалися гарячекатані труби, які розрізалися за довжиною на штучні заготовки з врахуванням ширини виготовлюваних кілець. Технологічним процесом передбачалась можливість використання штучних заготовок, які отримувалися вільним куванням або гарячим прокатуванням. Після холодного відкритого розкочування чорнові кільця мали відносно високу точність за зовнішнім діаметром при достатній стабільності інших розмірів. За результатами статистичної обробки виготовленої партії зовнішніх кілець підшипника 212 (200 штук) [332] при коефіцієнті надійності $\alpha = 0,99$, отримані такі результати: зовнішній діаметр кільця $110,56 \pm 0,0498$ мм; овальність зовнішнього діаметра 0,09 мм; конусність зовнішнього діаметра 0,07 мм. Відмічено також суттєве зменшення різностінності розкочених чорнових заготовок у порівнянні з вихідними (у 8-10 разів), що дає можливість уникнути додаткової токарної обробки. Наприклад, при різностінності гарячекатаних труб за ГОСТ 801-79 в межах 20%, різностінність розкочених з них чорнових заготовок складає лише 2%, таким чином, тільки за рахунок останнього досягається економія металу близько 20,3%.

Холодне розкочування трубних заготовок проводилося на обладнанні, принцип дії якого був аналогічним принципу, покладеному в основу верстатів з механічним та гідравлічним приводом для розкочування різьби. Кінематична схема машини для розкочування кілець, в якій одночасно був використаний механічний та гідравлічний привод була реалізована у відомих машинах моделей МГР-150,

МГР-250, МГР-300, МГР-500, РМ-300М, РМ-500 [39, 127, 332]. На даних машинах, що випускалися серійно, розкочували кільця із зовнішнім діаметром 80 - 600 мм та шириною 20 - 145 мм. Продуктивність їх становила 600 - 160 кілець за годину в залежності від діаметра кільця, що розкочувалось. Для підприємств підшипникової промисловості на ДПЗ-4 на базі машин моделей МГР-250 та РМ300М був створений автомат мод. 4К-0-46, на якому кільцева заготовка 19 (рис.4.2) розкочувалась між внутрішнім холостим валком 18 та зовнішнім приводним валком 2 [332].

В останнє десятиріччя в провідних країнах світу використанню та впровадженню нових маловідходних та безвідходних технологій з виготовлення кілець підшипників приділяється особлива увага. В зв'язку з цим, особливо актуальним є питання підвищення ефективності даних технологій за рахунок використання вібраційного навантаження. Перші згадки про ефективність вібраційного навантаження під час обробки тиском з'явилися ще в 30-х рр., а в 40–50-х рр. у періодичних виданнях були опубліковані результати перших наукових праць І.О. Норіцина, Ю.П. Согрішина, Ю.М.Карнова та інших, що присвячувалися дослідженню процесів деформування металу в умовах вібраційного навантаження осередку деформації (за термінологією авторів також “пульсуючого” або “циклічного” навантаження). У висновках автори відмічали можливість зменшення потрібних робочих зусиль на виконавчому органі машини (в 1,5-2 рази у порівнянні із зусиллями при статичному деформуванні), а також збільшення коефіцієнта витяжки. Це пояснювалося зниженням інтенсивності контактного тертя, та покращенням умов протікання процесів пластичного деформування за рахунок створення більш рівномірної напруги по об'єму пресформи.

Найбільш інтенсивно дослідницькі роботи в галузі вібраційної обробки металів тиском проводилися у 60 – 70-х рр. [161, 200]. Доцільність застосування вібрацій перевірялась практично для всіх процесів обробки тиском: кування, штампування, прокатування, волочіння, пресування, обкатування. Першу спробу проаналізувати та узагальнити отримані результати зробили В.М. Клименко та В.М.Шаповал [200]. Вони розглянули процес пластичного деформування із загальновідомої точки зору взаємодії формоутворюючого інструменту та металу, а також витрат при цьому механічної енергії. Було встановлено, що безпосередньо на процес пластичного деформування енергії витрачається значно менше, ніж на виконання роботи з подолання опору силам тертя на поверхні контакту інструмента з

оброблюваним металом, а також на компенсацію втрат енергії, обумовлених поглинанням та розсіюванням її металом, інструментом і навколишнім середовищем. Пластичне деформування в таких процесах проходить за умов довготривалого напруженого зв'язку між інструментом та оброблюваним металом, що обумовлює значні втрати робочого зусилля, потужності та ККД. Суттєво впливає на процес пластичного деформування рух дислокацій, зміцнення та знеміцнення металу, що деформується, а також швидкість його протікання. Якщо враховувати вищезгадані фактори, то є можливість пояснити поцільність створення в осередку деформації вібраційного (пульсуючого або циклічного) навантаження. Таким чином, зниження напруг деформування автори пояснюють зміною умов тертя на поверхні контакту інструмента з оброблюваним металом (поверхневий фактор), зниженням опору метала деформуванню (об'ємний фактор), а також перерозподіленням в часі навантаження осередку деформації (часовий фактор). Перші два фактори впливають на миттєві значення робочих напруг, а дія третього полягає в тому, що середні значення сил деформування виявляються нижчими тих значень, які би при незмінності решти умов вони мали під час безперервного деформування статичною силою.

Об'ємний фактор вібраційної обробки металів тиском проявляється у зміні пластичних властивостей металу. Розтягання металу навантаженнями, що циклічно повторюються дозволяє зменшити напругу текучості і нарощувати видовження за рахунок зусилля “першого навантаження” [200]. Автори пояснюють це тим, що зерна структури металевого зразка під дією напруги розтягання отримують деформації різного ступеня. В результаті виникають додаткові напруги, які врівноважуються в межах декількох зерен та обумовлюють виникнення в останніх об'ємного напруженого стану. Даний стан для окремих зерен може помітно відрізнятися за величиною головних напруг та їх знаком. Під час кожного наступного циклічного навантаження головні напруги додаються до залишкових і забезпечують напругу текучості, величина якої нижча, ніж під час попереднього навантаження. Підвищення пластичності в процесі циклічного навантаження також пояснюється характером зміцнення металу за рахунок утворення ширших та коротших смуг ковзання. Внаслідок періодичного руху дислокацій частина їх гальмується та своїм силовим полем впливає на джерела інших дислокацій, що розташовані в сусідніх площинах ковзання. Повторне навантаження викликає ковзання в даних площинах під дією напруг, які є нижчими, ніж статична межа пружності. Об'ємний фактор вібраційної обробки здебільшого є характерним для процесів, в яких багаторазовому впливу циклічних

деформації піддається один і той самий об'єм металу. Дослідження поверхневого та об'ємного факторів вібраційної обробки тиском проводились на частотах звукового діапазону в межах 10-16000 1/с. Створення таких коливань не вимагає застосування дорогого обладнання. На думку багатьох авторів найбільш ефективними є низькочастотні вібрації в межах 10-100 1/с [54, 187, 200, 317].

Часовий фактор вібраційної обробки тиском характеризує спосіб формування робочого зусилля в осередку деформації протягом одного періоду – циклу навантаження. Суть даного навантаження полягає в тому, що впродовж кожного періоду T в осередку деформування протягом часу T_p прикладається робоче зусилля P , а потім протягом $T_o = T - T_p$ – настає розвантаження і до кінця періоду робоче зусилля P дорівнює нулю. Розвантаження може бути частковим, але його значення завжди менше робочого зусилля. Переривчастий характер навантаження дозволяє суттєво зменшити енергетичні витрати. Особливо перспективною є можливість створення такого навантаження шляхом прикладення періодичних імпульсів зовнішніх сил або накладанням змінної періодичної складової на існуюче статичне навантаження. Здебільшого змінна складова навантаження забезпечується за рахунок коливання інструменту, яким створюються змінні напруги в металі. Підсумовування змінної напруги σ_{var} та постійної напруги σ_{const} , яка забезпечується статичним навантаженням, приводить до того, що в окремі моменти сумарна напруга є достатньою для протікання пластичного деформування, тоді як при дії тільки постійної її складової пластична течія металу (рис. 4.3) не може бути забезпечена. Таким чином, частину роботи з деформування металу виконує головний привод, а решту – вібраційний.

Широке використання та впровадження вібраційних безвідходних технологій обробки обмежувалося через відсутність спеціально розроблених вібраційних приводів. Як відмічали самі автори досліджень процесів вібраційної обробки [200], лише в деяких випадках створювалися дослідні та промислові зразки вібраційних приводів [161] для вібропресів, вібромолотів, прокатних станів. Здебільшого використовувалися приводи, що були в наявності і не завжди відповідали вимогам проведення експерименту в ши-рокому діапазоні зміни параметрів навантаження (частоти, робочого зусилля, енергії одного циклу тощо). Найбільш розповсюдженим було вібраційне обладнання з механічним, гідравлічним та комбінованим типами приводів. При цьому з гідравлічних приводів, внаслідок відомих переваг, особливо широко застосовувався ГП [161].

Для підвищення ефективності процесу розкочування кілець за рахунок забезпечення додаткового вібраційного навантаження осеред-

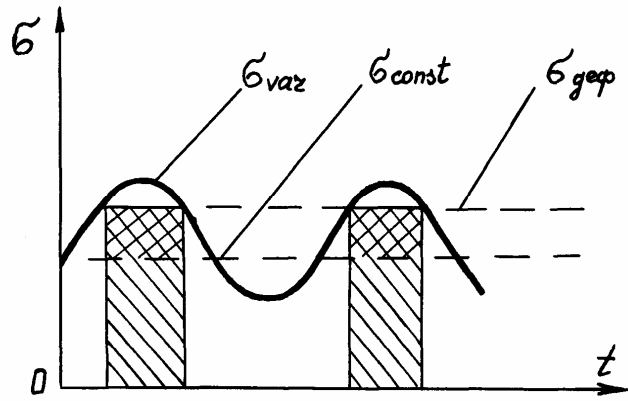


Рис. 4.3. Графік силового навантаження при накладанні змінної періодичної складової напруги на статичну складову

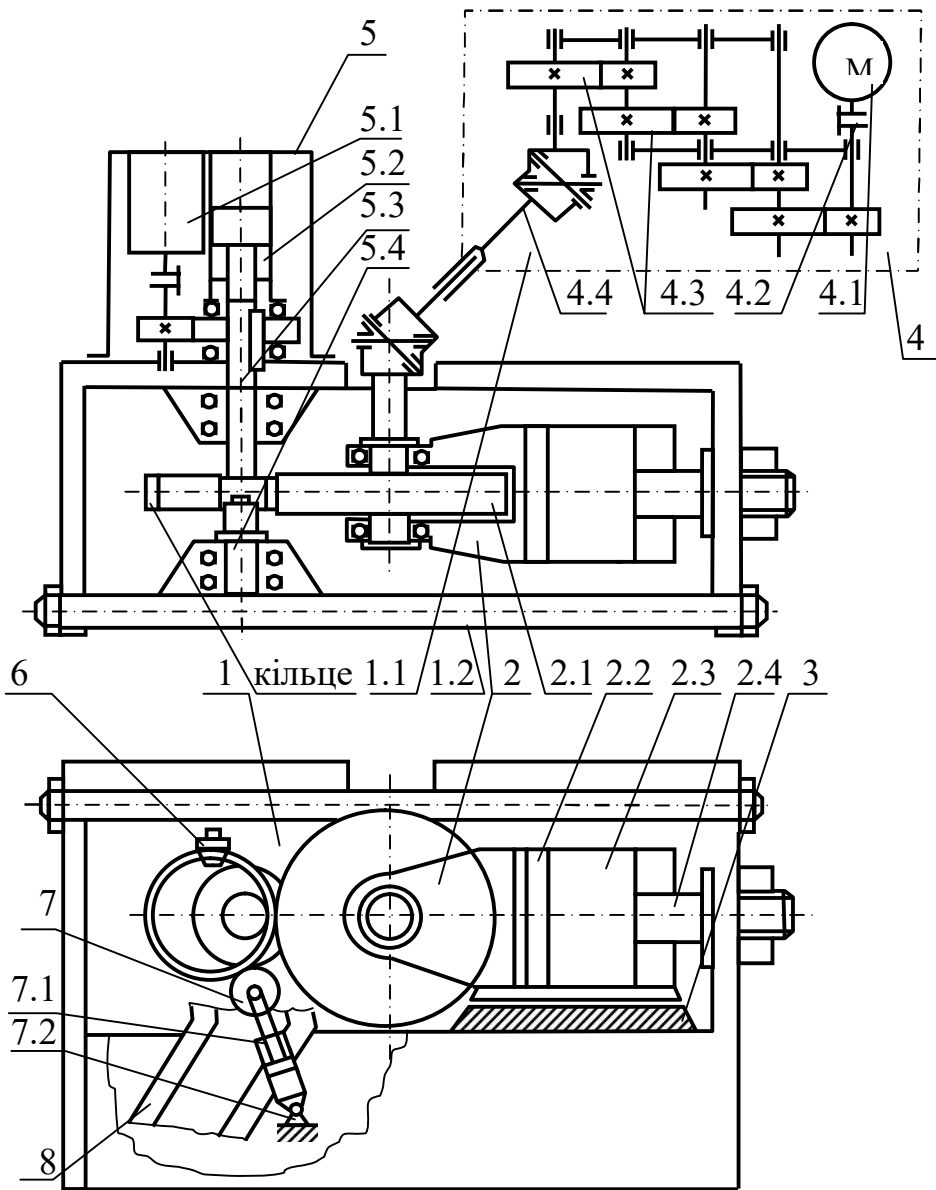


Рис. 4.4. Конструктивна схема базової профіленакатної машини UPW-63

ку деформації, пропонуються такі схеми вібророзкочування: до сталої складової радіального зусилля розкочування додаються радіальна та осьова (осцилюючий рух) вібраційні складові навантаження, які передаються оправці або розкатнику. Вібраційні складові радіального та осьового зусилля практично можуть бути створені за умови розташування на шпинделі розкочувальної оправки або на шпинделі розкатника направленою вібробуджувача. В кожному конкретному випадку рішення щодо вибору схеми розкочування може бути прийняте лише в результаті всебічного аналізу умов розкочування, з врахуванням конфігурації деталі та технічних можливостей замовника.

Під час вибору розкочувальної машини, що може бути використана як базова при створенні її модифікації з вібробуджувачем, необхідно передбачити можливість її оснащення приводом радіальної та осьової вібраційних складових навантаження, що передаються відповідно розкатнику (з накладенням на створюване ним радіальне статичне зусилля) та на шпиндель розкочувальної оправки. Технічна здійсненність проведення модифікації передбачає також наявність серійних вібробуджувачів або можливість створення їх спеціальних зразків. Крім цього, аналізується доцільність використання базового розкочувального обладнання або виготовлення нового.

В умовах виробництва Вінницького підшипникового заводу [317] на основі універсальної профіленкатної машини був створений експериментальний зразок вібраційної розкочувальної машини. Конструктивна схема базової машини приведена на рис. 4.4. На чавунній станині 1 жорсткої коробчастої конструкції змонтовані основні вузли та приводні агрегати: шпиндельна бабка механізму розкатника 2 з гідравлічним приводом радіальної подачі; напрямні полозки шпиндельної бабки 3; головний електромеханічний привод шпинделя механізму розкатника 4; розкочувальна оправка з гідравлічним приводом 5 обертальної та поступальної дії; механізм подачі кілець в робочу зону 6; круглорозкочувальний пристрій 7; пристрій відведення готових кілець 8; вимірювальний пристрій 9.

Для створення вібраційної розкочувальної машини на базі описаної універсальної профіленкатної машини доцільно використати ГПП, ефективність якого при експлуатації в складі вібраційних машин обробки тиском знайшла підтвердження на практиці. Основні передумови для застосування в якості базової універсальної профіленкатної машини були такими: наявність в базовій машині гідропривода головного руху та розкочувальної оправки, гідроциліндри якого можуть забезпечити створення додаткового вібраційного та осцилюючого навантаження заготовки відповідно в радіальному та осьовому напрямках, при цьому витрати на проведення модернізації, за попе-

редніми розрахунками, будуть мінімальними та обмежаться витратами на виготовлення віброзбуджувачів ГПП і здійснення незначних конструктивних доробок.

Вібраційне навантаження на штоку гідроциліндра можна створити за допомогою ГПП з віброзбуджувачем “на вході” або “на виході”, що забезпечить пульсації тиску в його поршневій або штоковій порожнині.

В результаті аналізу конструктивних особливостей базової розкочувальної машини при розробці її модифікації з віброзбуджувачем, була встановлена можливість створення приводів вібраційних та осьових осцилюючих складових навантаження, що накладаються відповідно на радіальне зусилля розкатника та передаються шпинделю розкочувальної оправки.

На рис. 4.5 зображені силові графіки вібронанвантаження, при створенні пульсацій тиску в поршневій (ліворуч) та в штоковій (праворуч) порожнинах. В першому випадку зусилля на штоку $P_{шт} = p_n(t) \cdot S$ визначається характером зміни в часі t тиску $p_n(t)$ в поршневій порожнині, а в другому $P_{шт} = [p_n - p_{шт}(t)] \cdot S$ - різницею тисків в поршневій p_n та штоковій $p_{шт}(t)$ порожнинах. Вважаємо, що в обох випадках тиск діє на площу поршня S (площею штока нехтуємо), а штокова порожнина при реалізації першого варіанту навантаження з'єднана зі зливною лінією.

На наш погляд, реалізація варіанту створення пульсацій тиску в поршневій порожнині робочого гідроциліндра обумовлює наявність певних труднощів та обмежень при експлуатації гідропривода (пульсації тиску повинні створюватись у напірній гідролінії), що приводить до ускладнення конструкції віброзбуджувача. Доцільнішим є варіант створення пульсацій тиску у штоковій порожнині, яка під час роботи розкочувальної машини має періодично з'єднуватись зі зливом через віброзбуджувач [187, 188].

На рис. 4.6 наведена спрощена гідрокінематична схема вібраційної розкочувальної машини, оснащеної ГПП. Конструктивні елементи базової розкочувальної машини показані на схемі в міру необхідності, а їх позначення відповідають позначенням, прийнятим вище (див. рис. 4.4). Для того, щоб не розгалужувати гідросхему і не вводити додаткових елементів контрольно-вимірювальної та розподільної апаратури, автор обмежився зображенням лише тих складових, без яких неможливо зрозуміти принцип її функціонування. На схемі позначені чотири насоси Н1, Н2, Н3 та Н4, які забезпечують: зворотньо-поступальний рух шпиндельної бабки 2 розкатника та створення гідроциліндром ГЦ1 зусилля розкочування (насос Н1), зворотньо-поступальний та обертальний рух розкочувальної оправки 5.3, ство-

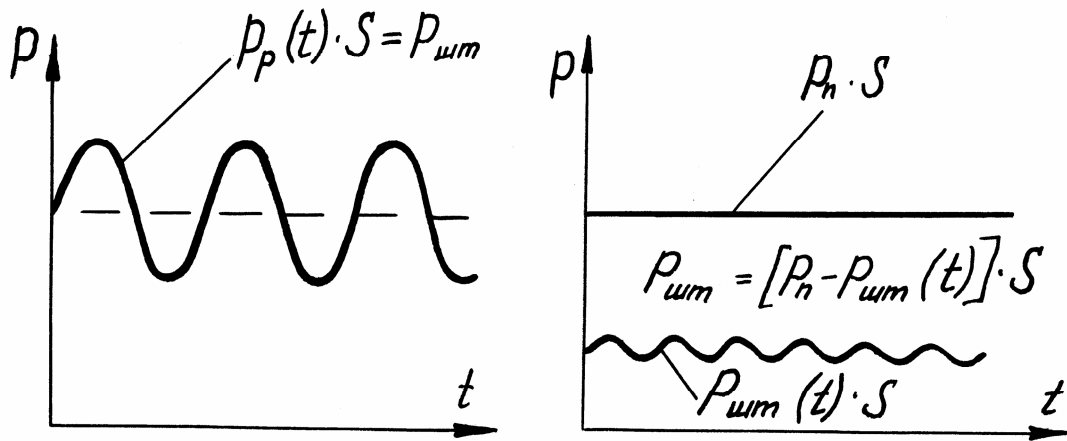


Рис. 4.5. Силові графіки вібронавантаження

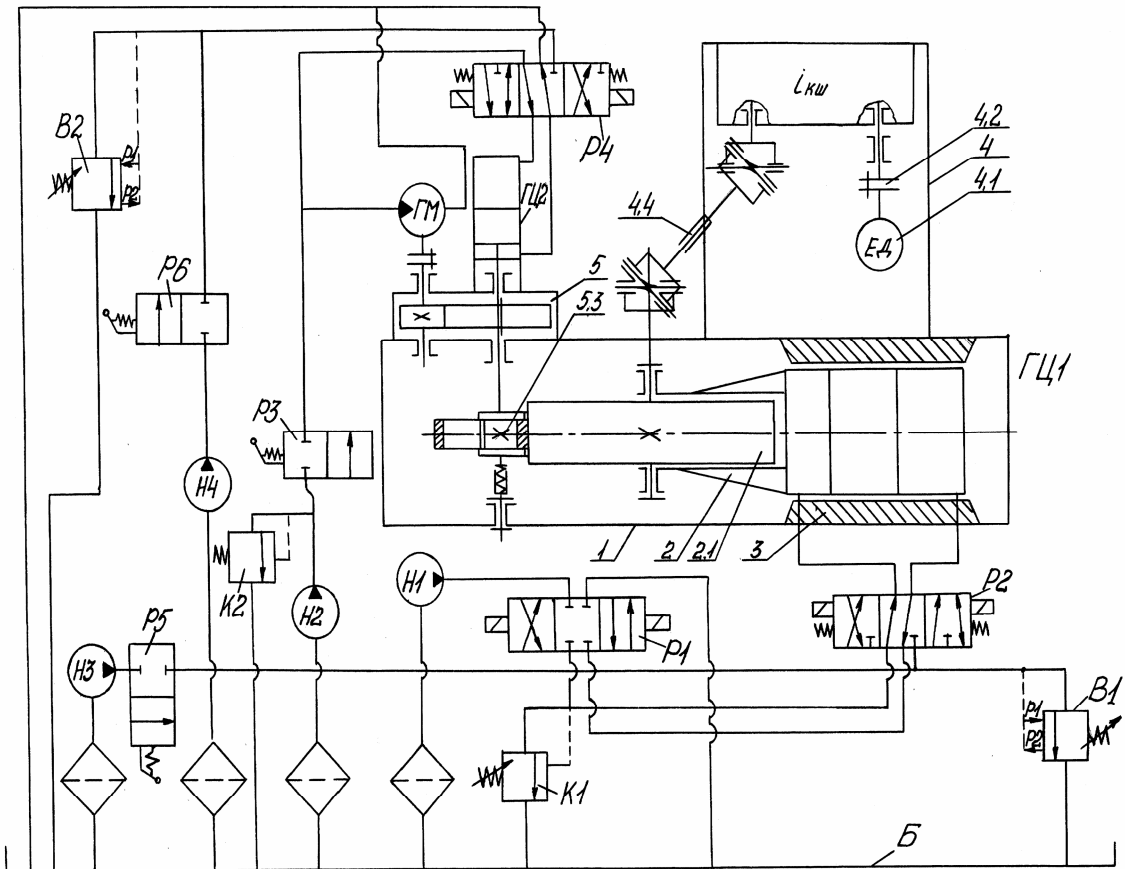


Рис. 4.6. Принципова схема ГП вібророзкочувальної машини на базі UPW-63

рюваний відповідно гідроциліндром ГЦ2 та гідромотором ГМ (насос Н2), радіальні вібрації розкатника (насос Н3) та осьові вібрації розко-чувальної оправки (насос Н4). Гідророзподільники Р1 та Р2 забезпе-чують з'єднання поршневої та штокової порожнин гідроциліндра ГЦ1 з напірною гідролінією насоса Н1 та з баком. Крім цього, з їх допомо-гою штокова порожнина сполучається з вібробуджувачем В1 та з напірною гідролінією насоса Н3.

Гідророзподільник Р3 забезпечує подачу робочої рідини від на-соса Н2 до гідродвигунів ГМ і ГЦ2, а гідророзподільник Р4 – з'єд-нання поршневої та штокової порожнин гідроциліндра ГЦ2 з напір-ною гідролінією насоса Н2 або з баком, а також сполучення його штокової порожнини з вібробуджувачем В2 та з напірною гідролі-нією насоса Н4. Гідророзподільники Р5 та Р6 призначені для вмикан-ня в процесі розкочування радіальної та осьової складових вібрана-вантаження. В напірних гідролініях насосів Н1 та Н2 установлені запобіжні клапани К1, К2. Клапан К1 визначає величину робочого тиску в поршневій порожнині гідроциліндра ГЦ1, що настроюється у відповідності із заданим радіальним зусиллям розкочування. Клапан К2 служить для настроювання тиску, що визначає розрахунковий обертальний момент на валу гідромотора ГМ та необхідне зусилля осьової фіксації шпинделя розкочувальної оправки.

Після подачі кільця підшипника, що розкочується в робочу зону обробки, вмикається гідророзподільник Р3, що з'єднує напірну гідро-лінію насоса Н2 з гідромотором ГМ та з поршневою порожниною гідроциліндра ГЦ2 (при цьому золотник гідророзподільника Р4 пови-нен знаходитись у центральному положенні). Шпиндель розкочуваль-ної оправки починає обертатися. Обертання передається від вала гід-ромотора ГМ за допомогою зубчастої передачі, колесо якої з'єднано зі шпинделем рухомим шпонковим з'єднанням і зміщується у осьовому напрямку до фіксації його вільного кінця в підшипниковій опорі. Далі гідророзподільник Р1 перемикається у крайнє праве положення, а гідророзподільник Р2 – у центральне, внаслідок чого з'єднуються напірна гідролінія насоса Н1 та поршнева порожнина гідроциліндра ГЦ1. Розкатник 2.1, що закріплений на рухомому корпусі гідроци-ліндра ГЦ1, переміщується у радіальному напрямку до кільця, що розкочується, і після торкання останнього, створює на ньому розра-хункове зусилля розкочування. Обертання розкатника вмикається од-ночасно з ввімкненням гідророзподільника Р1. Обертальний момент на валу розкатника створюється системою головного привода і пере-дається від електродвигуна 4.1, вал якого через пружну муфту, коробку швидкостей з передатним відношенням $i_{кш}$ та кардану передачу 4.4 з'єднаний з валом розкатника 2.1. Таким чином, після перемикання золотника гідророзподільника Р2 у крайню праву пози-цію та ввімкнення гідророзподільника Р4, напірна гідролінія насоса Н3 з'єднується зі штоковою порожниною гідроциліндра ГЦ1 безпо-

середньо, а через вібробудувач В1 – періодично з баком (одночасно перекривається безпосереднє сполучення бака та штокової порожнини). Тим самим забезпечується циклічне прикладення радіальної складової вібронавантаження. Вібробудувач В1 починає працювати в автоматичному режимі. В момент, коли тиск в напірній гідролінії насоса НЗ досягає значення p_1 , запірний елемент вібробудувача з'єднує її та штокову порожнину гідроциліндра ГЦ1 зі зливом і залишається у відповідній позиції до моменту зменшення тиску в гідросистемі насоса НЗ до величини p_2 , при якій в результаті його перемикавання гідросистема насоса НЗ від'єднується від злива. Наступний цикл навантаження починається після повторного підвищення тиску в гідросистемі до величини p_1 .

Комплектація привода нової вібромашини передбачає використання базової оригінальної та стандартної контрольно-розподільної апаратури за винятком вібробудувачів і спеціальних гідророзподільників ГП, що розробляються за окремими технічними вимогами. Розробка ГП на основі існуючого гідропривода базової машини дозволяє значно зменшити витрати коштів, але устанавлює для розробника певні обмеження, пов'язані із неможливістю реалізації певних перспективних принципів та конструктивних рішень.

З метою вивчення технологічних можливостей процесу вібро-розкочування у порівнянні з процесами точіння та розкочування, в якості об'єктів обробки були вибрані внутрішні кільця підшипників 120А02, дослідні партії яких отримувались у виробничих умовах Вінницького підшипникового заводу. Основні геометричні параметри оброблених кілець мали бути такими: зовнішній діаметр $D_3 = 116,5^{+0,2}$ мм; внутрішній діаметр $D_{вн} = 99,3_{-0,2}$ мм; діаметр жолоба $D_ж = 110,5^{+0,2}$ мм; висота $H = 24,2^{+0,2}$ мм.

Під час експериментів партії кілець виготовлялись трьома вищевказаними способами. Вимірюванням підлягали партії у кількості 50 шт., одержуваних точінням, холодним радіальним розкочуванням з використанням статичного зусилля та вібраційним розкочуванням зусиллями, амплітудні значення яких коливалися в межах 80%...90% від номінального статичного зусилля, але не перевищували останнього. Частота радіальних коливань розкатника складала близько 100 Гц. Величина радіального статичного зусилля при холодному розкочуванні визначалась за методикою, наведеною у паспорті машини UPW-63 і за розрахунками склала 60000 Н.

Для проведення порівняльного аналізу ефективностей варіантів технологічних процесів одержання внутрішніх кілець підшипника 120А.02 були проведені вимірювання діаметрів бортів, доріжок кочення (жолоба) та внутрішніх діаметрів кілець виготовлених різанням

(точінням), розкочуванням та вібророзкочуванням.

Результати обмірювань кілець з метою отримання якісних оцінок порівнюваних технологічних операцій оброблялись статистично із застосуванням програми для проведення наукових та інженерних розрахунків Mathcad-2000. Під час статистичного дослідження використовувались вбудовані в Mathcad-2000 функції перевірки закону розподілення випадкових значень вимірювань та побудови графіків щільності розподілення розкидів розмірів відносно їх номінальних значень. Об'єм вибірок відповідав 50 обмірюванням кожної поверхні згідно із заводськими стандартами. Деякі результати статистичної обробки наведені на рис. 4.7. На діаграмах по осі абсцис відкладені значення величин полів розкидання розмірів, а по осі ординат – значення похідної від функції розподілення ймовірності отримання поля розкидання відповідного розміру (щільності розподілення ймовірності).

Тонкою штриховою лінією показана щільність розподілення після обробки різанням (точіння), тонкою суцільною – після розкочування, а товстою пунктирною – після вібророзкочування.

Аналіз вибірок знятих розмірів – діаметрів бортів, жолоба та отвору кілець – показав, що розподіл значень відповідає нормальному закону розподілення випадкових величин. Як показують результати статистичних досліджень найвища точність обробки із дотриманням заданих розмірів кілець досягається після виконання операції вібророзкочування.

Дослідження твердості поверхонь одержаних зразків кілець показали, що вібророзкочування забезпечує найвищу твердість. Порівняльна просторова гістограма (рис. 4.8), побудована з використанням засобів Mathcad-2000, дає наочне уявлення про ефективність порівнюваних операцій виготовлення кілець.

Вимірювання шорсткості поверхонь досліджуваних кілець виявили, що після виконання операції розкочування окремі поверхні (борти та отвір) мали вищу якість у порівнянні із якістю відповідних поверхонь зразків оброблених точінням, але поверхня жолоба в результаті схоплювань металу під час обробки мала задирки та пластичні зміщення окремих ділянок. Вібророзкочування забезпечує найвищу якість усіх оброблених поверхонь, що доведено просторовою гістограмою залежності класу шорсткості поверхонь досліджуваних кілець від виду обробки (рис. 4.9).

В результаті проведених досліджень технологічних можливос-

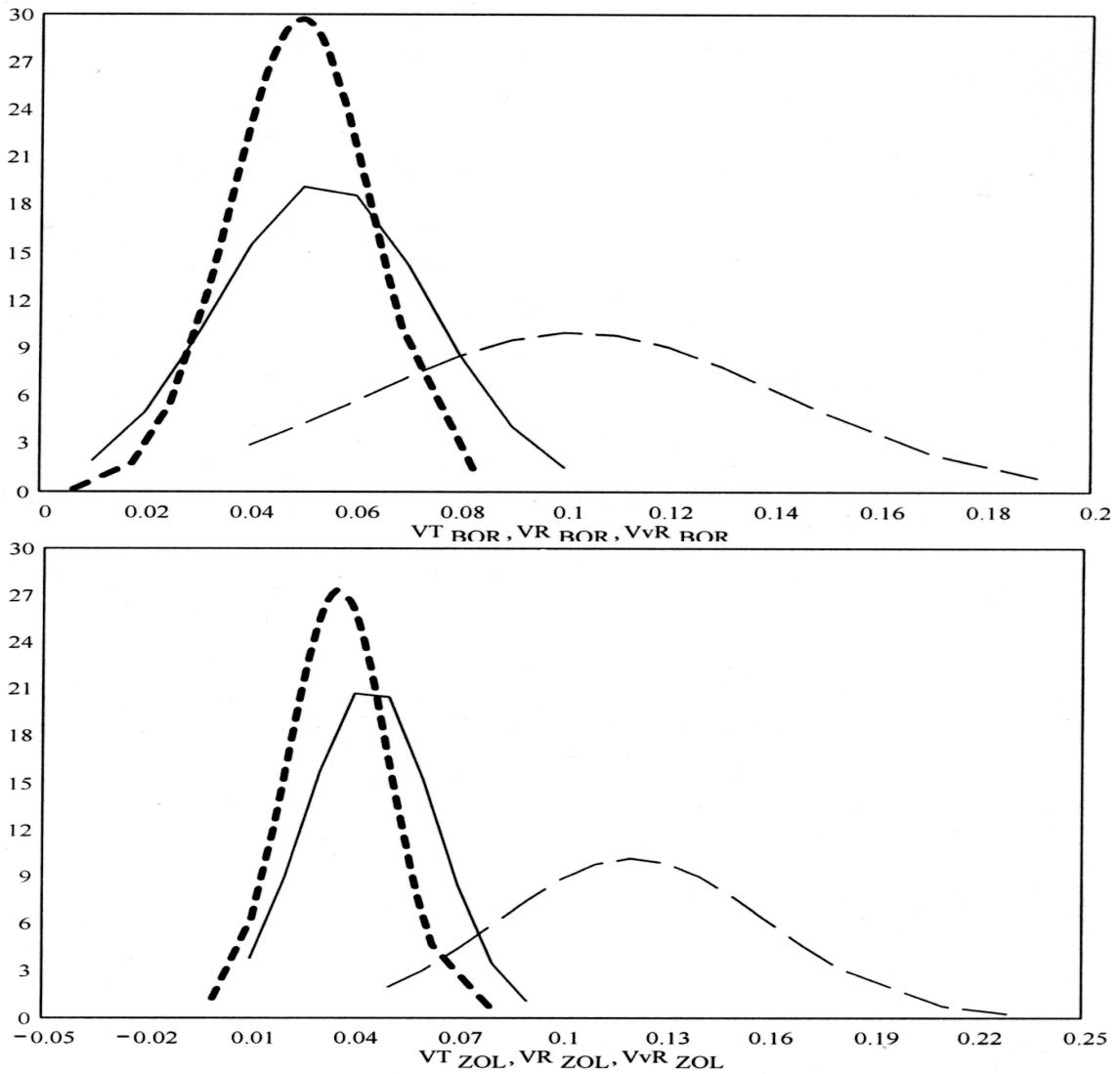


Рис. 4.7. Графіки щільності розподілення розкиду діаметрів бортів та жолоба внутрішніх кілець підшипників 120A02

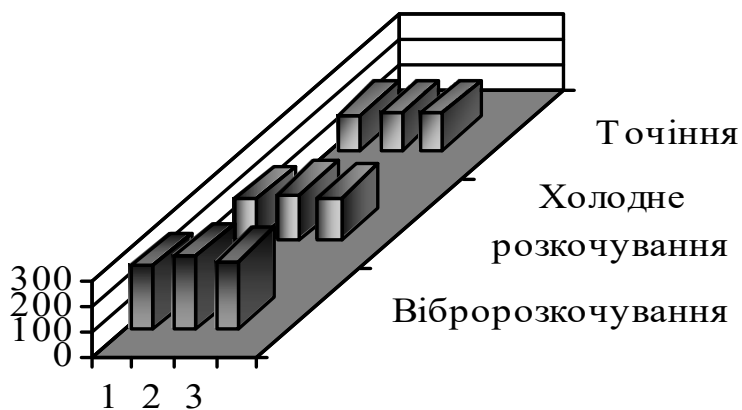


Рис. 4.8. Гістограма залежності твердості за Брінелем (НВ) поверхні бортів, жолоба та отвору кілець підшипників від виду обробки: вібророзкочування (1), холодне розкочування (2) та точіння (3)

тей трьох способів виготовлення кілець кулькових підшипників встановлено, що кільця отримані вібророзкочуванням у порівнянні з кільцями отриманими звичайним холодним розкочуванням або точінням мають вищі геометричну точність, твердість та клас шорсткості оброблених поверхонь. Так, щільність розподілення розкидання діаметрів зросла в середньому відповідно у 2 та 5 разів, твердість за Брінелем в 1,25 та 1,6 рази, клас шорсткості у 1,13 та 1,3 рази.

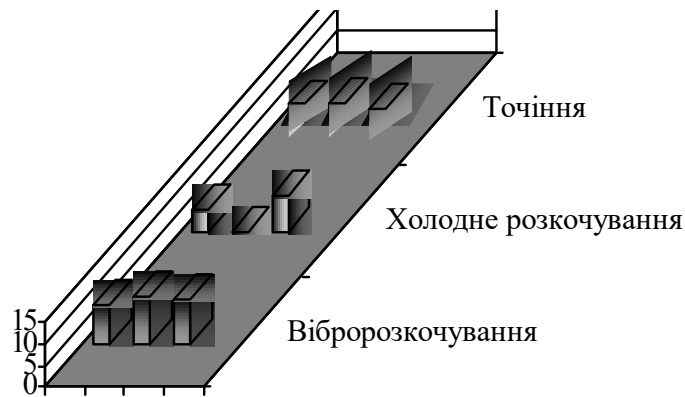


Рис. 4.9. Гістограма залежності класу шорсткості поверхні бортів, жолоба та отвору кілець підшипників від виду обробки (зліва направо): вібророзкочування, холодне розкочування та точіння

5. Обладнання з ГП для віброабразивної обробки великогабаритних виробів

З проблемою очищення поверхонь виробів складної конфігурації або великої площі від окалини, іржі, бруду тощо перед остаточними операціями, такими як нанесення покритть, фарбування і іншими на підприємствах знайомі вже давно. Особливо важливою операція очищення є при підготовці газових або нафтових труб до укладання, а також при необхідності виготовлення з неякісних трубних заготовок гільз силових гідроциліндрів або кілець підшипників великого діаметра, оскільки у всіх вказаних випадках ефективно виконання операції, що розглядається дозволяє у значній мірі зберегти дорогий ріжучий інструмент, використовуваний при подальшій механічній обробці.

В наш час відома велика кількість способів очищення внутрішніх поверхонь труб. Серед них: гаряче травлення в кислотах, віброабразивна обробка, очищення щітками, голковими фрезами, пластинчастим інструментом, електрохімічні, електрофізичні та інші [81]. З перелічених способів для очищення поверхонь складної конфігурації або великих площ найбільш перспективним є спосіб віброабразивної обробки.

Як відомо [161, 171], вібраційні та віброударні способи обробки, а також відповідні машини й устаткування одержали досить значне поширення в найрізноманітніших галузях економіки, в тому числі і при здійсненні технологічних процесів остаточної віброобробки виробів вільним абразивом [52, 248], що виконує функцію робочого середовища.

У останні десятиріччя накопичений великий експериментальний матеріал [52, 207, 211, 248], що на багатьох практичних прикладах розкриває характер залежностей продуктивності процесу та якості оброблених поверхонь від основних робочих параметрів віброабразивної обробки.

Механізм віброабразивної обробки можна визначити як вплив на оброблювані поверхні частинок робочого середовища – гранул абразиву, що здійснюють коливальний рух, в результаті чого відбувається процес різання та пластичного деформування, з оброблюваних поверхонь знімаються дрібні частинки металу і окислів, крім цього відбувається згладжування мікронерівностей.

Описаний механізм протікання процесу віброабразивної обробки реалізується в установці, схема якої представлена на рис. 5.1 [52]. Оброблювані вироби завантажують у контейнер 1, заповнений робочим середовищем, що має задані параметри. Контейнер може коливатися в двох перпендикулярних напрямках і піддається вертикальним

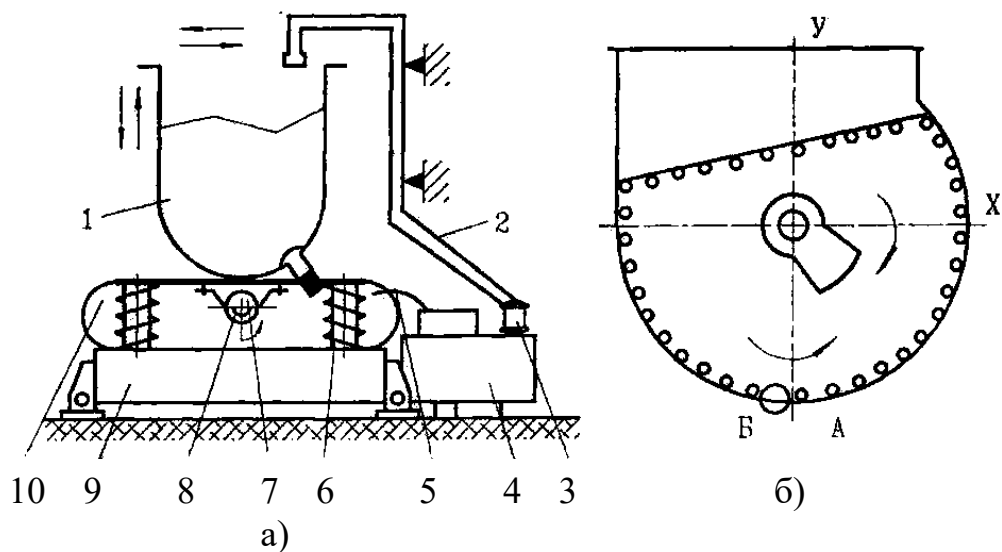


Рис. 5.1. Принципова схема вібраційної установки (а) та схема переміщення контейнера (б): 1 – контейнер; 2 – шланг подачі розчину; 3 – насос; 4 – відстійник; 5 – труба для зливу; 6 – елементи пружного повернення; 7 – вібробуджувач; 8 – вантаж; 9 – основа; 10 - пружина

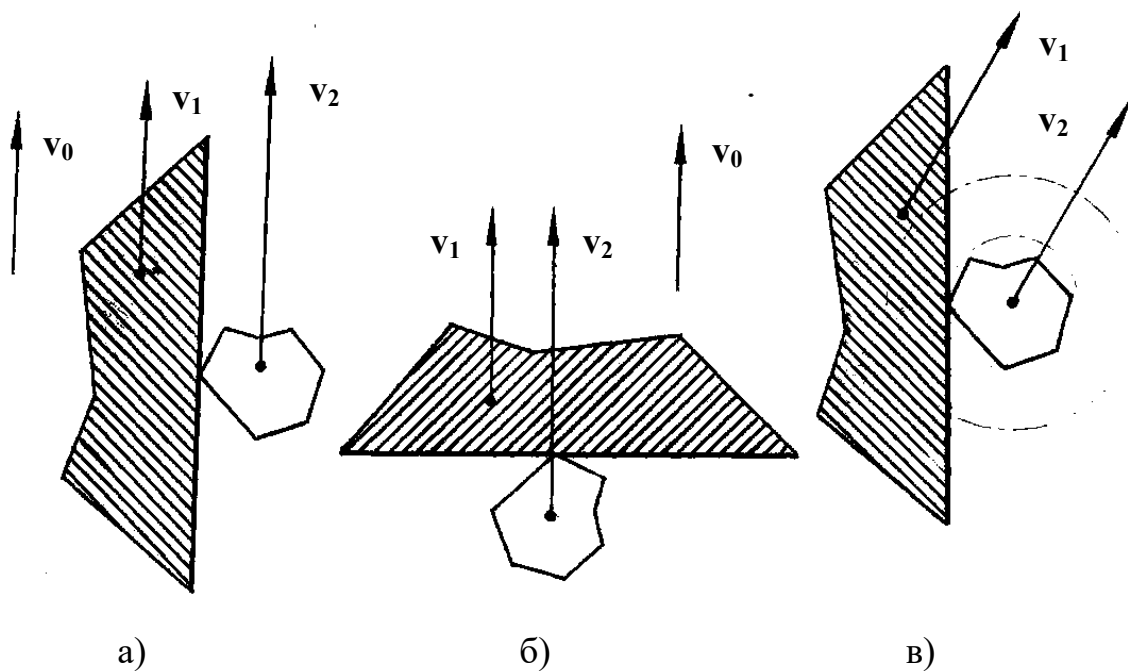


Рис. 5.2. Характерні варіанти взаємодії абразивних частинок з оброблюваною поверхнею

вібраційним впливам з частотою 900 - 3000 об/хв. та амплітудою 0,5 – 9 мм, що передаються від інерційного вібратора 7, в результаті чого оброблювані вироби здійснюють зворотно-поступальні вертикальні переміщення і одночасно повільно обертаються відносно контейнера (описаний складний комбінований рух називається віброперемішуванням). Від стінок контейнера 1 вібрації передаються прилягаючим шарам робочого середовища, що передають їх сусіднім шарам і т.д. В процесі обробки вироби займають в робочому середовищі різноманітні положення, що забезпечує рівномірне знімання зі всіх їх поверхонь заданого припуску. Дія на оброблюваний виріб одночасно і в різних напрямках великої кількості мікроударів сприяє утриманню його у зваженому стані, крім цього, виключається утворення на оброблюваних поверхнях грубих забоїн та ушкоджень. Під дією вібрацій обробка відбувається у всіх зонах контейнера, але найбільш інтенсивно – біля дна контейнера, де тиск робочого середовища вищий. В міру віддалення від стінок контейнера до його осі амплітуди коливань частинок робочого середовища та ефективність обробки зменшуються [52, 248].

У ряді робіт [52, 207, 211, 239, 270, 313] підкреслюється особливе значення в процесі віброабразивної обробки величин сил та напрямків ударів гранул об поверхні виробів.

В роботі [248] пропонується розглядати три найхарактерніші випадки взаємодії абразивних частинок з оброблюваною поверхнею (рис. 5.2):

1. Абразивні частинки і вироби переміщуються в одному напрямку з коливальними рухами контейнера паралельно оброблюваній поверхні (див. рис. 5.2а).

2. Абразивні частинки і вироби переміщуються відносно контейнера так само, як і в першому випадку, але перпендикулярно оброблюваній поверхні (див. рис. 5.2б).

3. Абразив та вироби переміщуються по криволінійній траєкторії (див. рис. 5.2в). При цьому частинки абразиву зустрічаються з оброблюваними поверхнями під кутами або по дотичних.

На основі аналізу ефективності розглянутих схем можна зробити такі висновки.

1) У першому випадку зусилля, що притискає частинку до виробу, досить мале, оскільки створюється тільки статичним тиском навколишнього середовища. Внаслідок цього, в одиницю часу знімається мінімальна кількість металу. Очевидно, що така взаємодія буде найбільш оптимальною при виконанні операцій з віброшліфування або віброполірування.

2) У другому випадку відбувається зіткнення частинки з оброблюваною поверхнею, внаслідок чого на останній з'являються відбитки зерен абразиву, мають місце відколи або виривання металу. Такий характер взаємодії абразивних частинок з оброблюваною поверхнею буде найкращим для грубих очисних операцій.

3) Реалізація взаємодії згідно із третім варіантом, при забезпеченні оптимальної форми траєкторії руху, дозволить здійснити максимально продуктивну обробку криволінійних поверхонь.

Єдність думок авторів [52, 207, 211, 311] про вирішальну роль величин сил та напрямків ударів у процесі віброабразивної обробки, дозволяє визначити названі фактори, як одні з головних при розв'язанні задачі підвищення ефективності впливу абразиву на поверхні виробу. Очевидно, що останнє може бути здійснено лише на основі подальшого, більш поглибленого вивчення закономірностей взаємодії виробів та абразиву в контейнері установки. Зокрема, в більшості випадків навіть і забезпечення оптимальної сили ударів не є достатньою умовою для здійснення об'ємної обробки із заданою продуктивністю, оскільки остання значною мірою залежить також і від напрямку ударів, що у згаданих вище роботах не враховувалось.

Окрім сили та кута ударів, важливими робочими параметрами процесу віброабразивної обробки є характер руху контейнера і частинок робочого середовища, їх швидкості та прискорення.

У загальному випадку переміщення якої-небудь точки контейнера та частинки робочого середовища в період їх спільного руху може бути описано рівнянням еліпса [52, 248].

Результуюча швидкість контейнера при його русі по траєкторії еліпса визначається з рівняння

$$v_k = \sqrt{v_{k,x}^2 + v_{k,y}^2} = \sqrt{A_x^2 \omega^2 \sin^2 \omega t + A_y^2 \omega^2 \sin^2 \omega t}, \quad (5.1)$$

де v_k – швидкість точки контейнера; $v_{k,x} = A_x \cdot \omega \cdot \sin \omega t$, $v_{k,y} = A_y \cdot \omega \cdot \sin \omega t$ – швидкості точки контейнера відносно осей Ox , Oy ; A_x , A_y – амплітуди коливань точки контейнера відносно осей Ox , Oy .

Під час руху точки контейнера по траєкторії кола

$$v_k = A\omega; \quad \omega \approx 2\pi f = \frac{2\pi n}{60} \approx \frac{n}{10}; \quad v_k = \frac{A \cdot n}{10}. \quad (5.2)$$

Найбільшою швидкість частинок буде в тому шарі, який безпосередньо прилягає до стінок контейнера на етапі їх спільного руху.

Величина вказаної швидкості може бути знайдена за допомогою приведених вище рівнянь.

Коливання контейнера по коловій або еліптичній траєкторії при відповідній формі його днища обумовлює циркуляційний рух робочого середовища в площині обертання незбалансованих вантажів та в напрямку, протилежному обертанню вала вібратора. Вплив вібрації, що передається робочому середовищу й оброблюваним виробам, у найбільшій мірі проявляється біля стінок контейнера, а при віддаленні від них поступово гаситься [52].

На швидкість циркуляційного руху робочого середовища впливають також амплітуда та частота коливань. З їх збільшенням швидкість циркуляції також зростає. Деяко в меншій мірі на неї впливають інші фактори: маса та властивості застосовуваного робочого середовища, форма його частинок, ступінь заповнення контейнера.

Таким чином, ефективність динамічного впливу робочого середовища залежить від глибини залягання його частинки відносно вільної поверхні, відстані від стінок контейнера, режиму вібрації (амплітуди та частоти), розмірів і щільності частинок робочого середовища. Інтенсивність динамічного впливу і величина сил мікроударів окремих частинок зростає зі збільшенням амплітуди та частоти коливань, глибини залягання частинок, їх розмірів і щільності, а також з наближенням до стінок контейнера.

Все існуюче обладнання для віброабразивної обробки в залежності від характеру реалізованих вібрацій виконавчого елемента можна розділити на дві великі групи. До першої групи відносяться установки, в яких виконавчий елемент здійснює коливання в двох взаємно перпендикулярних напрямках (установки для реалізації площинних вібрацій – одно- або двокомпонентне навантаження), до другої – установки з виконавчим елементом, що коливається в трьох взаємно перпендикулярних напрямках (установки для здійснення просторових вібрацій – багатокомпонентне навантаження) [248].

Аналіз запропонованої в роботі [239] класифікації показує, що основні режими віброабразивної обробки (дорезонансний, резонансний, зарезонансний) можуть бути реалізовані на віброустановках з механічним (дебалансним, інерційним або ексцентриковим), електромагнітним, гідравлічним або пневматичним приводом. Найбільше поширення в промисловості одержали механічні дебалансні та електромагнітні віброустановки [239], які, на наш погляд, мають ряд недоліків і серед них: складність регулювання робочих параметрів вібровантаження та низька довговічність, обумовлена високими динамічними навантаженнями в підшипникових вузлах або шарнірних з'єднаннях [81].

Детальний огляд існуючих віброприводів різних типів (в тому числі і ГП), з оцінкою ефективності їх застосування при реалізації процесів віброабразивної обробки складнофасонних або великогабаритних виробів наведений в роботі [81]. Там же зроблений та обґрунтований висновок про те, що найбільш перспективним для здійснення віброабразивної обробки, особливо у випадках необхідності створення просторового багатокомпонентного вібраційного або віброударного навантаження є ГП, що має високу енергоємність, порівняно низьку металоємність, забезпечує просте і незалежне регулювання в широкому діапазоні робочих параметрів просторового вібронанавантаження, надійну та стабільну роботи установки.

Як вже вказувалось вище в даному розділі, характерною особливістю технологічного процесу віброабразивної обробки є періодична дія в зоні контакту робочого середовища та поверхонь оброблюваного виробу сил, що змінюються за знаком. Їх виникнення обумовлено коливальним (вібраційним) рухом частинок робочого середовища, оброблюваних виробів, або тих і інших одночасно.

Аналіз відомих схем процесу віброабразивної обробки показує, що саме наявність або відсутність додаткових рухів робочого середовища та оброблюваних виробів, що забезпечуються спеціальними механізмами установки, визначає характер та ефективність протікання процесу.

Найбільш розповсюдженою схемою навантаження в установках для віброабразивної обробки є схема однокомпонентного площинного вібраційного навантаження (рис. 5.3а). При реалізації даної схеми в результаті прикладання до контейнера вертикальних повздовжніх вібраційних впливів S_v останній починає коливатись в двох поперечних напрямках внаслідок чого абразивна маса з оброблюваними виробами приходить у циркуляційний рух $S_{ц}$. Однак більш ефективною при віброабразивній обробці є схема багатокомпонентного просторового навантаження, один з варіантів якої представлений на рис. 5.3б. Згідно із цією схемою в результаті зворотно-поступальних S_v та зворотно-поворотних $S_{вк}$ рухів контейнера, робоче середовище та оброблювані вироби приводяться у циркуляційний $S_{ц}$ та відцентровий рух $S_{цб}$ відносно однієї або декількох осей координат.

Ефективна реалізація описаних схем навантаження на відомих установках для віброабразивної обробки, внаслідок обмеженості їх технологічних можливостей та недостатньої потужності приводів, можлива лише у випадках обробки невеликих за габаритами або простих за конфігурацією виробів. При необхідності же обробки великогабаритних виробів схеми навантаження та обладнання для їх здійснення слід розробляти окремо з врахуванням типорозміру виробу.

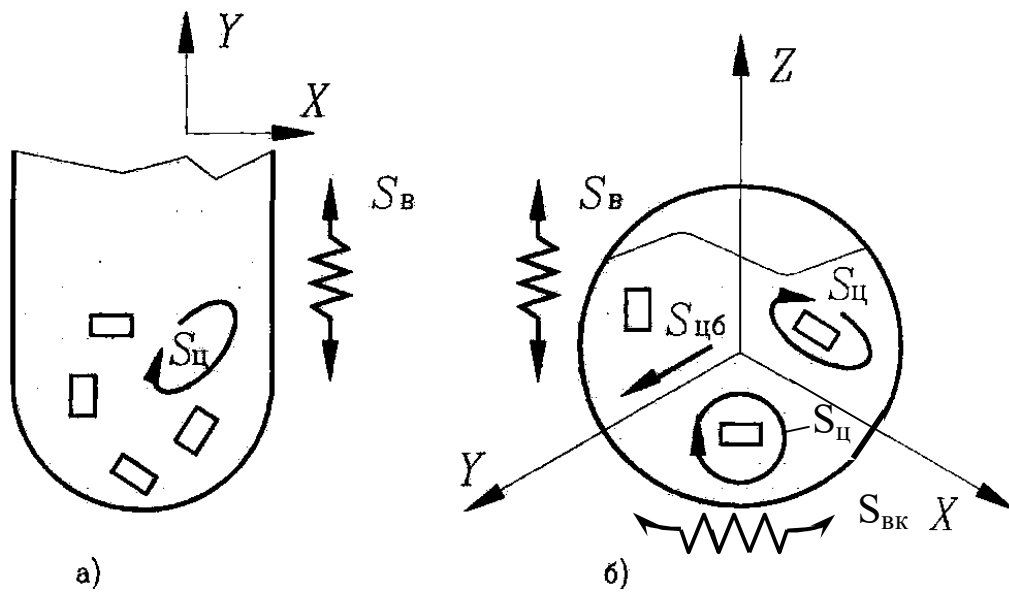


Рис. 5.3. Можливі схеми навантаження при віброобразивній обробці

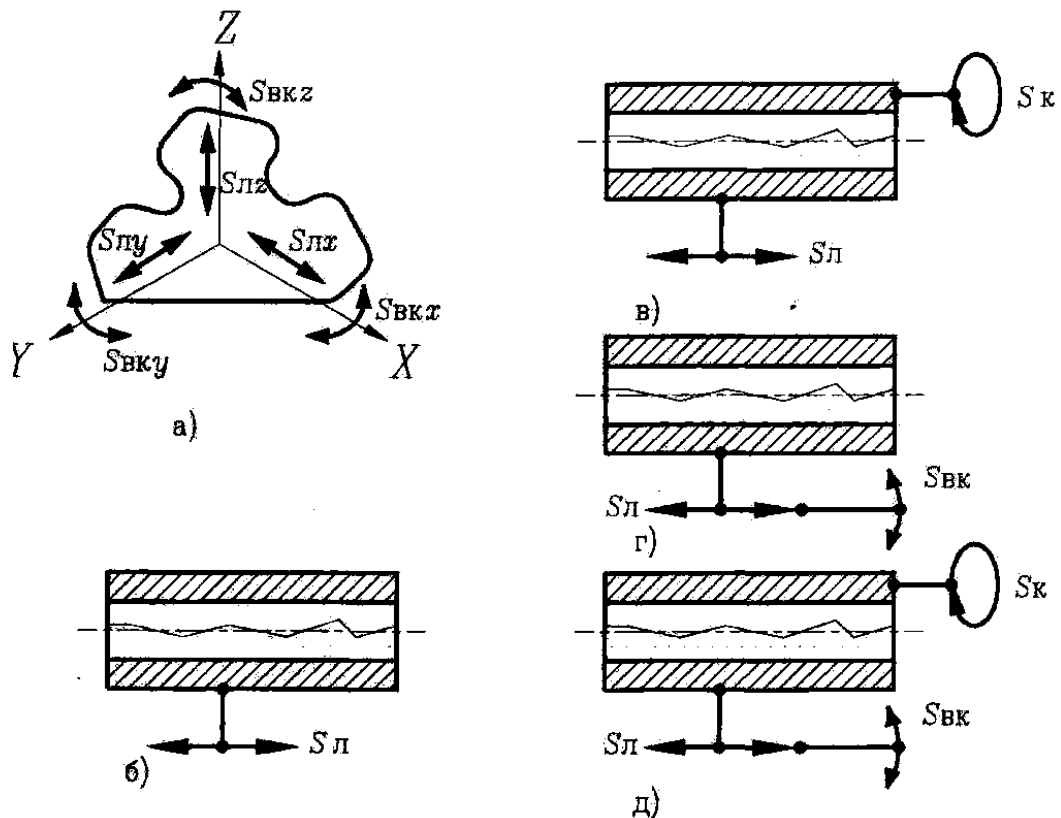


Рис. 5.4. Схеми навантаження великогабаритного виробу при віброобразивній обробці: а) – загальна багатоваріантна багатокомпонентного навантаження; б) – однокомпонентного при зворотно-поступальних рухах виробу; в) – двокомпонентного при зворотно-поступальних та безперервних обертальних рухах; г) – двокомпонентного при зворотно-поступальних та зворотно-поворотних рухах; д) – трикомпонентного при зворотно-поступальних, зворотно-поворотних та обертальному рухах

На рис. 5.4а представлена загальна багатоваріантна схема просторового навантаження великогабаритного або складнофасонного виробу, коли віброабразивній обробці піддаються внутрішні або зовнішні поверхні складної конфігурації. При певному поєднанні вібраційних впливів різної форми та спрямованості можна домогтись інтенсивної циркуляції частинок абразивного матеріалу відносно оброблюваних поверхонь, що значно підвищує ефективність процесу обробки. На рис. 5.4б, в, г представлені можливі схеми навантаження при віброабразивній обробці внутрішніх поверхонь довгомірних труб великого діаметра. За схемою на рис. 5.4б виробу передаються зворотно-поступальні переміщення $S_{\text{д}}$ (однокомпонентне навантаження). Згідно із варіантом, представленим на рис. 5.4в, виріб, як і в попередньому випадку здійснює зворотно-поступальні переміщення $S_{\text{д}}$, окрім яких, для забезпечення більшої рівномірності обробки йому передається безперервний обертальний рух $S_{\text{кр}}$, внаслідок чого абразивна маса приводиться у відцентровий рух $S_{\text{цб}}$. Найбільший практичний інтерес має схема на рис. 5.4г. Робочими рухами в даному випадку є одночасні зворотно-поступальні $S_{\text{д}}$ та зворотно-поворотні $S_{\text{вк}}$ переміщення виробу. Перспективною є також і схема на рис. 5.4д, згідно із якою до основних зворотно-поступальних $S_{\text{д}}$ та зворотно-поворотних $S_{\text{вк}}$ рухів виробу додається постійне обертання $S_{\text{к}}$.

З метою перевірки ефективності однієї із запропонованих схем навантаження (див. рис. 5.4б) у ВДТУ була розроблена експериментальна установка для віброабразивної обробки труб великого діаметра зі зворотно-поступальним рухом виконавчого елемента, принципова гідрокінематична схема якої представлена на рис. 5.5. ГПП установки містить: виконавчий гідроциліндр 1, віброзбуджувач 2 "на виході", двоходовий двопозиційний гідророзподільник 3, запобіжний клапан 4, манометр 5 для контролю тиску в гідросистемі, насос 6, регульований дросель 7, фільтр 8 та бак 9.

Згідно із принциповою гідрокінематичною схемою (див. рис. 5.5) ГПП установки працює у такій послідовності. Від насоса 6 робоча рідина через регульований дросель 7 надходить у порожнину виконавчого гідроциліндра 1. При збільшенні тиску в гідросистемі до величини $p_{\text{н.д}}$ достатньої для подолання сил стаціонарного опору і сил пружного повернення плунжера гідроциліндра, останній починає здійснювати робочий хід. Тиск продовжує зростати до величини p_1 , при якій відкривається віброзбуджувач 2 і робоча рідина перетікає в бак 8. З моменту падіння тиску у порожнині виконавчого гідроциліндра до величини p_2 , при якій клапани віброзбуджувача перемикаються у вихідні положення, починається новий робочий цикл спрацьовування ГПП.

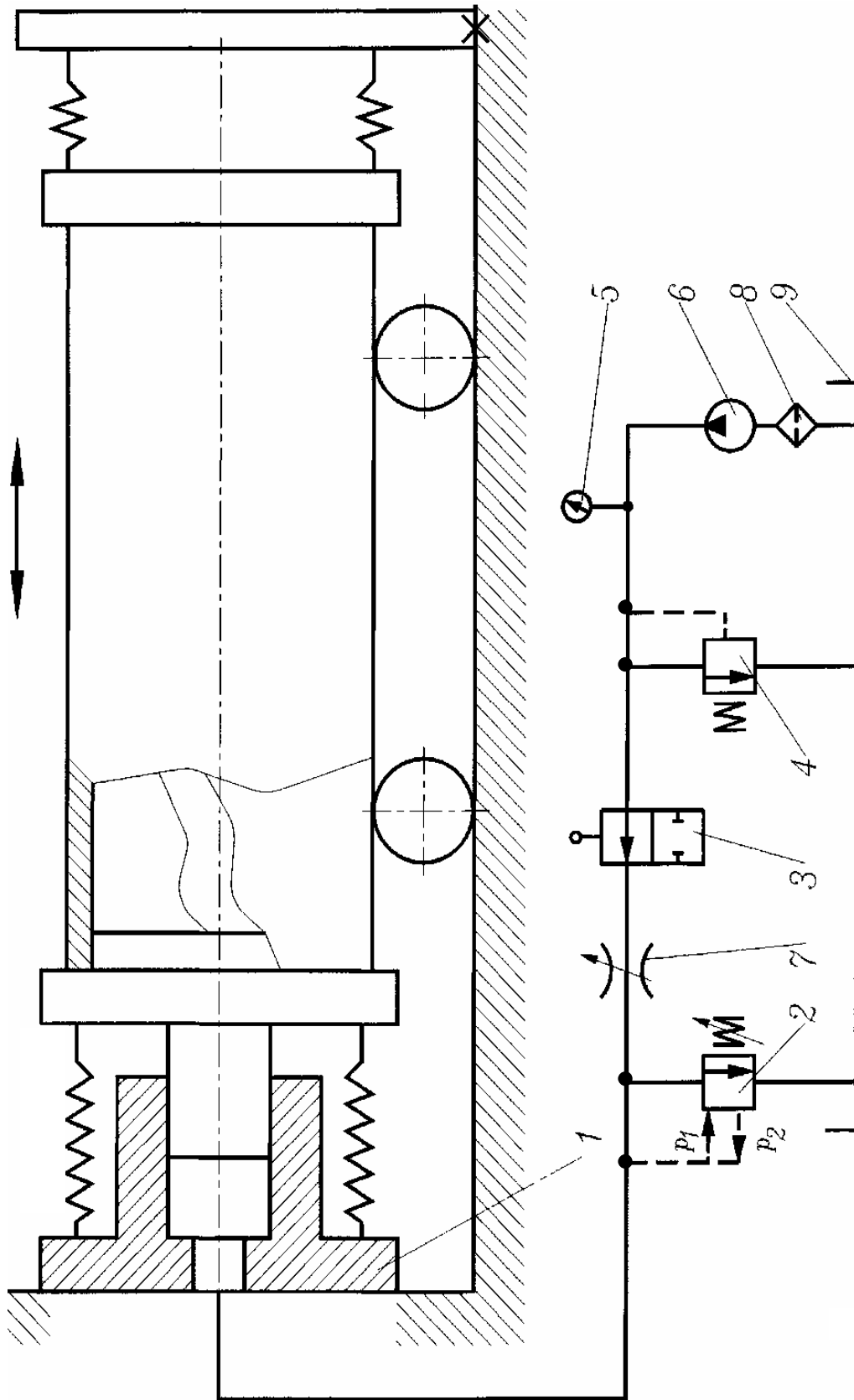


Рис. 5.5. Принципова гідрокінематична схема експериментальної установки для віброобразивної обробки гребів великого діаметра зі зворотньо-поступальним рухом виконавчого елемента

На рис. 5.6 представлена конструктивна схема експериментальної установки, підготовка до початку робочого циклу якої починається із закріплення оброблюваного виробу 7 на опорних роликах 2 горизонтальної рами 1. Далі на виріб з обох сторін вдягаються втулки 3, 4. Виріб підтискається упором з пружиною 5 до торця виконавчого елемента 6. З метою забезпечення знімання рівномірного припуску з оброблюваної поверхні по всьому периметру, зворотньо-поступальні переміщення виконавчого елемента 6 під час робочого циклу періодично зупиняють, після чого виріб разом з втулкою 3 повертають на певний кут.

Дослідження експериментального зразка установки з ГП для віброабразивної обробки внутрішніх поверхонь трубчастих виробів (див. рис. 5.6), що проводилися на Калинівському машинобудівному заводі, показали ефективність запропонованої схеми навантаження. На рис. 5.7 представлені отримані в результаті експериментів графічні залежності швидкості знімання металу від амплітуди та частоти прикладених вібрацій. В якості абразивного матеріалу використовувалися кварцовий пісок та чавунні окатиші. Очищалися два види поверхонь: з окалиною та без окалини. Було встановлено, що знімання металу відбувається досить рівномірно протягом всього робочого циклу обробки при дещо більшій інтенсивності у початковий період, коли має місце загладжування особливо грубих нерівностей. Однак незважаючи на в основному позитивні результати випробовувань, з'ясува-

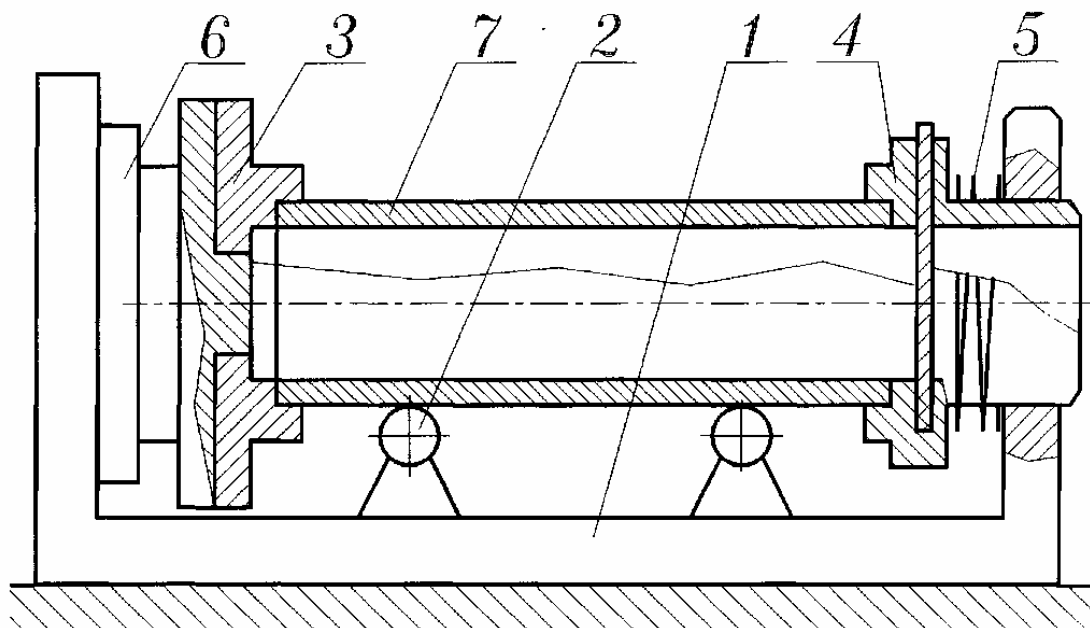
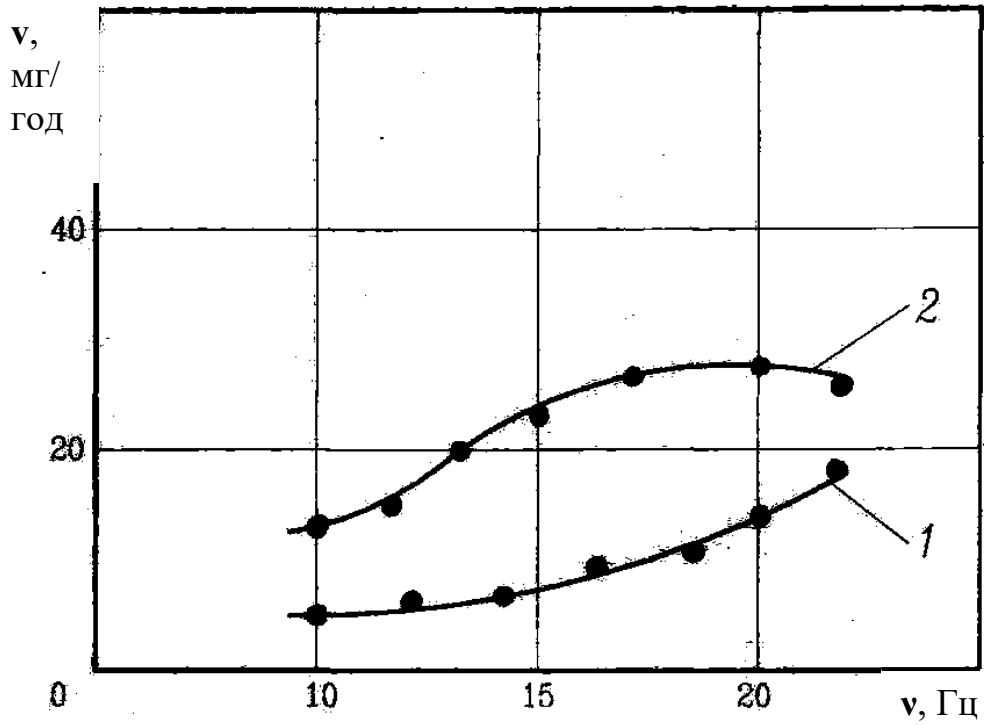


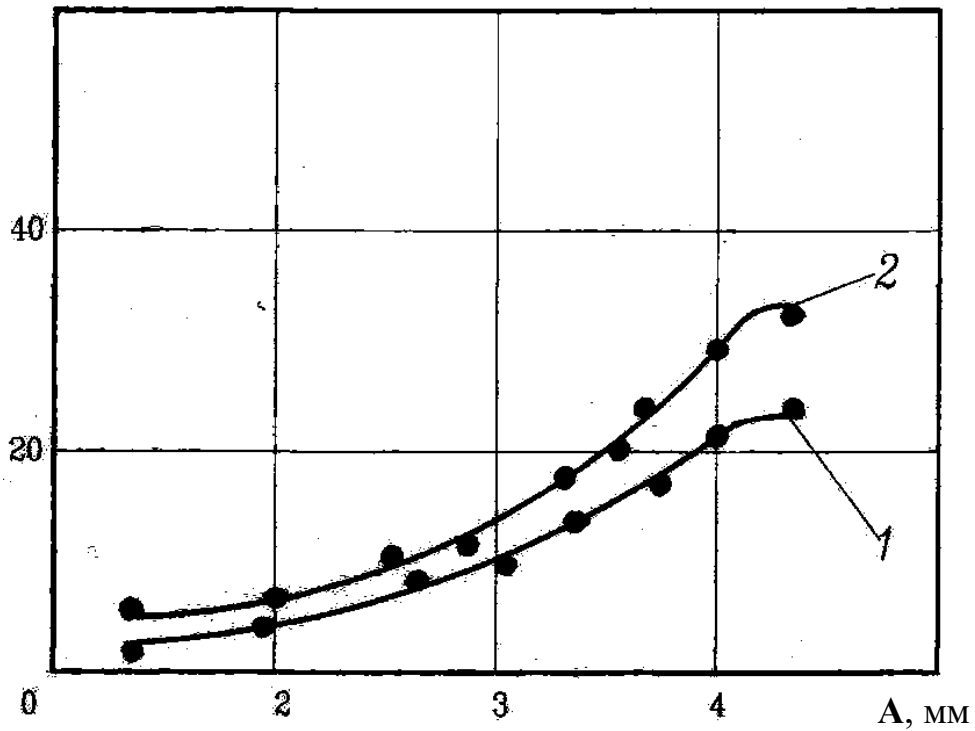
Рис. 5.6. Конструктивна схема експериментальної установки для віброабразивної обробки труб великого діаметра зі зворотньо-поступальним рухом виконавчого елемента

валися кварцовий пісок та чавунні окатиші. Очищалися два види поверхонь: з окалиною та без окалини. Було встановлено, що знімання металу відбувається досить рівномірно протягом всього робочого циклу обробки при дещо більшій інтенсивності у початковий період, коли має місце загладжування особливо грубих нерівностей. Однак незважаючи на в основному позитивні результати випробовувань, з'ясува-



а)

v, мг/год



б)

Рис. 5.7. Графіки залежності швидкості знімання металу від частоти вібрацій (а) та амплітуди (б) при зворотньо-поступальному русі виконавчого елемента та використанні в якості абразивного матеріалу: 1 – чавунних окатишів; 2 – кварцового піску

лося, що для підвищення продуктивності та якості (рівномірності) обробки по всій поверхні виробу необхідно збільшувати потужність виконавчого привода установки, а також забезпечити додаткові зворотно-поворотні рухи виробу під час робочого циклу (див. рис. 5.4,г).

З урахуванням вищевикладеного була розроблена установка для віброабразивної обробки, що дозволяє реалізувати вибрану схему навантаження, при якій просторовий рух виконавчого елемента створюється в результаті додавання горизонтальних зворотно-поступальних та зворотно-поворотних навколо горизонтальної осі рухів плунжера і поршня гідроциліндрів ГПП. Для керування робочими циклами гідроциліндрів застосований двокаскадний двоходовий віброзбуджувач "на виході" із золотниковими запірними елементами.

Принципова гідрокінематична схема розробленої установки зображена на рис. 5.8. ГПП установки включає бак 1 з вбудованим фільтром 2, що установлений у всмоктувальній гідролінії і зв'язаний через кран 3 із шестеренним насосом 4. У напірній гідролінії ГПП паралельно приєднані: запобіжний клапан 5, золотниковий гідророзподільник 6, регулятор витрат 7, віброзбуджувач 8, гідроциліндр лінійних переміщень 9, гідроциліндр кутових переміщень 10. Виходи перерахованої гідроапаратури з'єднані із загальною зливною гідролінією, що сполучається з баком 1.

Принцип роботи ГПП такий. При закритому гідророзподільнику 6 робоча рідина від насоса 4 надходить по гідролініях у порожнини гідроциліндрів лінійних 9 та кутових 10 переміщень, що обумовлює збільшення в останніх тиску до величини, необхідної для подолання сил стаціонарного опору руху плунжера та поршня. З моменту початку їх руху сили опору зростають в міру деформування пружин пружного повернення і, відповідно, зростає тиск у порожнинах гідроциліндрів до досягнення величини p_1 , при якій віброзбуджувач 8 спрацьовує і відкриває доступ робочій рідині з порожнин гідроциліндрів 9, 10 та від насоса 4 на злив. Тиск робочої рідини при цьому падає, в результаті чого плунжери виконавчих гідроциліндрів під дією пружних сил пружин повернення зміщуються у вихідне положення. Після того, як тиск в гідросистемі стає меншим значення p_2 – закриття віброзбуджувача, починається новий робочий цикл. Для забезпечення максимальної жорсткості та надійності гідросистеми ГПП всі її елементи з'єднуються між собою впритул.

На конструктивній схемі установки (рис. 5.9) гідроциліндри лінійних 1 та кутових 2 переміщень зв'язані з виконавчим елементом 3 установки відповідно через упорний підшипник 4 та кривошипно-шатунний механізм 5. Повернення виконавчого елемента у вихідне положення на етапах падіння тиску в гідросистемі здійснюється еле-

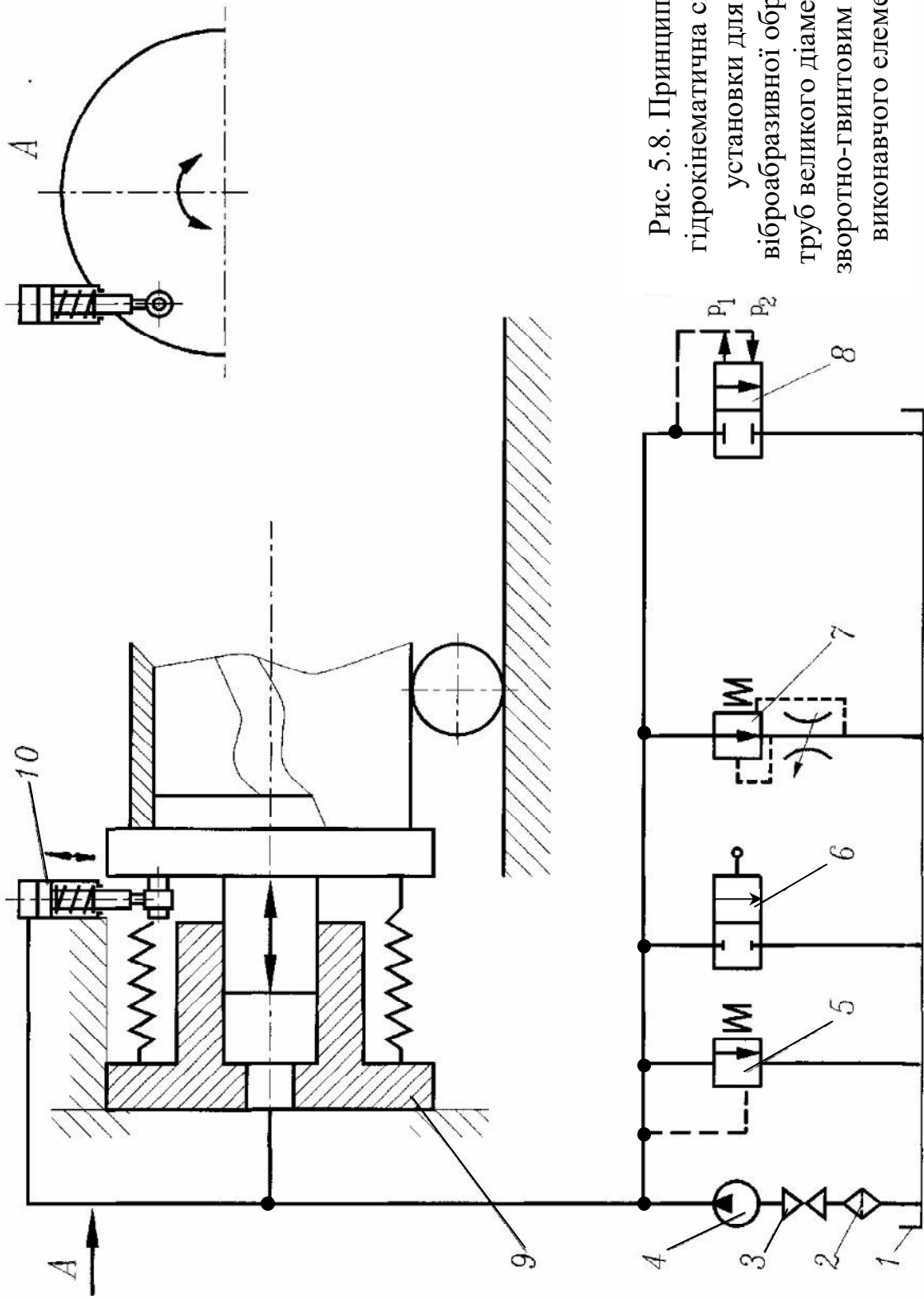


Рис. 5.8. Принципова гідрокінематична схема установки для віброабразивної обробки труб великого діаметра зі зворотньо-гвинтовим рухом виконавчого елемента

ментами пружного повернення 6, 7, попередній натяг яких можна регулювати незалежно.

Вибір режимів роботи установки для віброабразивної обробки, виконавчий елемент якої здійснює горизонтальні зворотно-поступальні коливання, є складною задачею і передбачає визначення умов ustalених рухів абразивної маси, що ідеалізується і представляється у вигляді однієї частинки або матеріальної точки, рівняння руху якої записується таким чином:

$$x = A\omega^2 \sin \omega t \pm gf. \quad (5.3)$$

Знак „+” у правій частині формули (5.3) відповідає сковзанню частинки назад ($x < 0$), знак „-” – сковзанню вперед ($x > 0$). В певний момент часу t^* частинка зупиняється. Після цього можливі три варіанти її подальшої поведінки: 1) миттєво починається сковзання вперед ($x > 0$); 2) миттєво починається сковзання назад ($x < 0$); 3) тривала зупинка частинки ($x = 0$) [67]. Відповідно до цього, весь інтервал часу, протягом якого розглядається рух частинки розбиваємо на три інтервали. Перший інтервал (T_{1+}), протягом якого попередньо зупинена частинка починає миттєво сковзати по оброблюваній поверхні вперед; другий інтервал (T_{1-}) – миттєве сковзання назад; третій інтервал (T_{10}), під час якого частинка буде знаходитись у спокої. Умови, що кількісно визначають описані інтервали, можуть бути записані у вигляді нерівностей

$$\begin{cases} (T_{1+}) & \left\{ \sin \omega t \geq z_1; \right. \\ (T_{1-}) & \left\{ \sin \omega t \leq z_1; \right. \\ (T_{10}) & \left\{ -z_1 \leq \sin \omega t \leq z_1, \right. \end{cases} \quad (5.4)$$

$$\text{де } z_1 = \frac{gf_1}{A\omega^2}.$$

Момент часу t_{1+} , що установлює межу інтервалів T_{1+} та T_{10} і момент часу t_{1-} – межа інтервалів T_{1-} та T_{10} , визначаються за допомогою залежності

$$\sin \omega t_1 = \pm z_1. \quad (5.5)$$

Позначивши через $\sigma_1 = \omega \cdot t_1$, одержимо корені рівняння (5.5)

$$\begin{cases} \sigma_{1+} = \omega t_{1+} = \arcsin z_1; \\ \sigma_{1-} = \omega t_{1-} = \pi + \arcsin z_1, \end{cases} \quad (5.6)$$

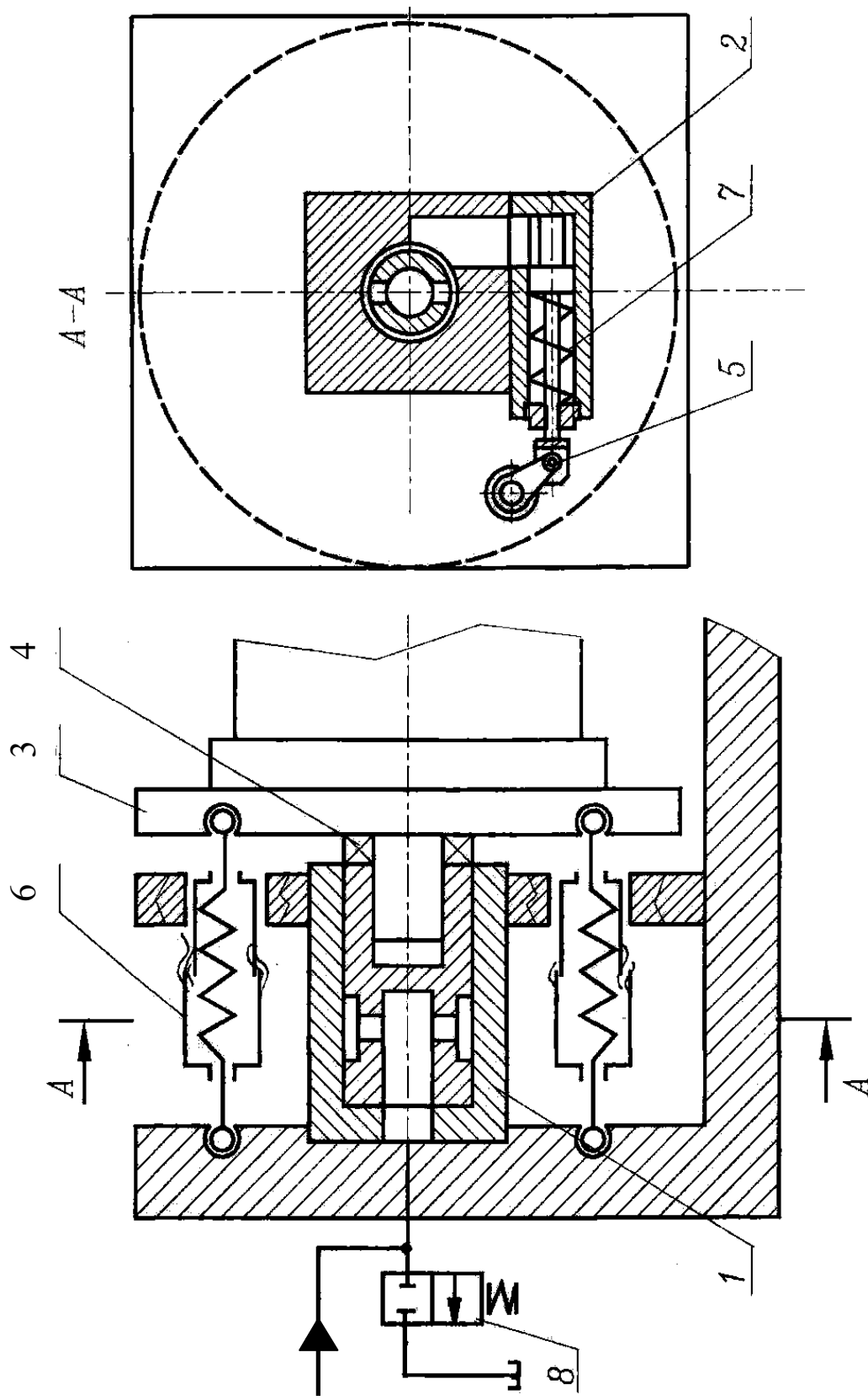


Рис. 5.9. Конструктивна схема установки для виброобразивної обробки греб великого діаметра зі зворотньо-гвинтовим рухом виконавчого елемента

що лежать в межах $\left[-\frac{1}{2}\pi, \frac{1}{2}\pi\right]$.

Окрім розглянутих інтервалів, слід ввести інтервали T_+ , T_- та T_0 , що визначаються за залежностями, які установлюють співвідношення між діючою на частинку силою інерції $\mathbf{J} = -m\ddot{\mathbf{x}}$ та силою тертя ковзання $\mathbf{f} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{g}$:

$$\begin{cases} (T_+) \left\{ \mathbf{J} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \Leftrightarrow \sin \omega t \langle z; \right. \\ (T_-) \left\{ -\mathbf{f} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \langle \mathbf{J} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \Leftrightarrow -z_1 \langle \sin \omega t \langle z; \right. \\ (T_0) \left\{ \mathbf{J} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \Leftrightarrow \sin \omega t \langle z, \right. \end{cases} \quad (5.7)$$

$$\text{де } z = \frac{gf}{A\omega^2}.$$

Аналогічно визначаються тимчасові межі інтервалів згідно із залежністю

$$\sin \omega t = \pm z \quad (5.8)$$

та корені рівняння (5.8)

$$\begin{cases} \sigma_+ = \omega \cdot t_+ = \arcsin z; \\ \sigma_- = \omega \cdot t_- = \pi + \arcsin z. \end{cases} \quad (5.9)$$

Протягом інтервалів T_- та T_+ частинка не може зупинитись, а впродовж інтервалу T_0 мають місце зупинки частинки, що перед тим могла знаходитись як в інтервалі T_- , так і T_+ .

Як було встановлено вище, частинка, що знаходиться у довільних початкових умовах через певний проміжок часу зупиниться, тому для визначення сталих режимів її руху доцільно почати його вивчення від моменту першої зупинки. Якщо перша зупинка відбулася в момент часу, що належить інтервалу T_- або T_+ , то частинка миттєво почне рухатись в напрямку, протилежному початковому [67]. У зв'язку з цим, необхідно установити зв'язок між моментом початку руху частинки після її зупинки і моментом наступної зупинки. Для розв'язання вказаної задачі існує кілька методів, що детально викладені в роботі [67].

На основі описаних вище попередніх розробок та отриманих результатів практичних досліджень у лабораторії ВДТУ була створена експериментальна установка для віброобразивної обробки довгомірних труб зі зворотно-гвинтовим рухом виконавчого елемента, на якій проведені досліди за такою програмою: установлені реальні закономірності зміни основних параметрів вібронавантаження при регулюванні параметрів ГПП; перевірена адекватність реального зразка, дина-

мічної та математичної моделей установки для віброабразивної обробки [81], прототипом якої є експериментальна установка; одержані експериментальні залежності швидкості знімання металу з оброблюваної поверхні від частоти й амплітуди вібрацій, а також залежності шорсткості обробленої поверхні від амплітуди вібрацій.

На рис. 5.10 зображена принципова гідрокінематична схема експериментальної установки з датчиками контролю її основних робочих параметрів. У зв'язку з громіздкістю та складністю виготовлення реального зразка установки, представленої на рис. 5.9 було прийняте вертикальне компоновання конструкції її реального прототипу. ГПП експериментальної установки (див. рис. 5.10) включає насос 1 типу НШ-100-2 ГОСТ 8753-71, запобіжний клапан 2 (20-200-2 ГОСТ 21148-75), гідророзподільник 3, регулятор витрат 4 (ПГ-55-24), віброзбуджувач 5, і демультіплікатор 6, з'єднаний з манометром 7. Демультіплікатор 6 застосований з метою запобігання передачі високого пульсуючого тиску на пульт керування установки. Шкала манометра 7 відтарована згідно з фактичними граничними значеннями величин тиску в гідросистемі установки. Гідроапарати 2, 3, 4, 5 впритул кріпляться до розподільної плити, що пристиковується до корпусу гідроциліндра 8 лінійних переміщень, який, в свою чергу, стикується боковою поверхнею з гідроциліндром 9 кутових переміщень. Насос 1 через кран 10 з'єднаний з сітчастим фільтром 11, вбудованим у всмоктувальний відсік бака, з яким через кран 12 сполучена також і зливна лінія розподільної плити.

Контроль поточних значень робочих параметрів установки здійснювався методом осцилографування за допомогою тензометричних датчиків тиску та переміщень. Датчик 13 для контролю величини тиску в гідросистемі був включений у напірну гідролінію. Величина лінійних та кутових переміщень виконавчого елемента 14, на якому установлювався контейнер з абразивною масою 15, визначалась датчиками 16, 17. Навантаження на виконавчому елементі змінювалось варіюванням попередньої деформації елементів пружного повернення 18.

На рис. 5.11 представлені одержані в ході дослідів з експериментальною установкою графіки залежності швидкості знімання металу від амплітуди (див. рис. 5.11а) та частоти (див. рис. 5.11б) коливань. На рис. 5.12 зображені графіки залежності шорсткості поверхні оброблюваного виробу з матеріалів сталь Ст 3 та чавун СЧ 12-28 від амплітуди вібрацій. Наведені залежності дозволяють визначати найбільш оптимальні режими віброабразивної обробки при багатокompонентному навантаженні. При цьому у порівнянні з однокомпонентним

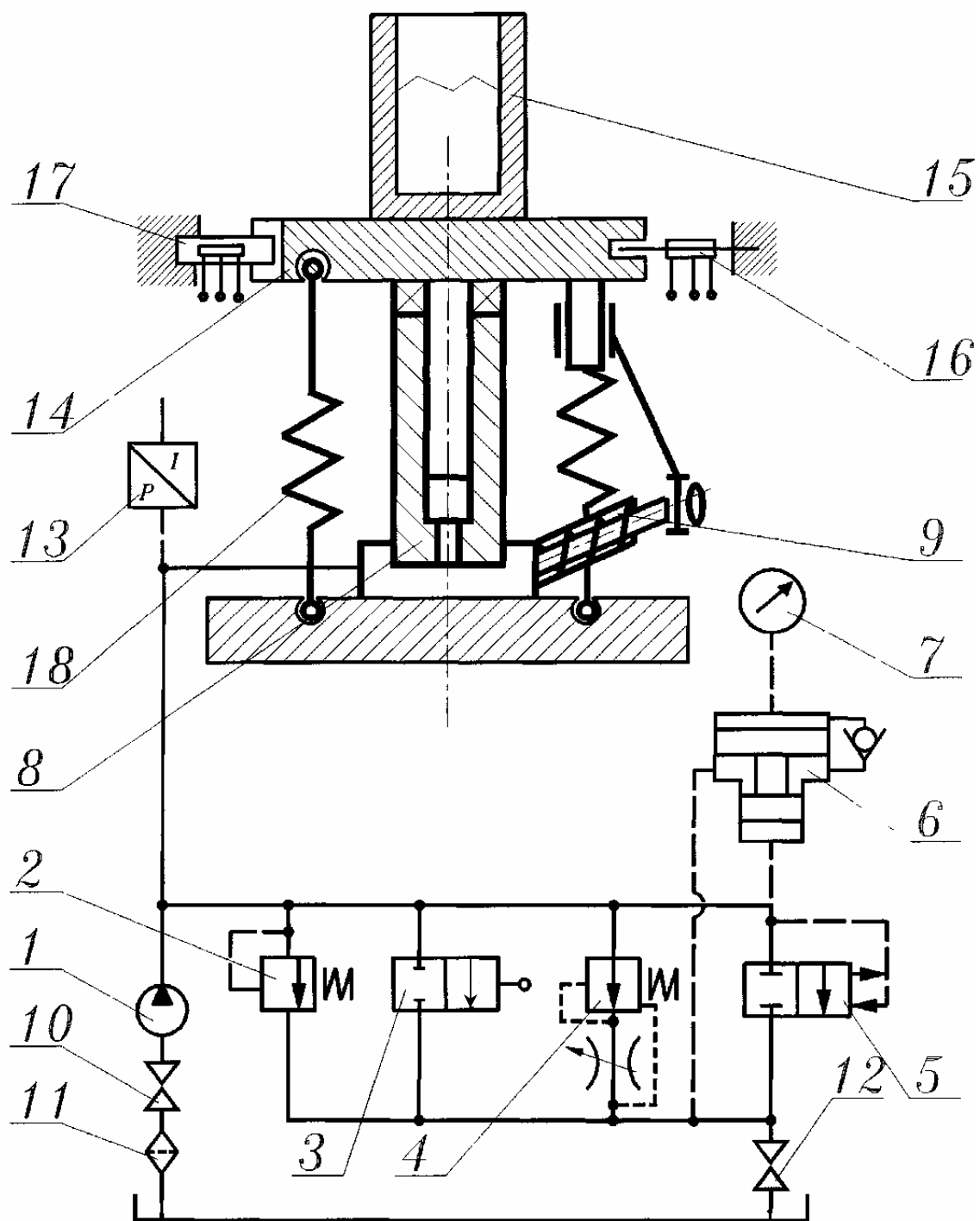
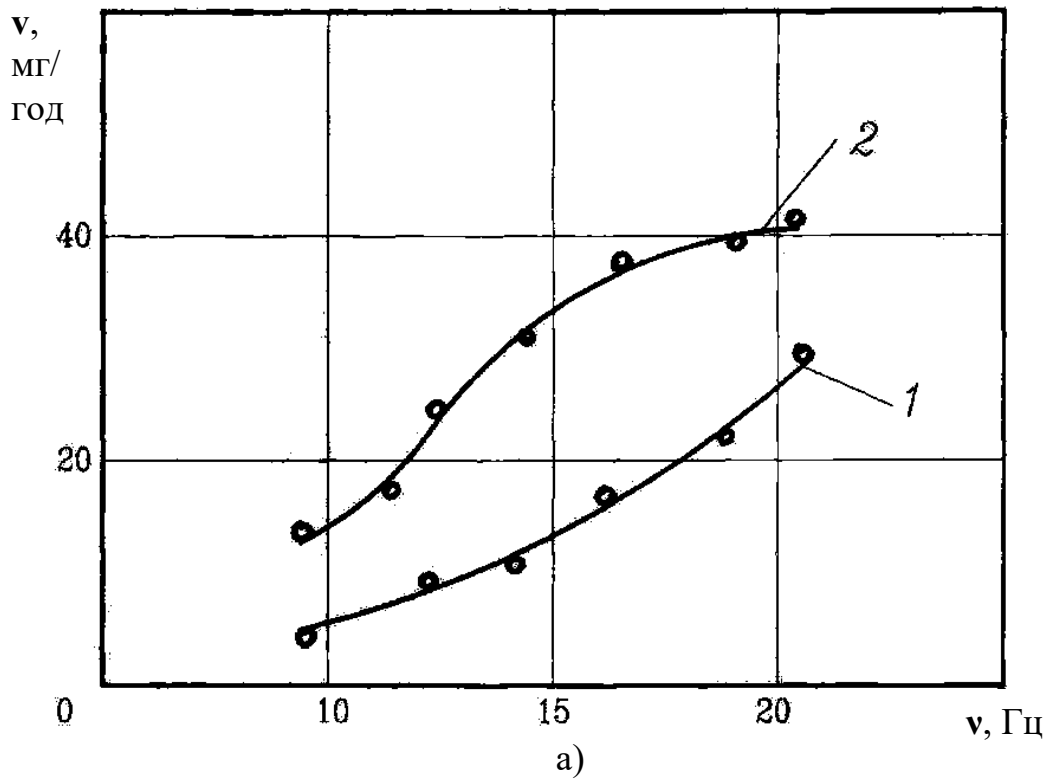


Рис. 5.10. Принципова гідрокінематична схема експериментальної установки для вібраабразивної обробки довгомірних труб великого діаметра зі зворотно-гвинтовим рухом виконавчого елемента



v , мг/год

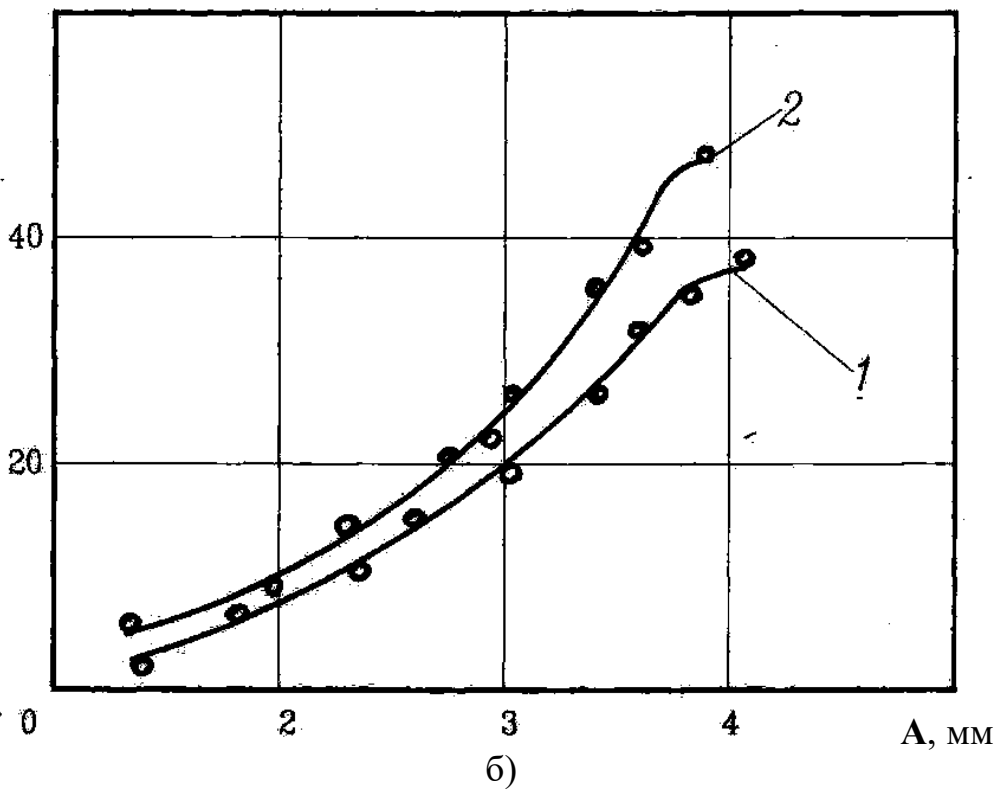


Рис. 5.11. Графіки залежності швидкості знімання металу від частоти вібрацій (а) та амплітуди (б) при зворотно-гвинтовому русі виконавчого елемента та використанні в якості абразивного матеріалу: 1 – чавунних окатишів; 2 – кварцового піску

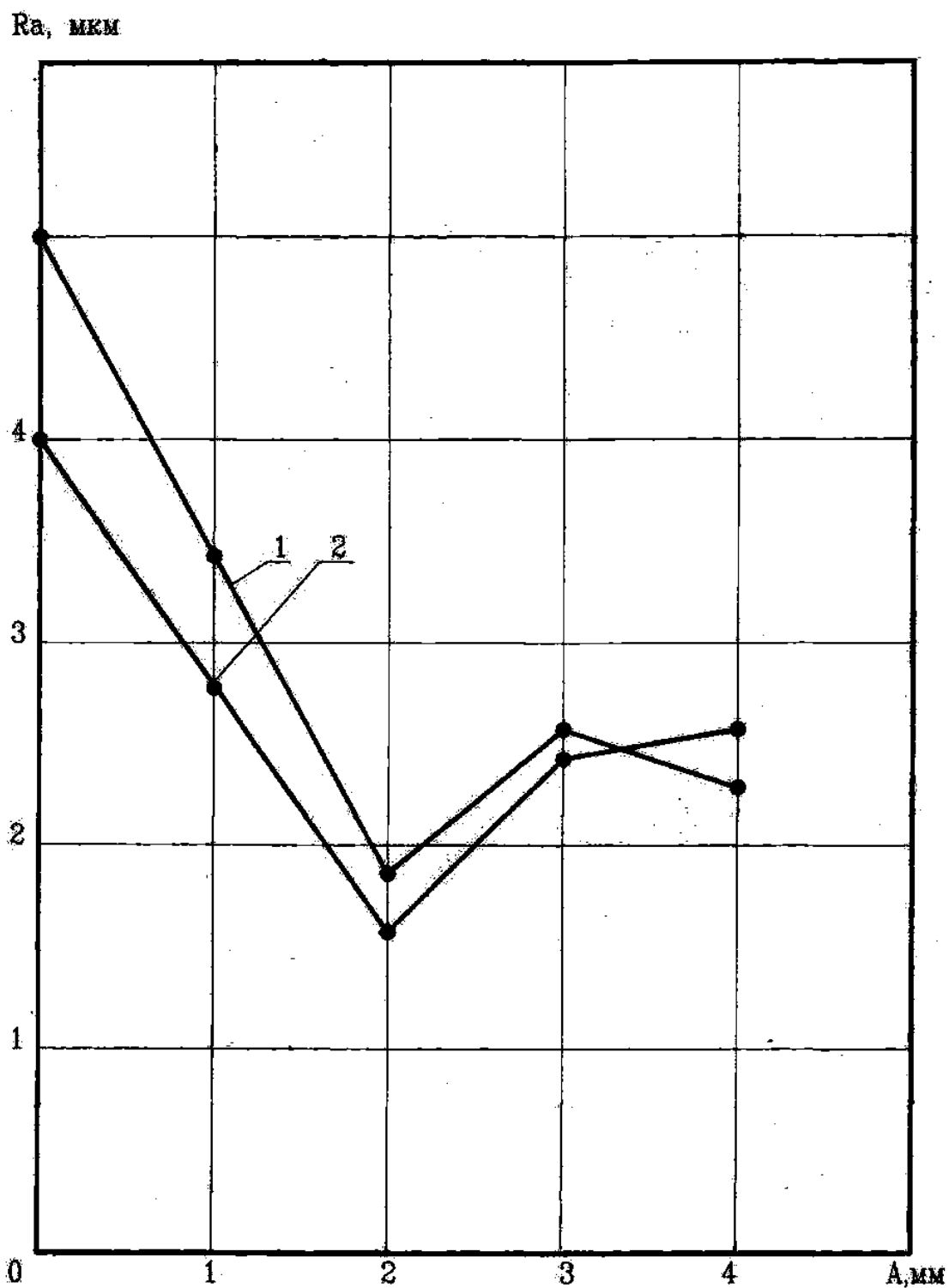


Рис. 5.12. Графіки залежності шорсткості обробленої поверхні від амплітуди коливань при зворотно-гвинтовому русі виконавчого елемента та оброблюваному матеріалі: 1 – сталь – Ст 3; 2 – чавун – СЧ 12-28

(осьовим) вібронавантаженням з аналогічними лінійною амплітудою та частотою слідування імпульсів, тривалість процесу очищення труб до адекватної якості була меншою на 40%.

Крім цього, з достатньо високою точністю були отримані експериментальні графіки зміни в часі амплітуд лінійних та кутових переміщень, а також залежність частоти імпульсів тиску ГПП від площі прохідного перерізу регульованого дроселя віброзбуджувача [81], які порівнювались з відповідними теоретичними залежностями, одержаними шляхом розв'язання на комп'ютері рівнянь розробленої в [81] математичної моделі установки, в результаті чого встановлена її адекватність реальному зразку.

З урахуванням наведених вище у даному розділі результатів теоретичних та експериментальних досліджень, а також згідно із вихідними даними технічного завдання, виданого Калинівським ВО "Харчомаш", у ВДТУ розроблена дослідна установка для віброабразивної обробки довгомірних труб великого діаметра, що була впроваджена на вказаному підприємстві. Основа установки (рис. 5.13) являє собою зварену металоконструкцію 1 з приєднаною рухомою рамою 2. З однієї сторони рами закріплені гідроагрегати: виконавчий гідроциліндр, триходовий двокаскадний віброзбуджувач "на вході" 6, одноцикловий гідроаккумулятор, електродвигун привода насоса 5, а з протилежної – встановлені елементи пружного повернення 4. Крім цього, на рамі закріплюється касета 3 з оброблюваними виробами. З правого за схемою торця на рамі встановлені гвинтові пристрої, що призначені для фіксації касети з трубами, закріпленими "враспор".

Робочі режими установки для багатокомпонентної віброабразивної обробки можуть бути досить різноманітними. Серед них: одночасний вібраційний вплив на оброблюваний виріб в кутовому та лінійному напрямках протягом всього робочого циклу навантаження; початкове вібраційне навантаження в лінійному напрямку з вмиканням у подальшому кутового вібраційного впливу або навпаки; однокомпонентне вібронавантаження оброблюваного виробу тільки в кутовому або тільки в лінійному напрямках, що забезпечується регулюванням сил опору переміщенням плунжерів виконавчих гідроциліндрів.

Реалізація описаних режимів найбільш ефективно може бути здійснена на установці з ГПП, в якому використовується телескопічно-гвинтовий гідроциліндр, що забезпечує лінійні та кутові переміщення оброблюваного виробу (рис. 5.14). Установка містить станину 1 із закріпленим на ній виконавчим телескопічним гідроциліндром 11, другий ступінь 2 якого через багатозахідну різьбу з несамогальмівним кроком зв'язаний з плунжером 3 гвинтових переміщень вібростола 4,

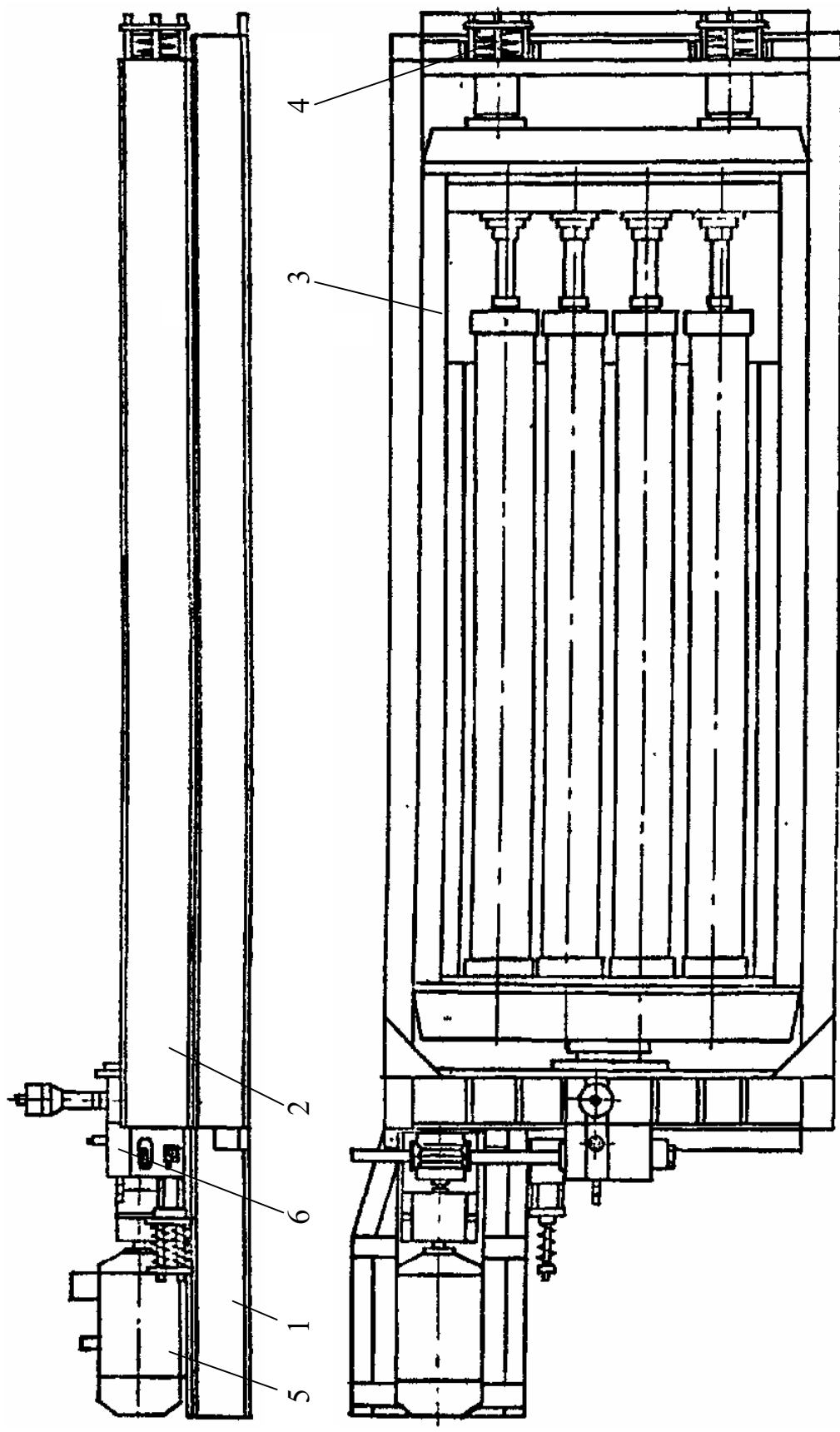


Рис. 5.13. Загальний вигляд дослідної установки для віброабразивної обробки довгомірних труб великого діаметра зі зворотньо-гвинтовим рухом виконавчого елемента

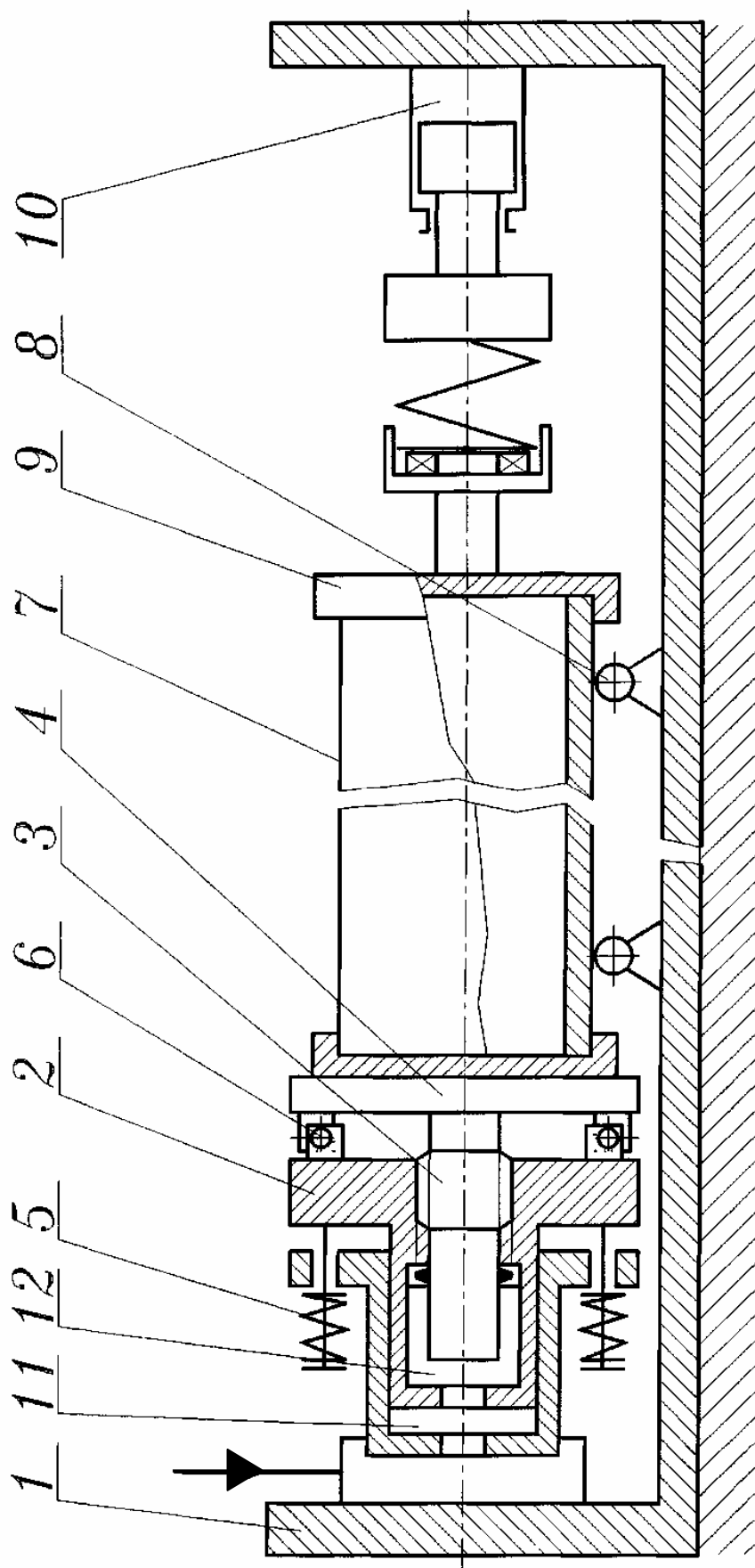


Рис. 5.14. Конструктивна схема установки для віброабразивної обробки довгомірних труб великого діаметра зі телескопічно-гвинтовим виконавчим гідроциліндром

що підпружинений в лінійному напрямку елементами пружного повернення 5, а у кутовому – елементами 6, зв'язаними з вібростолом 4 та ступенем 2. Оброблювана труба 7 заповнюється абразивом, установлюється на роликові опори 8 та закривається кришкою 9, що підтискається за допомогою гідроциліндра 10. Імпульси тиску робочої рідини подаються у порожнини 11, 12. Черговість та затримки початку руху вібростолу в лінійному та кутовому напрямках установлюються настройкою зусиль попереднього стиску пружних елементів 5, 6.

На рис. 5.15 представлена схема високоефективної установки з безперервною подачею абразивного матеріалу в зону обробки. На нерухомій рамі 1 установки під кутом α до горизонталі на амортизаторах установлений рухомий візок 3, підпружинений з двох сторін пружними елементами 4. На візку закріплюються оброблювана труба 5 та електродвигун 6, що забезпечує її обертальний рух. Знизу до візка під кутом β шарнірно кріпиться гойдальний виконавчий гідроциліндр 7, що передає візку та оброблюваній трубі поступальні переміщення. Знизу труба гнучким підводним рукавом з'єднується із завантажувальним бункером 8. Зверху аналогічний рукав забезпечує відведення абразивної маси із зони обробки назад у завантажувальний бункер. Для полегшення подачі абразиву до входу в трубу на бункері установлений дебалансний вібратор 9. Під час роботи установки абразивна маса може переміщуватись згідно із двома режимами: без підкидання та з підкиданням. Перший режим реалізується за виконання умови [67]

$$\frac{g}{A\omega^2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \beta} \geq 1. \quad (5.10)$$

Якщо ж умова (5.10) не виконується, то в певний момент часу t_0 абразивні частинки, що лежать на віброуючій поверхні відриваються від неї й абразивна маса починає працювати в режимі з підкиданням. В останньому випадку установка може використовуватись і в якості вібротранспоруючого пристрою. При цьому рекомендується установлювати коливання таких частоти та амплітуди, при яких матеріал практично не торкається поверхні, тобто забезпечується його безперервне підкидання.

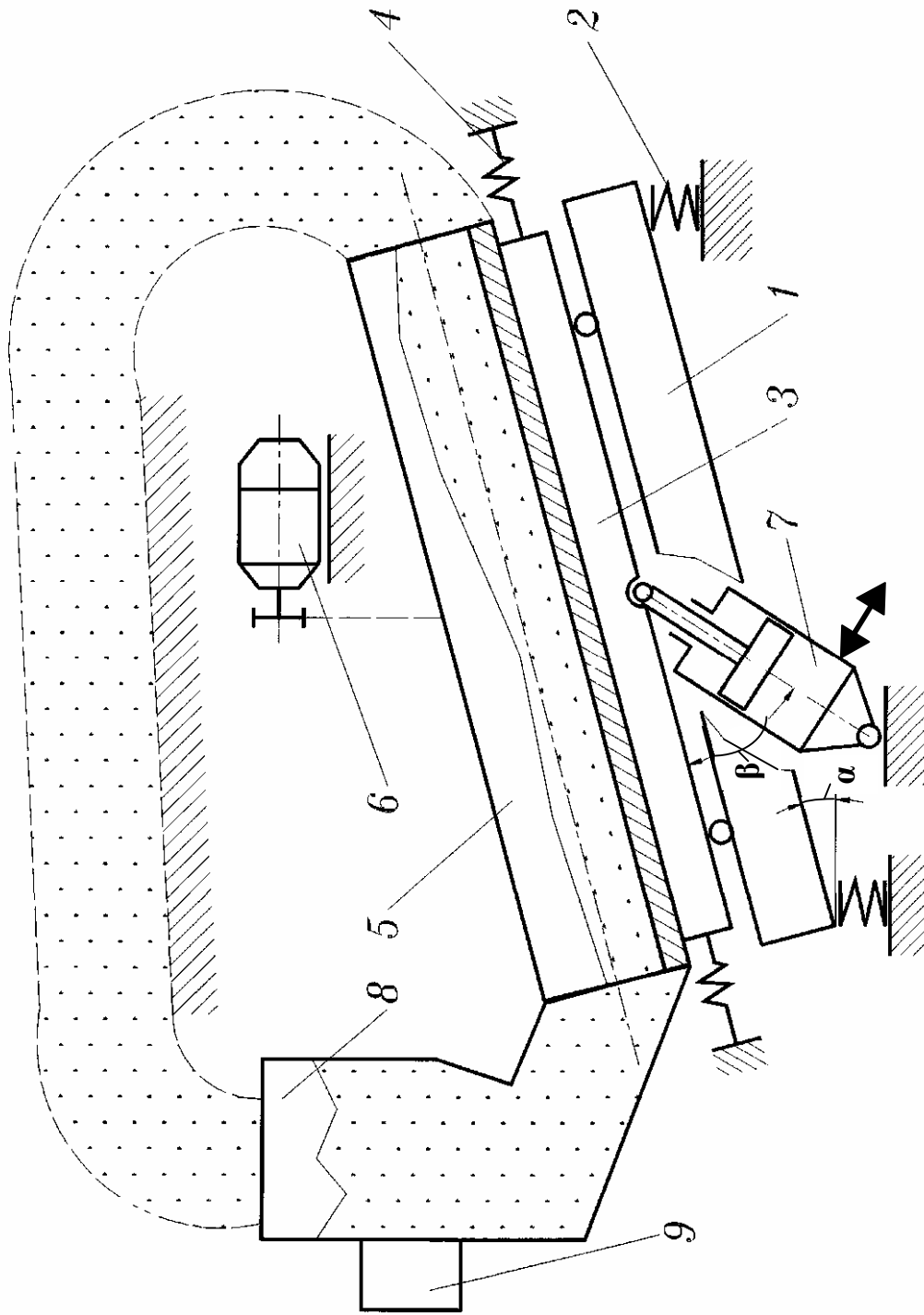


Рис. 5.15. Принципова схема вискоєфективної установки для віброабразивної обробки довгомірних труб великого діаметра з безперервною подачею абразивного матеріалу

6. Випробувальні та струшувальні машини з ГП

6.1. Особливості механічних випробувань деталей та вузлів машин

За останні чотири десятиліття розширилася область застосування корисних вібрацій, які тепер використовуються також і при проведенні механічних випробувань деталей та вузлів машин, що імітують реальні та граничні умови їх експлуатації. Необхідність у таких випробуваннях обумовлена зростаючими вимогами до надійності приладів і механізмів. На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень виникло науково обґрунтоване уявлення про механізм виникнення у випробуваних об'єктах ушкоджень та про методи їх кількісного оцінювання [224].

Випробувані об'єкти (ВО) містять значну кількість конструктивних елементів різного призначення та складності, які неоднаково сприймають вплив механічних вібрацій (у тому числі ударних, випадкових і інших періодичних навантажень) при зміні умов експлуатації. Дані умови необхідно враховувати при розробці методик випробувань та відповідного спеціального обладнання.

Дослідження несправних ВО (приладів, вузлів, з'єднань) дає можливість виявити дві основні причини втрати їх надійності: утомлюване руйнування конструктивних елементів та послаблення притискачів і різьбових з'єднань. За результатами оцінювання умов експлуатації та вивчення особливостей різних ушкоджень визначаються методи й умови випробувань, що можуть бути реалізовані на існуючих і розроблюваних випробувальних установках.

Всю сукупність конструктивних елементів того чи іншого ВО, з метою вивчення їх реакції на вібраційні і віброударні впливи, можна представити у вигляді простої лінійної системи мас, пружин і демпферів, приклад якої показаної на рис. 6.1. Така багатомасова система характеризується приведеними коефіцієнтами жорсткості (c_n) і демпфірування (β_n), що визначаються за відповідними параметрами взаємодії i -х конструктивних елементів при відомій масі кожного з них m_i , що розташовані на загальній робочій основі – вібростолі, здійснюючому коливання згідно із заданим законом. У випадку збігу власних частот коливань елементів системи f_{0i} , з частотою зовнішнього періодичного впливу f_v забезпечується інтенсифікація випробувального технологічного процесу.

Імітація впливу механічних навантажень під час вібраційних або віброударних випробувань можлива при використанні різних способів: реалізацією синусоїдального впливу з фіксованою частотою (да-

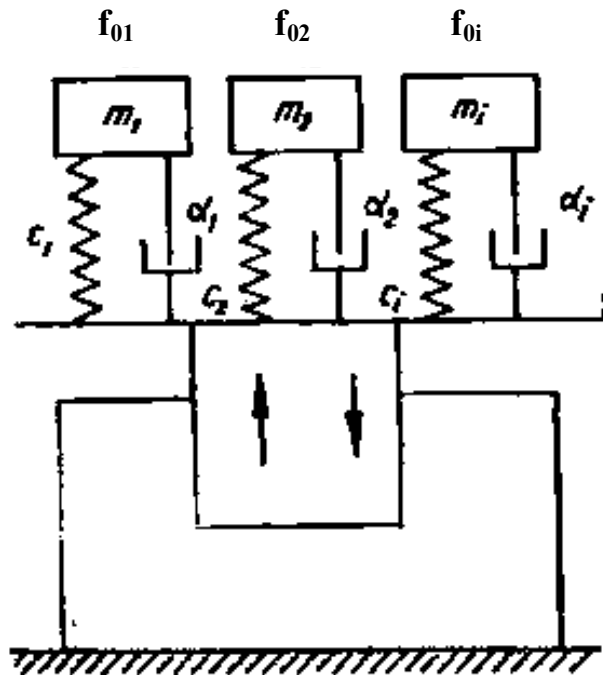


Рис. 6.1. Розрахункова схема багатомасового ВО

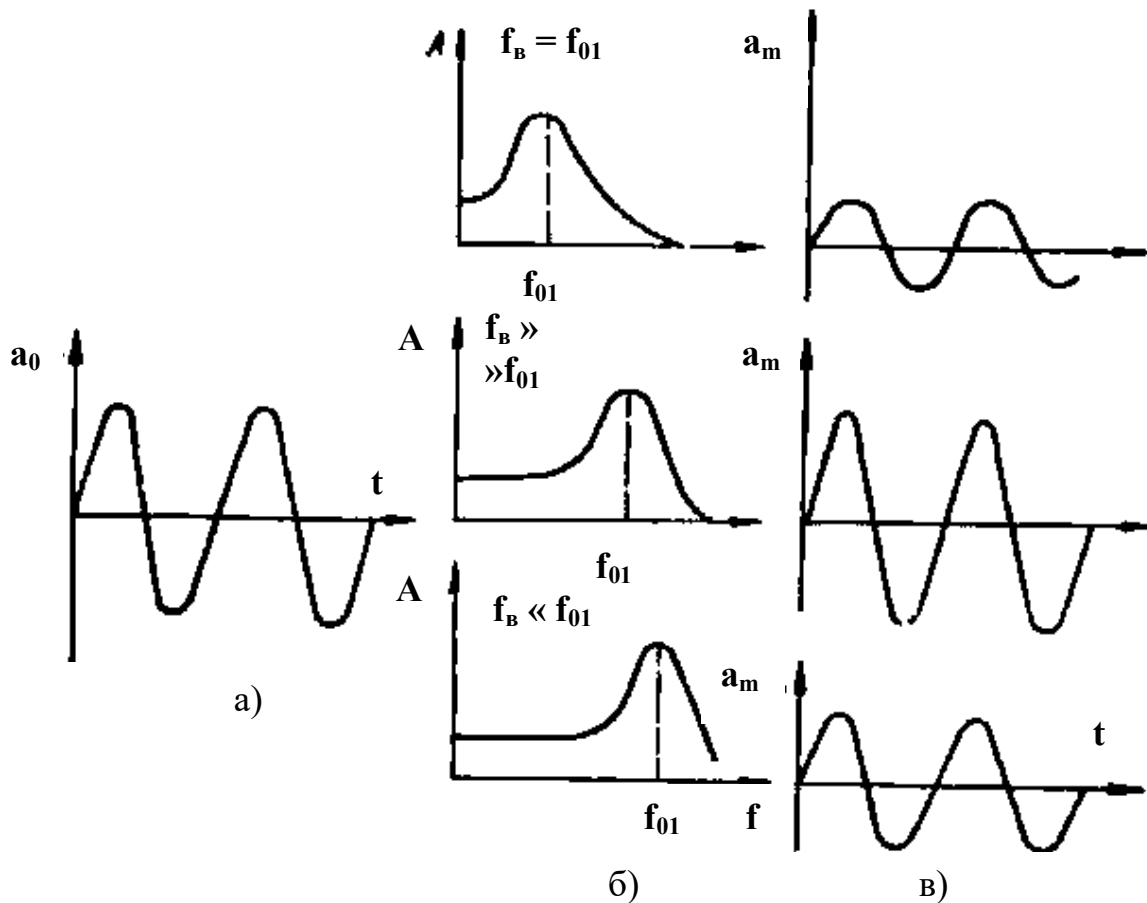


Рис. 6.2. Характер впливу на ВО зовнішнього синусоїдального навантаження з фіксованою частотою: а) – зовнішній вплив; б) – залежність передатного коефіцієнта від частоти зовнішнього впливу; в) – реакція системи

ний спосіб є непридатним при необхідності проведення випробовувань об'єктів, елементи яких мають різні частоти резонансу, оскільки при його застосуванні забезпечується резонанс тільки одного або кількох елементів); синусоїдального впливу з частотою, що повільно змінюється в діапазоні між двома граничними значеннями, при цьому всі конструктивні елементи і деталі, що піддаються вібраціям, поступово приводяться в стан резонансу; широкополосного стохастичного впливу (випадкових вібрацій), що найвірогідніше відтворює реальні умови експлуатації (недоліком даного способу є труднощі з його реалізацією); вузькосмугового стохастичного впливу з амплітудою, що змінюється за випадковим законом, при цьому у багатомасовій системі ВО в стан резонансу може бути приведена тільки визначена деталь або один конструктивний елемент; вузькополосного стохастичного впливу, середня частота якого повільно коливається між двома фіксованими частотами, що дозволяє відтворити майже всі види впливів, які зустрічаються на практиці; ударів або імпульсів, що періодично діють один за одним на ВО.

У кожному із зазначених способів зовнішній періодичний вплив на лінійну систему ВО викликає зміну прискорень елементів його конструкції згідно із синусоїдальним законом. Дослідження [224] показали, що прискорення i -ї маси $\mathbf{a}_{m,i}$ є пропорційним механічній нарузі у відповідному пружному елементі. Це дозволяє розглядати величину $\mathbf{a}_{m,i}$ як основний параметр навантаження, а прискорення \mathbf{a}_0 , що викликає дане навантаження - як параметр зовнішнього силового впливу. Відношення прискорень $\mathbf{a}_{m,i}/\mathbf{a}_0 = \mathbf{A}$ визначає передатний коефіцієнт системи ВО.

На рис. 6.2 наведені графіки, що характеризують зміну параметрів впливів на ВО, а також його реакцію. Сам ВО представлений у вигляді лінійної пружної системи, що піддається впливу зовнішнього синусоїдального навантаження з фіксованою частотою. Найбільші напруги у ВО виникають при збігу його власної частоти \mathbf{f}_{0i} з фіксованою частотою синусоїдального навантаження \mathbf{f}_0 . Відповідний зовнішній ударний або імпульсний вплив на ВО $\mathbf{a}_0(\mathbf{t})$ характеризується тривалістю τ , що мало відрізняється від нуля. Реакція на такий ударний або імпульсний зовнішній вплив $\mathbf{a}_0(\mathbf{t})$ визначається залежністю $\mathbf{a}_{m,i}(\mathbf{t})$, що показана на рис. 6.3, яка може бути розбита на інтервали: $\mathbf{t} < \tau$ – поточна реакція на удар та $\mathbf{t} > \tau$ - ударна післядія. При дуже низьких частотах $\mathbf{f}_0 \ll 1/\tau$ (рис. 6.3б) реакція системи на удар має вигляд синусоїдальних коливань. Для частот \mathbf{f}_0 порівнянних з $2/\tau$ (рис. 6.3д), поточна реакція системи має перше пікове значення \mathbf{a}_m' і післядію з першим піковим значенням \mathbf{a}_m'' . Для дуже високих частот $\mathbf{f}_0 \gg 1/\tau$

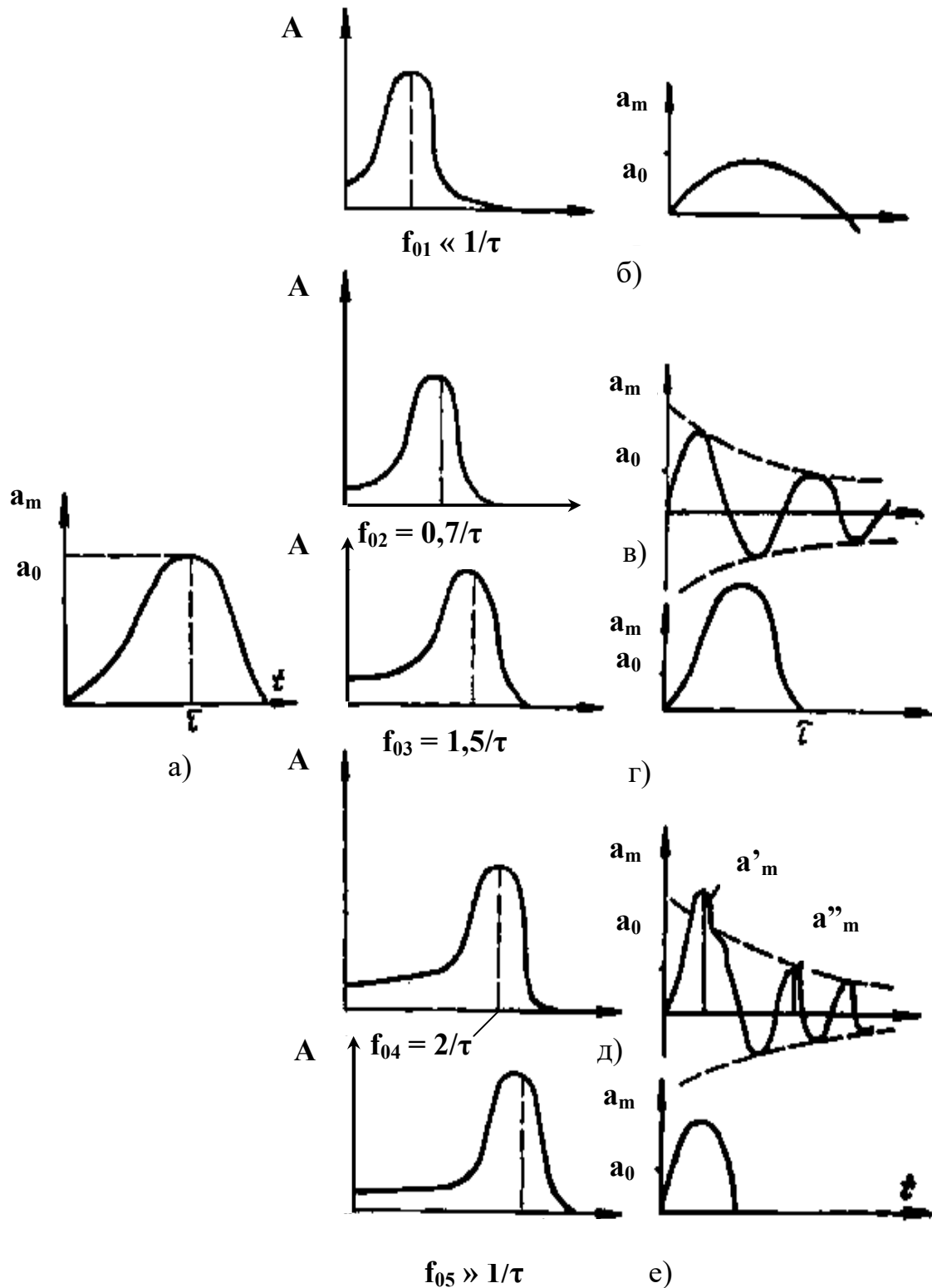


Рис. 6.3. Реакція системи ВО на ударний зовнішній вплив: а) – зовнішній вплив; б – е) – залежності передатного коефіцієнту від частоти зовнішнього впливу (ліворуч) та реакція системи (праворуч); $a_0(t) = a_0 \cdot \sin \pi t / \tau; 0 < t < \tau$

(рис. 6.3е) прискорення маси $a_{m,i}(t)$ квазістатично повторює вплив $a_0(t)$ [224].

Для визначення кількісних параметрів утомлюваних пошкоджень, що виникають у ВО, необхідно установити їх залежність від числа впливів, які мають задані амплітудні значення пікових навантажень, характеризовані прискореннями $a_{m,i}$, а також від критерію утомлюваних руйнувань в елементах конструкції ВО. Отримані теоретичні залежності [224] підтверджені експериментально. По них можна розрахувати термін служби елементів системи ВО, що піддається різним зовнішнім періодичним силовим впливам.

Види випробовувань

Механічні випробовування за функціональним призначенням розділяються на випробовування на міцність, під час яких при певних умовах експлуатації оцінюється опір конструктивних елементів ВО руйнуванню, а також на випробовування працездатності, при яких визначається здатність ВО нормально функціонувати в заданих умовах експлуатації. Звичайно тривалість випробовувань працездатності ВО менша, ніж тривалість випробовувань міцності. У зв'язку з тим, що безпосередньою причиною виникнення ушкоджень і виходу з ладу ВО є прискорення, що впливають на його конструктивні елементи, на практиці для випробовувань працездатності і міцності звичайно застосовують однакові методи й випробувальні установки.

Випробовування на міцність проводяться вибірково і призначені для визначення у ВО слабких місць, що виникають внаслідок ушкоджень елементів конструкції або втоми матеріалу. Для зменшення часу проведення випробовувань і досягнення їх найбільшої відповідності експлуатаційним умовам застосовують так званий коефіцієнт жорсткості [224, 292]. Мінімальна тривалість випробовувань або найменше число ударів звичайно визначаються шляхом теоретичного аналізу розрахункової моделі або проведенням відповідних експериментів. Вважають, що ВО витримав випробовування, якщо після його закінчення візуально не виявляються механічні ушкодження або зміни. Випробовування працездатності може бути як вибірковим, так і суцільним. Результати випробовувань вважаються успішними, якщо ВО під час зовнішнього силового впливу працює бездоганно, відповідно до технічних паспортних даних. Технологічні випробовування проводяться в процесі виготовлення виробів. Метою їх є виявлення технологічних причин передчасного виходу з ладу виробу або виникнення механічних дефектів у різьбових з'єднаннях та в місцях холодних пайок. Під час технологічних випробовувань успішно застосовуються впливи з малим числом ударів та з невеликими прискореннями.

Способи випробовувань

Методика проведення випробовувань розробляється на основі вихідних вимог до працездатності випробуваної системи (відповідності основних робочих параметрів паспортним даним) або міцності її елементів з аналізом можливості реалізації способів випробовувань на наявному випробувальному обладнанні та оцінюванням його ефективності. Випробовування на працездатність та міцність полягають у визначенні ряду параметрів ВО при впливі зовнішніх механічних навантажень, що забезпечують реальні умови експлуатації системи. Наприклад, при випробовуваннях на працездатність перевіряють такі параметри: стійкість опору до одноразового, багаторазового та багаторазового циклічного (утомлюваного) навантаження. Подібним випробовуванням піддаються радіо- і електротехнічні прилади, машини й установки, вузли і деталі машин, що виходять з ладу внаслідок динамічного й утомлюваного руйнування, а також ослаблення притискачів та різьбових з'єднань.

Вибір способу випробовувань визначається обсягом та змістом даних про ВО та умови його експлуатації, а також наявністю випробувального обладнання. Найпоширенішими є два способи проведення механічних випробовувань: на спеціальному випробувальному обладнанні, наприклад, при створенні примусових механічних коливань (вібрацій) ВО за синусоїдальним законом з фіксованою частотою; на звичайних вантажних транспортних засобах при створенні механічних коливань ВО за законом, що визначається рельєфом дороги та швидкістю транспортного засобу. Однак вказані способи проведення механічних випробовувань не завжди забезпечують вичерпну інформацію про параметри ВО, а крім того, вони є неекономічними та тривалими у реалізації. В наш час розроблені нові способи проведення механічних випробовувань ВО, що найбільш повно враховують реальні умови експлуатації. Ефективність процесу випробовувань визначається прискоренням силової дії при почерговому впливі на ВО синусоїдальної вібрації, ударного навантаження та стохастичних вібрацій. Вказані зовнішні впливи, у свою чергу, можуть бути класифіковані таким чином.

Синусоїдальна вібрація: з фіксованою частотою; з частотою, що східчасто змінюється; із частотою, що плавно змінюється; постійної тривалості; з постійним числом циклів.

Ударне навантаження: окремими ударами; серією ударів; із заданою зміною ударного імпульсу; віброударне.

Стохастична вібрація: з фіксованими частотами; широкополосним або вузькополосним шумом; із частотою, що плавно змінюється;

з вузькосмуговим шумом, що плавно змінюється; з багаторазовим вузькосмуговим шумом.

Ефективність застосування зовнішніх впливів певного типу оцінюється за допомогою вихідної спрощеної лінійної моделі (див. рис. 6.1), на якій позначаються конструктивні елементи з різними резонансними частотами від 10 до 100 Гц [224]. Розглянемо найхарактерніші типи зовнішніх впливів. При зовнішньому впливі на ВО синусоїдальної вібрації з фіксованою частотою протягом проміжку часу випробувань t_n зусилля навантаження визначається віброприскоренням з амплітудним значенням \bar{a}_0 і частотою зовнішнього впливу f_b . Збіг власної частоти f_{0i} певного конструктивного елемента m_i із частотою зовнішнього впливу f_b відповідає резонансному навантаженню з прискоренням a_p , що значно перевищує \bar{a}_0 . Такий спосіб зовнішнього впливу на ВО є доцільним при відомих частотах f_b , що виникають в умовах реальної експлуатації або транспортування.

Випробовування зовнішнім впливом з частотою, що східчасто змінюється, рекомендуються для ВО з визначеними резонансними частотами конструктивних елементів. При цьому важливо правильно установити послідовність східчастої зміни частот зовнішнього впливу. Перевага даного способу випробовувань полягає в тому, що вони проводяться тільки на тих частотах, при яких конструктивні елементи ВО піддаються найбільшому навантаженню. Недоліком способу є труднощі з визначенням резонансних частот для систем ВО. Доцільнішою є плавна зміна частоти навантаження у певному діапазоні, в результаті якої кожен конструктивний елемент ВО, що має розрахункову пружність, рано чи пізно опиниться в режимі резонансу.

Випробовування окремими ударами необхідно проводити через значні інтервали часу, щоб до моменту початку впливу кожного наступного удару амплітуди коливань всіх конструктивних елементів ВО зменшувалися б до визначеної величини. Останнє досягається вибором та забезпеченням відповідного закону зміни ударного імпульсу. Основою для визначення умов випробовувань можуть служити залежності ударного прискорення від часу, а також вид ударного спектра.

Спосіб випробовувань ударними імпульсами простих форм ґрунтується на законах зміни, що виникають при ударі прискорень

$$\frac{a_0(t)}{a_{0m}} = \begin{cases} \sin \pi t / \tau & \text{для } 0 \leq (t - vT_u) < \tau; \\ 0 & \text{для } (t - vT_u) > \tau; \end{cases}$$

$$\frac{a_0(t)}{a_{0m}} = \begin{cases} t/\tau \text{ для } 0 \leq (t - vT_{\text{ц}}) < \tau; \\ 0 \text{ для } (t - vT_{\text{ц}}) > \tau, \end{cases}$$

де $T_{\text{ц}}$ – час циклу ударного впливу; $vT_{\text{ц}}$ – час між двома ударами ($v = 0, 1, 2, 3, \dots$ – коефіцієнт пропорційності). Установлено, що час циклу ударного впливу $T_{\text{ц}} = 1/f_{\text{уд}} = 1,5$ с. На практиці застосовують частоту ударів $f_{\text{уд}} = 1$ Гц. Необхідне число ударів $n_{\text{уд}}$ при випробуваннях на стійкість до багаторазового навантаження знаходиться в межах [224]

$$2,5 \cdot 10^5 / Q \leq t_{\text{н}} / T_{\text{ц}} = n_{\text{уд}} < 5 \cdot 10^7 / Q,$$

де Q – добротність ВО; $t_{\text{н}}$ – час проведення випробувань.

Звичайно приймають $n_{\text{уд}} = 8000$. До переваг даного способу слід віднести простоту створення ударного імпульсу та малу тривалість випробувань, до недоліків – те, що на ударних випробувальних установках можна реалізувати лише обмежений діапазон різних форм ударних імпульсів.

Останнім часом у промисловості знайшов застосування спосіб випробувань впливом на ВО ударами складної (комплексної) форми. Даний спосіб є прогресивним, але не одержав широкого поширення через великі витрати на виготовлення випробувальних установок, здатних достатньо точно відтворювати необхідну форму складних ударних імпульсів. Способи випробувань при створенні випадкових стохастичних впливів найточніше відображають реальні умови експлуатації. Однак великого поширення і ці способи також не одержали через велику трудомісткість та значні витрати на виготовлення спеціального випробувального обладнання для їх реалізації.

Умови випробувань

Для визначення робочих параметрів випробувань при вибраному способі їх проведення необхідно мати дані про жорсткість та тривалість випробувань, а також про специфічні параметри та характеристики зовнішнього впливу.

Жорсткість випробувань знаходиться у прямій залежності від заданого значення прискорення. Наприклад, для випадку ударного впливу, параметром, що визначає жорсткість, є максимальне ударне прискорення. Тривалість випробувань залежить від способу реалізації зовнішнього впливу, виду механічної моделі ВО та реальних умов експлуатації.

Специфічні параметри зовнішнього впливу визначаються, в основному, механічною моделлю ВО, умовами експлуатації та техніч-

ними можливостями засобів випробовувань. Випробовуванням вібраційними впливами піддаються прилади, пристрої та з'єднання, що за умовами експлуатації повинні зберігати працездатність і мати відповідні характеристики міцності при впливі на них імпульсних навантажень. Випробовування серією ударних впливів рекомендується проводити для відтворення навантажень, що виникають при часто повторюваних в процесах експлуатації та транспортування ВО поштовхах та струшуваннях. Для проведення випробовувань ударними впливами рекомендується застосовувати напівсинусоїдальні удари [224], частота проходження яких повинна знаходитися в межах 1...3 Гц.

У роботі [224] наведені рекомендовані режими випробовувань прикладенням ударних впливів. Ударні впливи відтворюють режим епізодичного імпульсного навантаження ВО під час експлуатації або транспортування.

Крім напівсинусоїдальних імпульсів, в якості зовнішнього впливу під час випробовувань можна використовувати трикутні та трапецеподібні ударні імпульси. В роботі [224] приведені рекомендовані значення відносних (a_0/g) пікових прискорень та тривалості дії удару (τ) на ВО в залежності від необхідного режиму випробовувань.

У процесі транспортування, а також під час експлуатації ВО знаходяться під дією механічних навантажень, що і визначають умови їх використання. Мета механічних випробовувань ВО – перевірка їх стійкості до відповідних впливів. Необхідно, щоб умови випробовувань достатньо точно відповідали умовам експлуатації. Для правильного розв'язання поставленої задачі здійснюється аналіз навантажень, яким піддаються ВО в реальних умовах роботи. Наприклад, при навантаженні і розвантаженні виробів переважають одиночні удари, безпосередньо на робочому місці створюються стаціонарні умови експлуатації, при транспортуванні на автомобілях виникають стохастичні (випадкові) впливи. Після аналізу умов експлуатації розв'язується ряд важливих задач: проводиться оцінювання впливів на ВО, що ушкоджують, в залежності від різних умов експлуатації; вибираються умови випробовувань, що відповідають заданим умовам експлуатації; здійснюється визначення допустимих умов експлуатації ВО.

6.2. Застосування струшувальних машин у ливарному виробництві

Для приготування формувальних та стрижневих сумішей у ливарному виробництві широко застосовують вібраційні пристрої, що дозволяють значно інтенсифікувати процес і досягти більшої однорідності суміші. Так, для підготовки кварцового піску тонкого помелу,

вогнетривкої глини, вугілля, коксу застосовують вібраційні млини, продуктивність яких у два рази більша, ніж у звичайних кульових млинів. Частота коливань виконавчого елемента млинів складає звичайно 25 Гц, амплітуда коливань помольної камери 4-5 мм. Для просівання сипучих формувальних матеріалів використовують вібраційні сита, в якості привода яких використовуються дебалансні механічні вібратори [243]. Найефективніший режим роботи вібраційного сита забезпечується при збігу частоти його власних коливань з частотою змушених коливань виконавчого елемента. Амплітуда коливань сита звичайно приймається в межах 1 – 5 мм, а частота відповідає швидкості обертання вала приводного електродвигуна ($25...50 \text{ с}^{-1}$).

Фізико-механічні параметри формувальної суміші (міцність, газопроникність, пластичність та інші) визначають способи її ущільнення. Вихідна формувальна суміш складається з окремих частинок кварцового піску, покритих оболонками з'єднувальної речовини, і пір, заповнених повітрям (аналогічно порошковим вогнетривким матеріалам). Під впливом зовнішнього навантаження, що ущільнює, формувальна суміш зазнає структурних змін, результат яких залежить від величини і характеру прикладеного навантаження. Внаслідок ущільнення суміш стає більш в'язкою, пружною та міцною, тобто здатною сприймати зовнішнє навантаження. На першій стадії ущільнення, коли відбувається зближення піщин і ліквідація пір, суміш поводить як пластичне тіло, а потім, у міру підвищення щільності відбувається перерозподіл суміші, сковзання одних піщин відносно інших і деформація сполучних оболонок. На даній стадії суміш поводить як в'язке і в'язко-пластичне тіло [141, 243]. При подальшому ущільненні частинки піску приходять у зіткнення одна з одною і суміш проявляє пружні властивості. Залежно від навантаження параметри формувальної суміші проявляються в різній мірі, наприклад, при тиску пресування близько 0,2 МПа пружні деформації незначні і складають 0,2...0,3% , при тисках 2,45 МПа – 0,9...1,3%, а при тисках 24,5 МПа – зростають до 2,0 – 2,5% [141, 243].

Фізико-механічні параметри формувальних сумішей визначають умови проектування формувальних машин із заданими робочими параметрами. Оцінювання фізико-механічних параметрів відформованих виробів здійснюється з використанням стандартних зразків із площею поперечного перерізу $s_0 = 19,635 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та висотою $h_0 = 5 \text{ см}$. Міцність виробів визначається межею міцності σ при стисканні зразка руйнівальним осьовим зусиллям N_0

$$\sigma = N_0 / s_0,$$

а газопроникність k – шляхом пропускання через зразок повітря розрахункового об'єму ($W_0 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$) під тиском p за час t [243]

$$k = W_0 \cdot h_0 / s_0 \cdot p \cdot t.$$

Зі збільшенням щільності форми підвищується і її міцність, однак знижується газопроникність. Щільність форми (виробу), що визначає точність і чистоту поверхні вилівка, знаходиться в межах $(1,6 \dots 1,8) \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$, тоді як вихідна формувальна суміш має щільність $(1,1 \dots 1,25) \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$. Величина досяжної щільності залежить від способу ущільнення і конструкції формувальної машини. Розрізняють чотири основні способи ущільнення формувальних сумішей [141]: струшування з подальшим ущільненням верхніх шарів; пресування (статичне або вібраційне); комбінований спосіб, що поєднує струшування з пресуванням; піскодувне ущільнення [141, 243]. Найперспективнішими з вказаних способів є струшування і пресування зі струшуванням (комбінований спосіб). Вони відносяться до віброударних технологічних процесів ливарного виробництва.

Ущільнення формувальних сумішей струшуванням (рис. 6.4а) здійснюється за допомогою віброударної машини, на вібростолі 1 якої закріплена опока 2, що заповнюється сумішшю 3. Переміщення вібростолу вгору (на висоту 40 – 90 мм) відбувається при подачі стисненого повітря в порожнину А пневмоциліндра 4, а вниз – при з'єднанні порожнини А з атмосферою. Повернення вібростолу у вихідне положення супроводжується ударом об станину машини (або об прокладки, закріплені на станині). Ущільнення суміші відбувається під дією сил інерції, що виникають під час ударів. Число ударів в робочому циклі ущільнення звичайно складає від 20 до 40. Нерівномірність ущільнення виробу по висоті (більш висока щільність у нижній частині форми) усувається додатковим підтрамбовуванням або допресуванням зверху. Процес ущільнення характеризується швидкістю вібростолу до і після удару, жорсткістю удару (жорсткістю прокладок між столом і станиною), а також числом ударів, необхідних для досягнення заданої щільності.

На рис. 6.4б представлена схема машини для здійснення струшувально-пресового способу ущільнення. Струшувальний привод аналогічний показаному на рис. 6.4а, але додатково оснащений пристосуванням для пресування суміші, що встановлено на робочому столі на кронштейнах 5, з'єднаних з траверсою 6. На траверсі 6 змонтований пневмоциліндр 4, зі штоком якого з'єднана пресова колодка 7 (пуансон). При подачі стисненого повітря в порожнину А та в поршневу порожнину пневмоциліндра 4, відбувається струшування

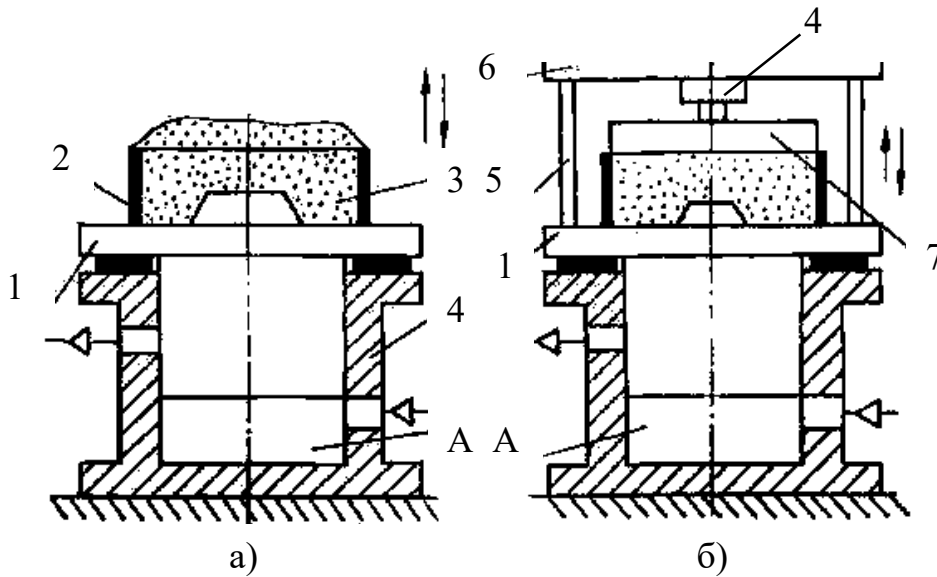


Рис. 6.4. Схеми ущільнення формувальних сумішей: а) – струшуванням; б) – струшуванням з підпресовуванням

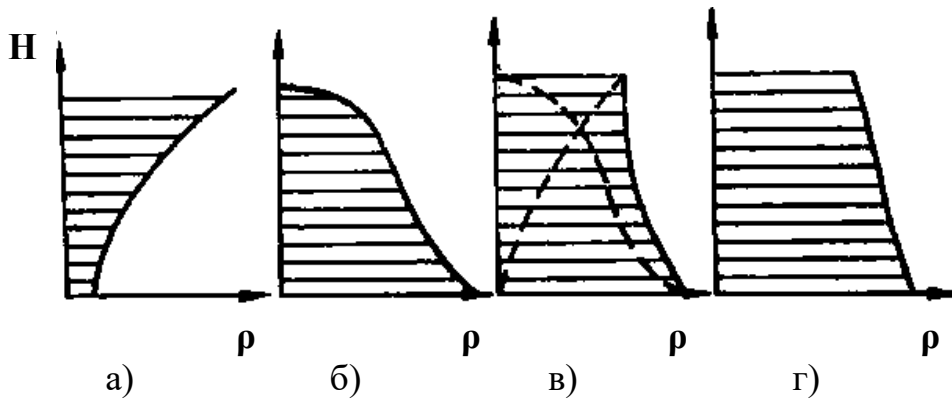


Рис. 6.5. Характер зміни щільності ρ по висоті H півформи при різних способах ущільнення: а) – верхнє статичне пресування; б) – струшування; в, г) - комбіноване

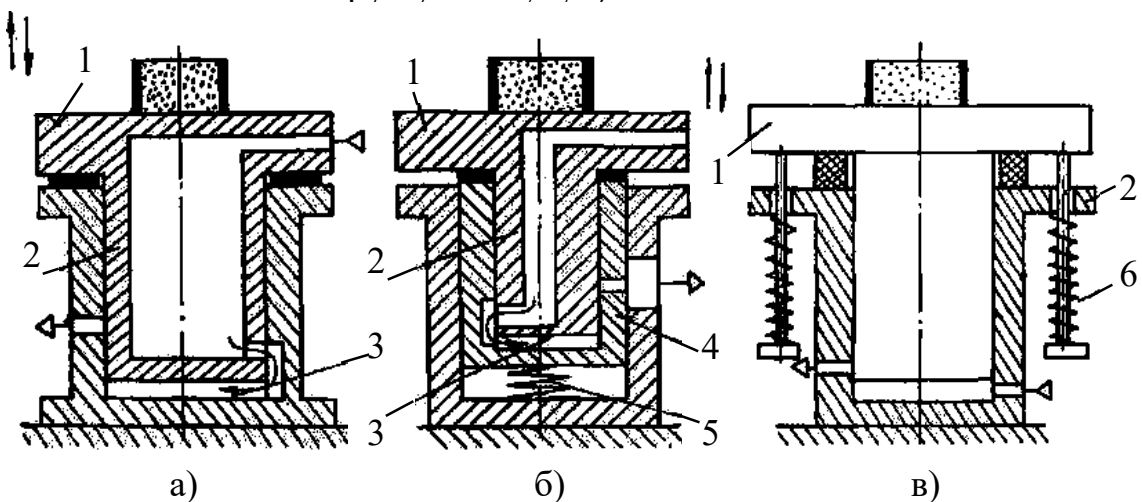


Рис. 6.6. Схеми струшувальних машин: а) – без амортизації; б) – з амортизацією; в) – з використанням накопленої енергії пружного повернення

опоки й одночасно за допомогою пресової колодки 7 здійснюється допресовування верхніх шарів форми. На рис. 6.5 представлені криві зміни щільності форми по висоті напівформи після реалізації різних способів ущільнення. Найбільша рівнощільність форми по об'єму досягається при використанні комбінованого способу ущільнення. Процес ущільнення формувальних сумішей на віброударному обладнанні аналогічний ущільненню вогнетривких, порцеляно-керамічних та інших порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з ГП. В процесі ущільнення формувальних сумішей способом струшування при ударі вібростолу об станину швидкість вібростолу знижується до нуля, а частинки формувальної суміші по інерції продовжують переміщуватись в напрямку до основи опоки й ущільнюються. Кінетична енергія руху вібростолу з опокою при ударі переходить у роботу ущільнення суміші і ККД такого переходу буде максимальним при пружному ударі.

Навпаки, при ударі вібростолу об станину (див. рис. 6.4) через м'яку гумову прокладку (елемент, що може піддаватись значним деформуванням) виникають відносно малі інерційні сили й ущільнення форми буде недостатнім. У зв'язку з цим, жорсткість прокладки c відіграє важливу роль у процесі ущільнення струшуванням, що впливає також із залежності для визначення максимальної сили удару P_y , яка діє на вібростіл [271]

$$P_y = \frac{v_{01} + v_{02}}{g} \sqrt{\frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot c},$$

де v_{01} , v_{02} – швидкості руху вібростолу і станини на початку удару (у момент торкання поверхонь, що ударяються); m_1 , m_2 – маси вібростолу (з опокою та сумішшю) і станини; g – прискорення вільного падіння.

Жорсткість прокладки, у свою чергу, визначається за залежністю [141]

$$c = E_y \cdot S / H,$$

де E_y – модуль пружності матеріалу прокладки; S , H – відповідно площа і висота прокладки.

Тривалість одного робочого циклу ущільнення форми визначається частотою проходження і кількістю ударів, що мають визначену енергію.

Машини для ущільнення струшуванням формувальних сумішей із пневматичним приводом мають нескладну конструкцію; принцип їх дії оснований на використанні енергії стисненого повітря, що перетво-

рюється в роботу ущільнення суміші. За конструктивним виконанням розрізняють струшувальні машини без амортизації – з передачею удару безпосередньо на фундамент та з амортизацією, у яких одна або обидві маси, що ударяються оснащені пружними елементами (пружинами стиску або пневмобалонами), які накопичують енергію в період подачі повітря і перетворюють її в роботу удару в момент вихлопу. Останнє дозволяє підвищити потужність струшувальних машин.

На рис. 6.6а показана схема струшувальної машини без амортизації, оригінальність конструкції якої полягає у способі підведення стисненого повітря по нагнітальній пневмолінії через плунжер 2 вібростолу 1 у порожнину виконавчого пневмоциліндра 3. При подачі стисненого повітря в порожнину пневмоциліндра 3 плунжер 2 з вібростолом 1 переміщується вгору і перекриває доступ повітря з нагнітальної пневмолінії в порожнину пневмоциліндра. Рухаючись по інерції, плунжер 2 забезпечує вихлоп стисненого повітря – з'єднання порожнини пневмоциліндра з атмосферою через вихлопну пневмолінію. Переміщення вібростолу у вихідне положення під дією сили ваги супроводжується ударом об станину і струшуванням формувальної суміші. Схема струшувальної машини з амортизацією показана на рис. 6.6б. В її конструкцію додатково введений проміжний ударник 4 у вигляді пневмоциліндра, підпружиненого відносно основи пружиною 5. Перевага даної конструкції полягає у вищому ККД удару. Схема струшувальної машини з використанням під час удару накопиченої енергії пружного повернення показана на рис. 6.6в. При подачі стисненого повітря в порожнину виконавчого пневмоциліндра – станини 2 – вібростіл 1 переміщується вгору, стискаючи пружини 6. При використанні даної струшувальної машини можна істотно підвищити енергію удару.

6.3. Випробувальні та струшувальні машини

Для проведення механічних випробовувань приладів, пристроїв та з'єднань широко використовуються вібраційні та віброударні стенди з приводами різних типів, схеми яких, а також аналіз переваг та недоліків зроблений в роботі [161].

Загальним елементом всіх вібраційних та віброударних стендів для механічних випробовувань є виконавчий елемент – вібростіл або площадка, – на якому кріпиться ВО. Перемінні за величиною та напрямком зовнішні навантаження на ВО створюються при зміні прискорення вібростолу, що приводиться в рух від привода того чи іншого типу.

Схеми струшувальних машин, застосовуваних у ливарному виробництві, подібні схемам випробувальних віброударних стендів і відрізняються, головним чином, конструктивним виконанням вібростолу, що обумовлено дещо іншими умовами експлуатації. Струшувальні машини для ливарного виробництва звичайно оснащені механічним або пневматичним приводом, однак в останні десятиріччя знайшли застосування і гідравлічні струшувальні машини, що замінюють малопотужне пневматичне обладнання з недостатньо плавним регулюванням основних робочих параметрів – частоти й амплітуди.

Як вже неодноразово доводилось у даній монографії, застосування ГПП переважно практично для усіх випадків промислової експлуатації ВМ і ВУМ. Тому надалі у розділі 11 будуть розглядатися особливості ВМ і ВУМ для випробувальних стендів з ГПП.

Випробувальним стендом з ГПП називається пристрій, в якому коливання виконавчого елемента, виконаного у вигляді підпружиненого вібростолу, збуджуються пульсуючим потоком робочої рідини, керованим спеціальним автоматизованим гідророзподільником – вібророзбуджувачем.

Випробувальні вібраційні і віброударні стенди з ГПП за своїми техніко-економічними характеристиками такими, як габаритні розміри, маса, можливість зміни у широкому діапазоні параметрів вібрацій за частотою, амплітудою та прискореннями, – відповідають вимогам, що висуваються до сучасного промислового обладнання. Останнє особливо важливо під час проведення випробовувань літальних апаратів, вузлів автомобілів і точних відповідальних приладів. Завдяки підвищеній питомій потужності, невеликим розмірам і масі, можливості уніфікації та регулювання в широкому діапазоні параметрів вібрацій, зниженому рівню шуму, використання випробувальних вібраційних і віброударних стендів з ГПП часто виявляється найдоцільнішим.

На даних стендах можливо здійснення практично будь-яких спеціально запрограмованих вібраційних або віброударних випробовувань (наприклад, реалізація циклічної зміни навантаження ВО), а також розв'язання ряду практичних задач, вирішення яких на основі застосування випробувальних стендів інших типів є утрудненим або неможливим.

В залежності від способу установаження вібророзбуджувача розрізняють випробувальні стенди з автономним (винесеним) і вбудованим вузлом керування. Схема стенда з винесеним вузлом керування і пульсацією робочої рідини в порожнині гідроциліндра ГПП показана на рис. 6.7. Випробований об'єкт 1 закріплюється на вібростолі 2, виконаному разом із плунжером 3 і зв'язаному елементами пружного

повернення 5 з корпусом гідроциліндра 4. Робоча рідина подається від насоса 6 постійної продуктивності в порожнину А гідроциліндра 4, тиск в гідросистемі починає збільшуватись і вібростіл 2 піднімається вгору, стискаючи елементи пружного повернення 5. При досягненні тиску p_1 , що настроюється спрацьовує вібробудувач 8, з'єднуючи зі зливом порожнину А. Тиск в останній падає до величини $p_2 \approx p_{зл} = 0$. Плунжер 3 разом з вібростолом 2 під дією власної сили тяжіння та сили пружності елементів пружного повернення 5 опускається вниз. Далі цикл повторюється, внаслідок чого вібростіл здійснює коливальні періодичні рухи.

На рис. 6.7 показані схеми двох варіантів виконання та підключення автономного вібробудувача: клапанного двоходового (див. рис. 6.7а) та золотникового триходового (див. рис. 6.7б). На рис. 6.8 представлена схема випробувального стенда з ГПІ та вбудованим вузлом керування пульсаціями тиску.

Основна відмінність даної схеми від автономної полягає в розташуванні вібробудувача, що знаходиться всередині робочої порожнини гідроциліндра або плунжера. Робочий цикл даного стенда аналогічний циклу стенда, показаного на рис. 6.7.

Для випробовувань обладнання деяких видів, яке експлуатується в жорстких умовах, необхідні стенди, що створюють значні за інтенсивністю короточасні силові навантаження, або ударні стенди. Найпростішим обладнанням для реалізації короточасних силових навантажень є ударні стенди з вільним падінням вібростолу і використанням кінетичної енергії останнього.

На рис. 6.9 показана ударна система, що містить вібростіл 1 масою m_c із закріпленим на ньому випробуваним об'єктом 2 масою $m_{в0}$, який вдаряється об нерухому основу 3 – пружину з лінійною характеристикою, що не демпфірується. Ударний імпульс виникає в момент, коли маси, що рухаються зі швидкістю $v_0 = 2gH$, гальмуються даною пружиною. Вібростіл 1 разом з ВО контактує з основою 3 протягом часу, що відповідає напівперіоду синусоїдальних коливань з частотою

$$\omega_0 = 2\pi / T = \sqrt{c / m} ,$$

де c - коефіцієнт жорсткості пружини; m - маса падаючого тіла.

Пікове значення прискорення a_0 залежить від власної частоти ω_0 коливань системи „пружина - маса” та від швидкості v_0 у момент контакту падаючого тіла з деформованим елементом: $a_0 = \omega_0 \cdot v_0$.

Тривалість дії ударного імпульсу τ , тобто проміжок часу між початком і завершенням ударного процесу, в даному випадку відповідає половині періоду T

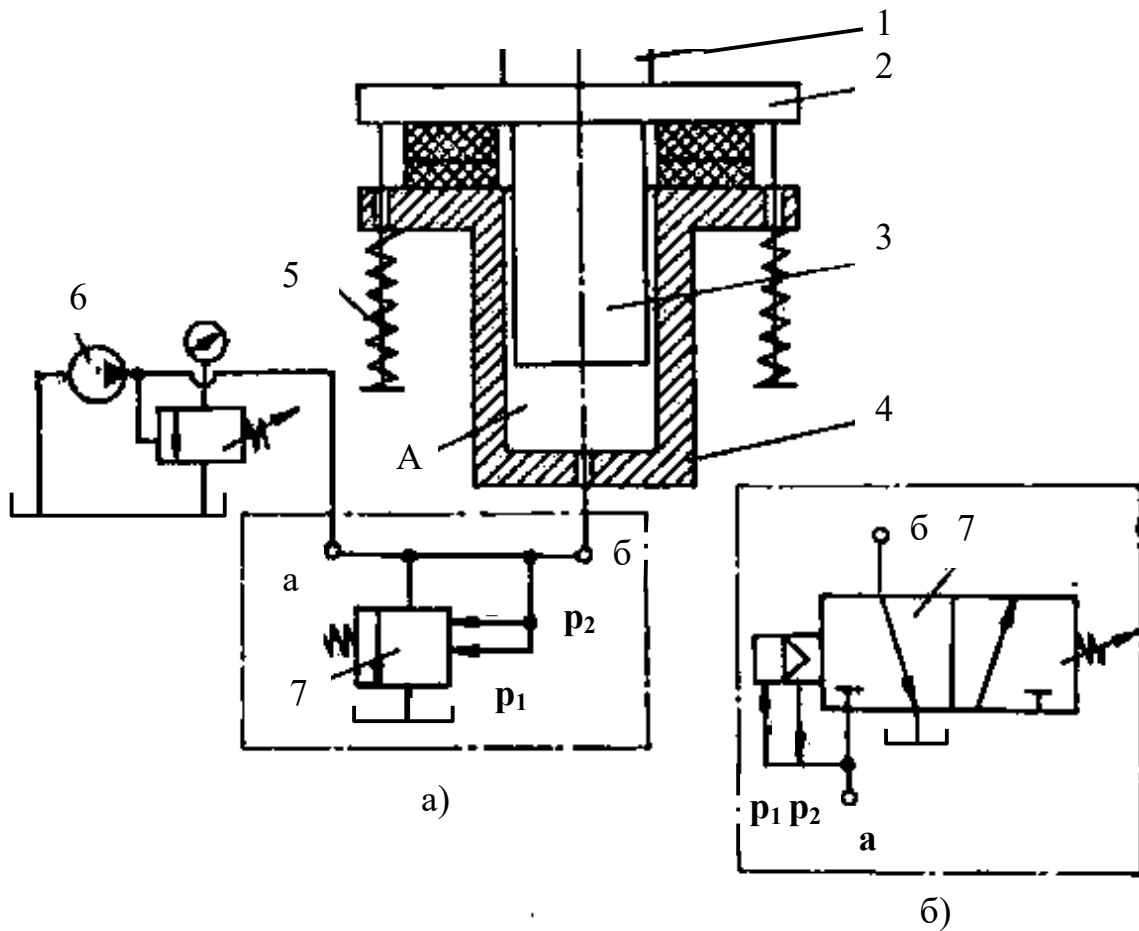


Рис. 6.7. Схема випробувального стенда з ГП та винесеним вузлом керування: а) – з клапанним двоходовим вібробуджувачем; б) – із золотниковим триходовим вібробуджувачем

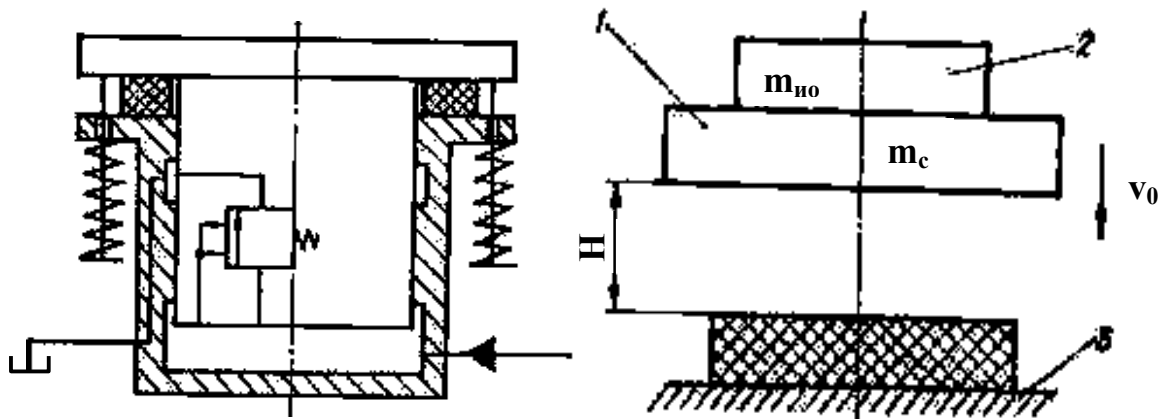


Рис. 6.8. Схема випробувального стенда з ГП та вбудованим вузлом керування

Рис. 6.9. Схема випробувального стенда з нерухою основою та недемпфірованою прокладкою

$$\tau = T/2 = \pi\sqrt{m/c}.$$

Процес створення напівсинусоїдального ударного імпульсу з використанням ідеальної пружини (лінійної пружини, що не демпфірується) можна представити розрахунковою схемою (рис. 6.10), на якій через v_+ і v_- позначені швидкості відскоку і зіткнення, а через Δv – прирощення швидкості. Амплітуда ударного імпульсу [163, 271]

$$J = m \int_0^{\tau} a_0(t) dt = m \Delta v.$$

Для всіх ударних імпульсів добуток пікового значення прискорення на тривалість імпульсу залежить тільки від збільшення швидкості в проміжок часу між зіткненням та відскоком, а не від швидкості v_0 маси, що рухається, тобто

$$a_0 \cdot \tau = k \cdot \Delta v = k \int_0^{\tau} a_0(t) dt,$$

де k – коефіцієнт відновлення. При пружному ударі збільшення швидкості дорівнює $2 \cdot v_0$ [271], а сила, що діє на ВО у момент удару

$$P_{\text{ВО}}(t) = m_{\text{ВО}} a_0(t).$$

Тривалість ударного імпульсу вібростолу із закріпленням на ньому ВО

$$\tau = \pi \sqrt{\frac{m_c}{c}} \cdot \sqrt{1 + \frac{m_{\text{ВО}}}{m_c}}. \quad (6.1)$$

З виразу (6.1) випливає, що при використанні пружних елементів з лінійними характеристиками тривалість імпульсу збільшується зі зростанням маси ВО і зменшується з підвищенням жорсткості пружного елемента.

Пружні елементи, застосовувані в ударних стендах, здатні поглинати значну енергію. Демпфірування приводить до того, що зміна ударного імпульсу в часі є несиметричною (рис. 6.11), а швидкості зіткнення v_- та відскоку v_+ за абсолютною величиною помітно відрізняються. Швидкість відскоку звичайно менша, а прирощення швидкості

$$\Delta v = k \cdot v_0, \quad 1 \leq k \leq 2.$$

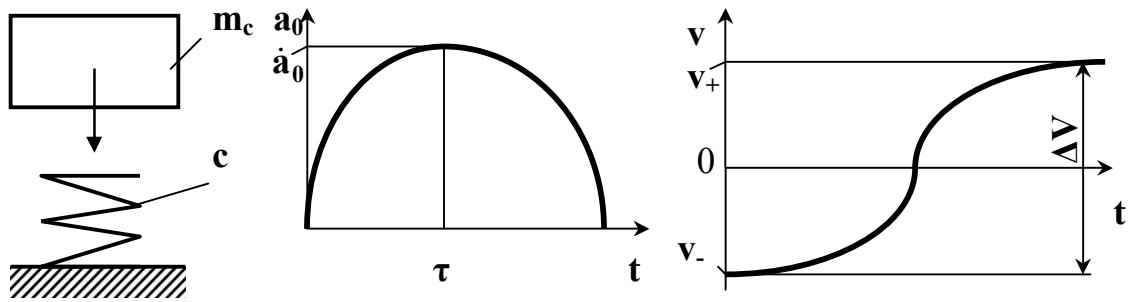


Рис. 6.10. Схема створення напівсинусоїдального ударного імпульсу з ідеальною (недемпфрованою) пружиною

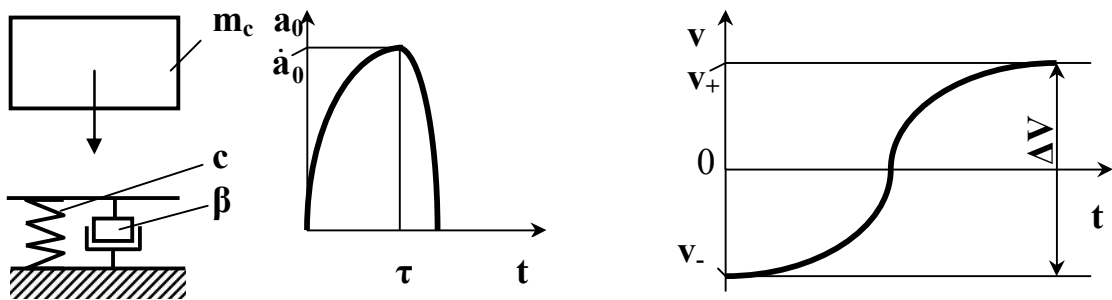


Рис. 6.11. Схема створення несиметричного ударного імпульсу з демпфуваним пружним елементом

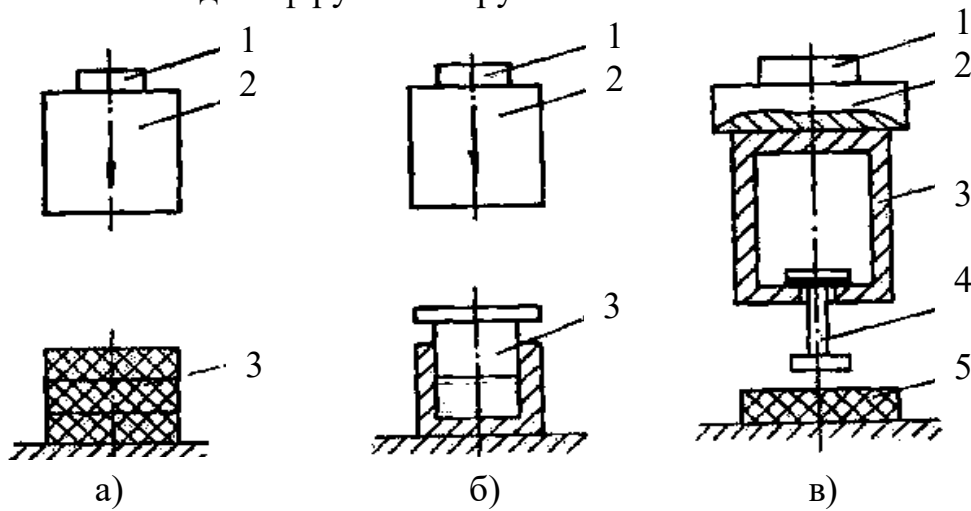


Рис. 6.12. Схеми стендів для створення напівсинусоїдальних (трикутних) ударних імпульсів: а) – з багатошаровим пружним елементом; б) – з рідинним пружним елементом; в) – зі спеціальною прокладкою

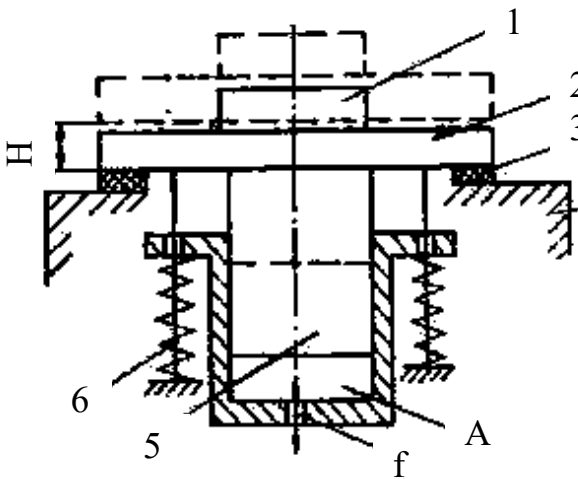


Рис. 6.13. Схема віброударного стенда

Для гумових прокладок можна приймати значення $k = 1,3 \dots 1,6$, а для повстинних – $k = 1,1 \dots 1,3$ [213, 271]. Схеми ударних стендів призначених для створення напівсинусоїдальних трикутних ударних імпульсів зображені на рис. 6.12.

Для одержання напівсинусоїдального ударного імпульсу необхідно забезпечити падіння маси на пружний елемент з лінійною характеристикою, що не демпфірується. Конструктивні виконання ударних стендів такого типу можуть бути різними. На рис. 6.12а показана схема випробувального ударного стенда, що складається з вібростолу 2, на якому закріплюється ВО 1, та багаточислового пружного елемента 3, об який при падінні вдаряється вібростіл.

Пружні елементи можуть бути виготовлені з гуми, пластмаси або повстини. При цьому тривалість ударних імпульсів міняється в залежності від параметрів пружних елементів – їх габаритних розмірів та властивостей матеріалу, Наприклад, для повстинних пружних елементів $\tau = 0,5 \dots 10$ мс, для гумових і пластмасових $\tau = 2 \dots 20$ мс [141, 163].

Для збільшення тривалості імпульсу й одержання ідеального напівсинусоїдального удару застосовують стенди з рідинним елементом, що демпфірує (рис. 6.12б). Пружна реакція виникає при ударі вібростолу 2 з ВО 1 об плунжер 3 елемента, що демпфірує. Пружність рідинного елемента можна варіювати шляхом зміни об'єму рідини в замкненій порожнині демпфера.

Для одержання несиметричних у часі і в тому числі трикутних ударних імпульсів пружні елементи ударного стенда повинні бути виконані таким чином, щоб деформуюча сила при певному значенні деформації миттєво знижувалася до нуля. Схема ударного стенда з такою прокладкою показана на рис. 6.12в. Вібростіл 2 з ВО 1 закріплюється на корпусі пневмоциліндра 3, порожнина якого заповнена газом. Вільному виходу газу перешкоджає верхній диск поршня 4, оснащений гумовим кільцем для герметизації. В момент, коли поршень 4 вдаряється об прокладку 5 і сила удару перевищує силу, що притискає його верхній диск до поверхні, яка ущільнюється, поршень піднімається, а тиск газу в пневмоциліндрі 3 падає. Внаслідок цього ВО без додаткового прискорення переміщується вниз. Інтенсивність зростання трикутного ударного імпульсу визначається піковим прискоренням, що, в свою чергу, залежить від величини надлишкового тиску газу в пневмоциліндрі.

Схема віброударного випробувального стенда з ГПП показана на рис. 6.13. Ударний імпульс на ВО 1 з вібростолом 2 створюється в момент зіткнення останнього з прокладками 3 станини 4 наприкінці зворотного ходу плунжера 5 у вихідне нижнє положення під впливом

власної сили тяжіння та сили пружності елементів пружного повернення 6 при відкритому на злив віброзбуджувачі (на схемі не показаний). Розглядуваний ударний вібростенд з ГПП може забезпечувати випробовування одиночними ударами або серією ударів в залежності від реальних умов експлуатації ВО. Для визначення часу повернення t вібростолу 2 у вихідне положення при максимальному ході вверх H можна скористатися залежністю

$$t = \frac{S_{пл} \cdot H}{k \cdot S_{зл} \cdot \sqrt{\Delta p}},$$

де $S_{пл}$ – площа поперечного перерізу плунжера 5, $S_{зл}$ – площа прохідного перерізу зливної гідролінії; k – коефіцієнт витрат робочої рідини (в СІ $k = 0,033$); Δp – перепад тиску між порожниною гідроциліндра А та зливною гідролінією. Для наближених розрахунків можна прийняти $\Delta p = (p_{max} - p_{min})/2$.

Під час випробувань у виробничих умовах гідроапаратури, гідроарматури та насосів проводиться їх перевірка за часом наробітку на відмовлення (визначення ресурсу). З економічних міркувань доцільно скорочувати тривалість даних випробувань, що досягається за рахунок збільшення інтенсивності навантажень на ВО. При цьому слід забезпечувати адекватність сукупного навантаження ВО при більш інтенсивному, але скороченому за часом та звичайному випробовуванні.

Однією з основних умов надійної роботи насосів, гідроарматури та гідроапаратури є забезпечення розподілу в часі наробітку на відмову. Для проведення відповідних випробувань вказаного серійного гідрообладнання застосовуються спеціальні стенди, що відтворюють пульсуюче або циклічне навантаження на ВО. Принципова схема такого випробувального стенда показана на рис. 6.14. Випробуваний насос 1 створює потік робочої рідини, керування яким забезпечує золотник 2, що перемикається від реле часу з навантажувальним пристроєм в складі дроселя 3 та переливного клапана 4. Запобіжний клапан 5 (нормально закритий) є контрольним або аварійним пристроєм. Такий випробувальний стенд забезпечує тільки відносно низьку частоту навантаження (не більшу 0,5...1 Гц), має малу експлуатаційну надійність електрогідравлічних елементів керування, особливо при тривалих випробовуваннях на зносостійкість протягом 3...10 тис. год. Крім того, тривалість випробувань на таких стендах може виявитися недопустимо великою. Зазначених недоліків немає в випробувальних стендах з ГПП, оснащених віброзбуджувачами зі зворотним зв'язком за тиском (рис. 6.15).

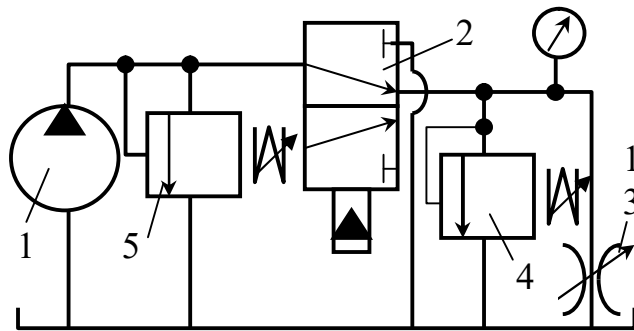


Рис. 6.14. Схема гідростенда для створення пульсуючого навантаження

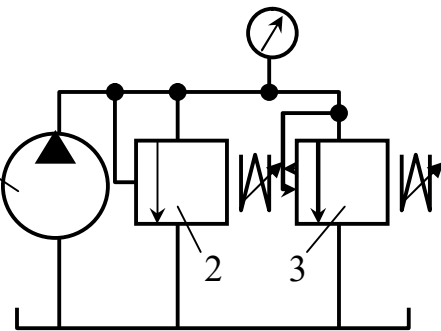


Рис. 6.15. Схема гідростенда з віброзбуджувачем

Спеціальні віброзбуджувачі забезпечують задані умови навантаження ВО з великими зусиллями при широкому діапазоні зміни частоти та характеру пульсацій тиску в гідросистемі. При цьому схема, показана на рис. 6.14, значно спрощується, оскільки функції керування циклічним навантаженням, виконувани раніше електромагнітним золотником з реле часу, переливним клапаном та дроселем у схемі на рис. 6.15 виконуються за допомогою одного віброзбуджувача. Конструкції спеціальних віброзбуджувачів в залежності від призначення можуть бути різними і дають можливість одержати практично будь-який режим навантаження ВО завдяки зміні тиску робочої рідини за заданим законом. Частоту пульсацій тиску в гідросистемі можна значно збільшити, що дозволить скоротити час випробувань. Теоретично максимальна частота навантажень, яку можна одержати на такому стенді, визначається подачею насоса та піддатливістю гідросистеми

$$f = \alpha_0 \cdot Q_n / (p \cdot \beta_c \cdot W_c),$$

де α_0 – коефіцієнт, що враховує час скидання тиску; Q_n – подача насоса (звичайно $Q_n \approx \text{const}$); p – тиск в гідросистемі; β_c – коефіцієнт піддатливості гідросистеми; W_c – об'єм робочої рідини в гідросистемі.

Застосування випробувальних стендів зі спеціальними віброзбуджувачами дозволяє розширити межі регулювання робочих режимів навантаження при забезпеченні високої експлуатаційної надійності. Описані випробувальні стенди можуть знайти широке використання в заводських лабораторіях при необхідності проведення швидких та ефективних промислових випробувань гідрообладнання різного призначення.

6.4. Нові конструкції випробувальних та струшувальних машин

Можливість забезпечення значних зусиль (вантажопідйомності) на плунжері привода короткоходових зворотно-поступальних переміщень виконавчого елемента (вібростолу, контейнера, платформи) при мінімальних габаритних розмірах машини обумовлює високу ефективність струшувальних машин та випробувальних стендів з ГПП. Основним завданням їх удосконалення стало створення малогабаритного обладнання з вбудованим віброзбуджувачем ГПП.

Розвиток даного обладнання, названого вібростендами, йшов в двох напрямках, визначених принципом дії застосовуваного вузла віброзбуджувача: зі зворотним зв'язком за тиском або із зазором у ланцюзі жорсткого зворотного зв'язку за переміщенням виконавчого елемента.

Схема вібростенда з вбудованим у гідроциліндр або в основу двоходовим двопозиційним віброзбуджувачем показана на рис. 6.8. Схема вібростенда з вбудованим триходовим двопозиційним віброзбуджувачем аналогічна схемі зображеної на рис. 6.7,б, причому вузол

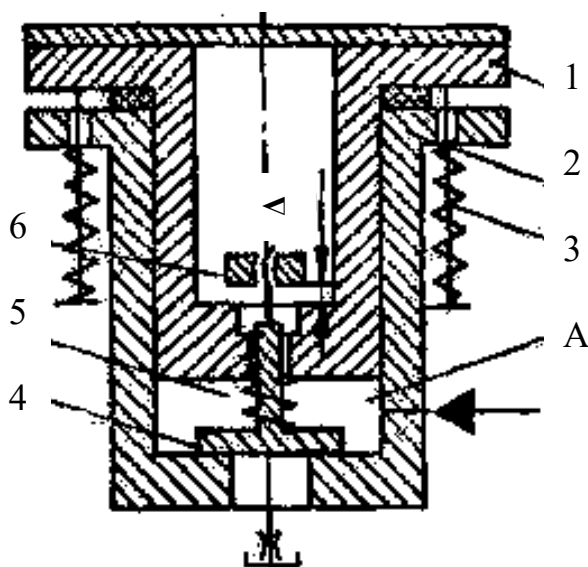


Рис. 6.16. Конструктивна схема вібростенда, керованого за допомогою зазору в ланцюзі жорсткого зворотного зв'язку

керування в даному випадку вбудовується в нижній торець основи вібростенда, що одночасно виконує функцію виконавчого гідроциліндра.

Для пояснення всіх конструкцій вібростендів з вузлом керування, виконаним із зазором в ланцюзі жорсткого зворотного зв'язку за переміщенням виконавчого елемента, можна використовувати схему, показану на рис. 6.16. Порожнина А виконавчого гідроциліндра (основи) 2 постійно з'єднана з напірною гідролінією, тоді як від зливу вона відділена запірним елементом 4, оснащеним штоком

5, що пропущений в осьову розточку плунжера (вібростолу) 1.

На кінці штока 5 виконана різьба, на яку нагвинчується регульовальна гайка 6 із зазором Δ між нижнім торцем гайки і торцевою поверхнею розточки плунжера. При підвищенні тиску в порожнині А

плунжер 1 починає переміщуватись вгору, внаслідок чого зменшується зазор Δ і стискаються пружини пружного повернення 3. У момент, коли зазор Δ стає рівним 0, плунжер 1 зриває запірний елемент 4 із сідла і порожнина А з'єднується зі зливом. При цьому, переміщуючись вгору по інерції, плунжер 1 забезпечує повне відкриття запірнього елемента 4, за рахунок того, що на останній діє зусилля, яке визначається різницею первинної і вторинної посадочних площ нижньої поверхні запірнього елемента, внаслідок чого певний час він утримується у відкритому положенні. Коли тиск у порожнині А зменшиться і зусилля, створюване пружиною запірнього елемента 4 перевищить зусилля його підйому, елемент 4 повернеться у вихідне положення і робочий цикл повториться.

Для оцінювання стану розвитку малогабаритних вібростендів з ГП, а також можливостей їх практичного використання в промисловості достатньо проаналізувати працездатність відомих конструкцій, перевірених в експлуатації. На рис. 6.17 наведені схеми вібростендів з елементами керування, в яких реалізується зворотний зв'язок за тиском. Для забезпечення високочастотних робочих режимів навантаження, наприклад при проведенні механічних випробовувань на працездатність шляхом прикладення циклічних навантажень, можна рекомендувати конструкцію, показану на рис. 6.17а. До складу даного високочастотного вібростенду входить двокаскадний віброзбуджувач ГП зворотно-поступальних переміщень виконавчого елемента 1, що вбудований в основу 2. При досягненні в гідросистемі певного тиску настройки, що визначається зусиллям притискання кульки 4 до сідла, створюваним пружиною 5, відбувається відрив кульки від сідла. Порожнина над клапаном 3 з'єднується зі зливом, а перепад тисків на дросельному отворі d забезпечує підхоплення і відкриття клапана 3, внаслідок чого напірна гідролінія і порожнина А також сполучаються зі зливом. Виконавчий елемент 1 під дією елементів пружного повернення зміщується у вихідне положення, кулька 4 притискається пружиною 5 до сідла, а клапан 3 перекриває доступ робочої рідини з напірної гідролінії на злив. При подальшому підвищенні тиску в гідросистемі цикл повторюється. Високочастотний вібростенд можна рекомендувати також і в якості привода пристроїв зі спеціальними контейнерами, заповненими абразивним середовищем, в якому знаходяться оброблювані вироби (див. розд. 5).

Схема ударного вібростенда з вбудованим золотниковим елементом керування показана на рис. 6.17б. Даний вібростенд рекомендується, головним чином, для відтворення регульованих за інтенсивністю динамічних ударних навантажень на ВО. Останні генеруються при гальмуванні вібростолу 1 на етапах його зворотного ходу й

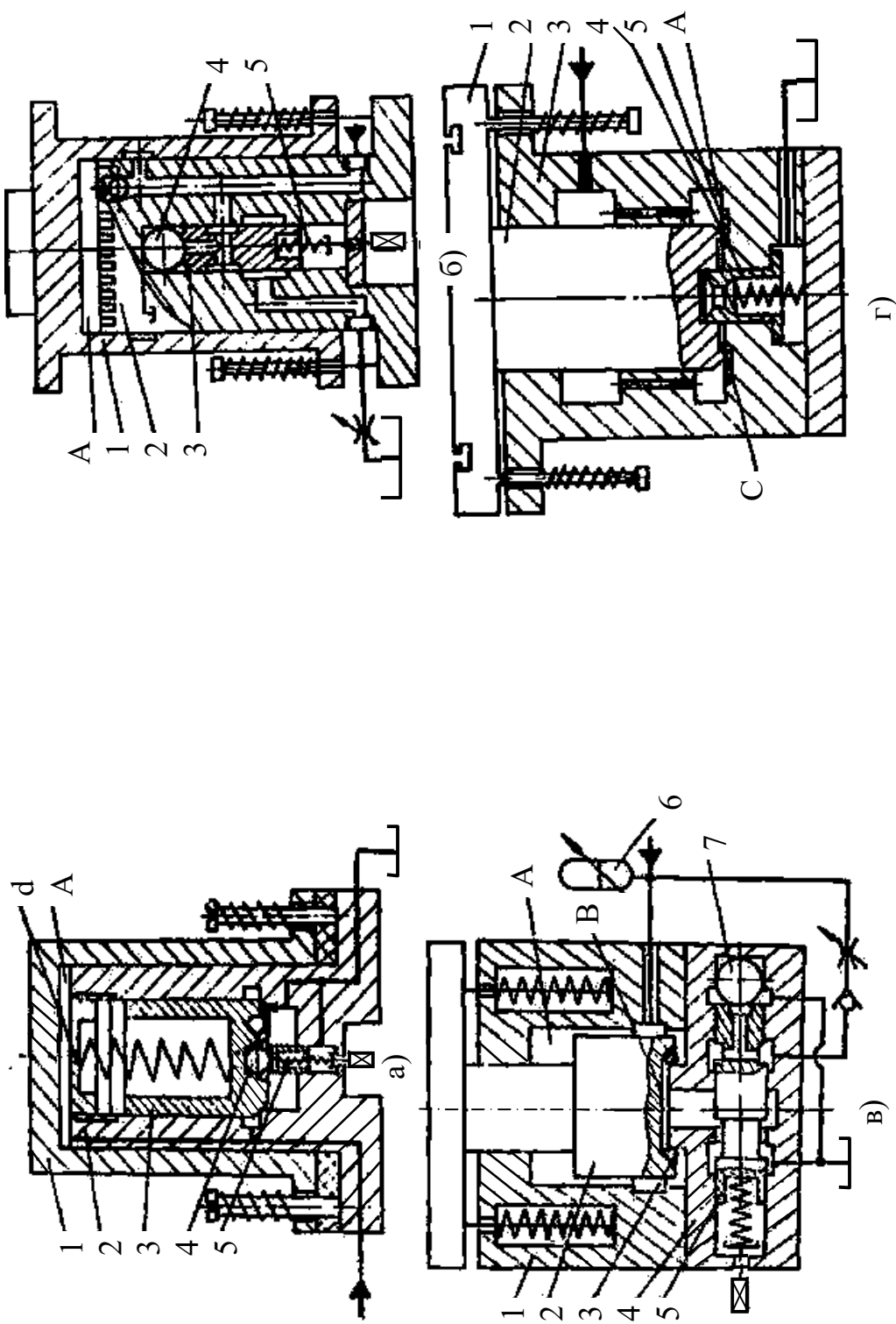


Рис. 6.17. Конструктивні схеми вібростендів зі зворотним зв'язком за тиском: а) – високочастотний; б) – ударний; в) – імпульсний; г) – безклапанний

утворення замкнутої порожнини А, що супроводжується виникненням в ній ударних тисків. Принцип дії ударного вібростенда полягає в переміщенні вгору вібростолу 1 з ВО при підвищенні тиску в гідросистемі й у накопиченні елементами пружного повернення потенційної енергії для зворотного ходу. Максимальний тиск у гідросистемі визначається зусиллям затягування пружини 5, що притискає золотник 3 з Т-подібним отвором до кульки 4. Переміщення золотника 3 вниз забезпечує з'єднання зі зливом напірної гідролінії та порожнини А через лиски на торці плунжера 2 і кільцеву проточку. Вібростіл 1 під дією пружин повернення і власної маси здійснює зворотний хід, наприкінці якого над верхнім торцем плунжера (основи) 2 утворюється замкнена порожнина.

Кінетична енергія вібростолу 1 та потенційна енергія пружин повернення перетворюється у кінетичну та потенціальну енергію робочої рідини. Створений при цьому ударний тиск забезпечує на вібростолі додаткове робоче зусилля та запобігає безпосередньому зіткненню останнього з плунжером 2. Регулювання робочих параметрів ударного вібростенда здійснюється за допомогою дроселя, встановленого в зливній гідролінії.

Імпульсний вібростенд (рис. 6.17в) призначений для створення на диференціальному плунжері 2 вібростолу короткочасних періодичних навантажень, що забезпечує в моменти розрядки одноциклового гідроаккумулятора 6 у порожнину виконавчого гідроциліндра (основи) значні миттєві потужності. Завдяки можливості реалізації таких вібраційних і віброударних навантажень імпульсний вібростенд можна рекомендувати для застосування в складі струшувальних, формувальних або випробувальних машин. Керування ГП вібростенда здійснюється вбудованим золотником 5, взаємодіючим з кулькою 7, принцип дії якого аналогічний описаному для золотника керування, зображеного на рис. 6.17б. При досягненні в гідросистемі розрахункового тиску, що настроюється, золотник 5 переміщується ліворуч і відкриває доступ робочій рідині з напірної гідролінії в порожнину В, відокремлюючи її одночасно від зливу. При цьому порушується умова стійкої посадки диференціального плунжера 2 на кільце, що герметизує за рахунок вирівнювання тисків у порожнинах А і В. На плунжер 2 починає діяти спрямована вгору відповідна імпульсному збільшенню робочого навантаження на ВО сила, що миттєво зростає. При зворотних ходах вібростолу під дією сил ваги й пружності елементів пружного повернення в моменти зіткнення вібростолу та основи генеруються ударні навантаження.

Найбільш проста конструкція безклапанного вібростенда показана на рис. 6.17г. Його можна рекомендувати в якості приводу будь-

якої струшувальної або випробувальної машини, що працює у вузькому діапазоні регулювання робочих режимів навантаження. Керування зворотно-поступальними переміщеннями вібростолу 1 забезпечується завдяки наявності фаски на нижньому торці плунжера 2, що підтискається до пружного кільця 4, а також підпружиненої циліндричної втулки 5. Робочий цикл переміщення плунжера 2 вібростенда можна поділити на три етапи: початок руху, що відповідає досягненню тиску $p_{н.д}$ у гідросистемі і створенню зусилля на фасці плунжера 2, яке перевищує зусилля затягування пружин пружного повернення та сил ваги виконавчого елемента вібростенда; переміщення під дією зусилля, створюваного тиском у гідросистемі на торці плунжера 2 при порушенні герметизації його посадки на кільце 4; рух під дією перепаду тисків між порожниною робочого гідроциліндра (основи) 3 та зливною гідролінією при зміщенні плунжера 2 вгору відносно втулки 5. Падіння тиску в гідросистемі супроводжується поверненням плунжера 2 у вихідне положення, причому замикаюча циліндрична втулка 5 під дією перепаду тиску, що виникає під час перетікання робочої рідини з порожнини А гідроциліндра 3 на злив переміщується вниз і виключає можливість запирання робочої рідини в проміжній порожнині С в момент, коли торець плунжера 2 установлюється на кільце 4. Простота конструкції безклапанного стенда компенсує в багатьох випадках неможливість регулювання в широких межах його робочих режимів навантаження по частоті й амплітуді переміщення виконавчого елемента.

Для відпрацювання в лабораторних умовах оптимальних режимів вібраційних та віброударних технологічних процесів доцільно застосовувати установку, що забезпечує спрямоване прикладення навантаження і оснащена універсальним вузлом керування зі зворотним зв'язком за тиском, який виконується в поршні виконавчого елемента. Принцип дії такої лабораторної установки пояснюється схемою на рис. 6.18. Характер і напрямок прикладення навантаження залежать від того, до якої з порожнин виконавчого гідроциліндра – верхньої А або нижньої В – приєднана напірна гідролінія, а також від розташування елементів пружного повернення 1 вібростолу 2 та упорів 4 для забезпечення ударних імпульсів. Вбудований віброзбуджувач 3 забезпечує періодичне скидання тиску з порожнини високого тиску в порожнину зливу, при цьому напрямок ударної взаємодії вібростолу 2 з упорами 4 визначається варіантом приєднання напірної та зливної гідроліній до порожнин виконавчого гідроциліндра і збігається із напрямком зусилля на штоку, створюваним тиском у відповідній порожнині гідроциліндра.

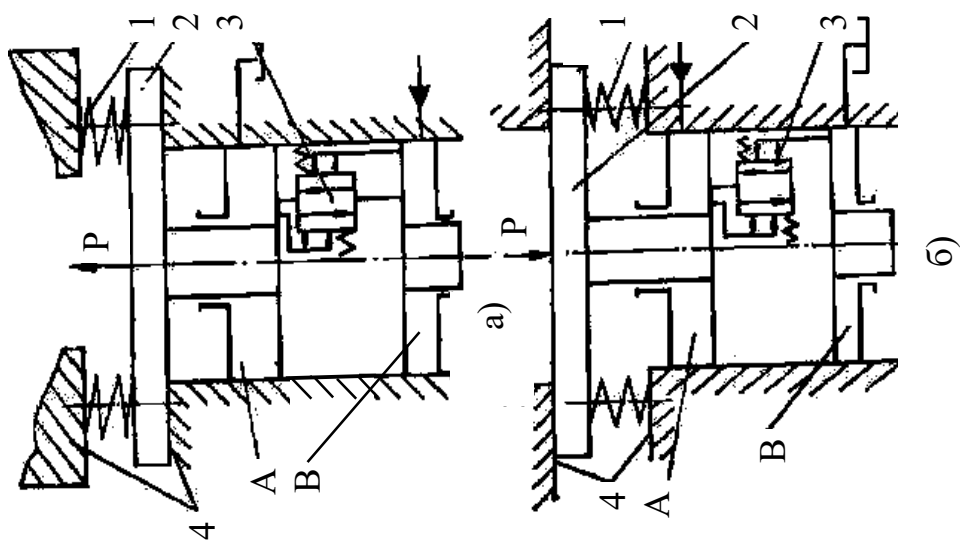


Рис. 6.18. Схема ГШ універсальної лабораторної віброударної установки:
 а) – імітація удару знизу; б) – імітація удару зверху

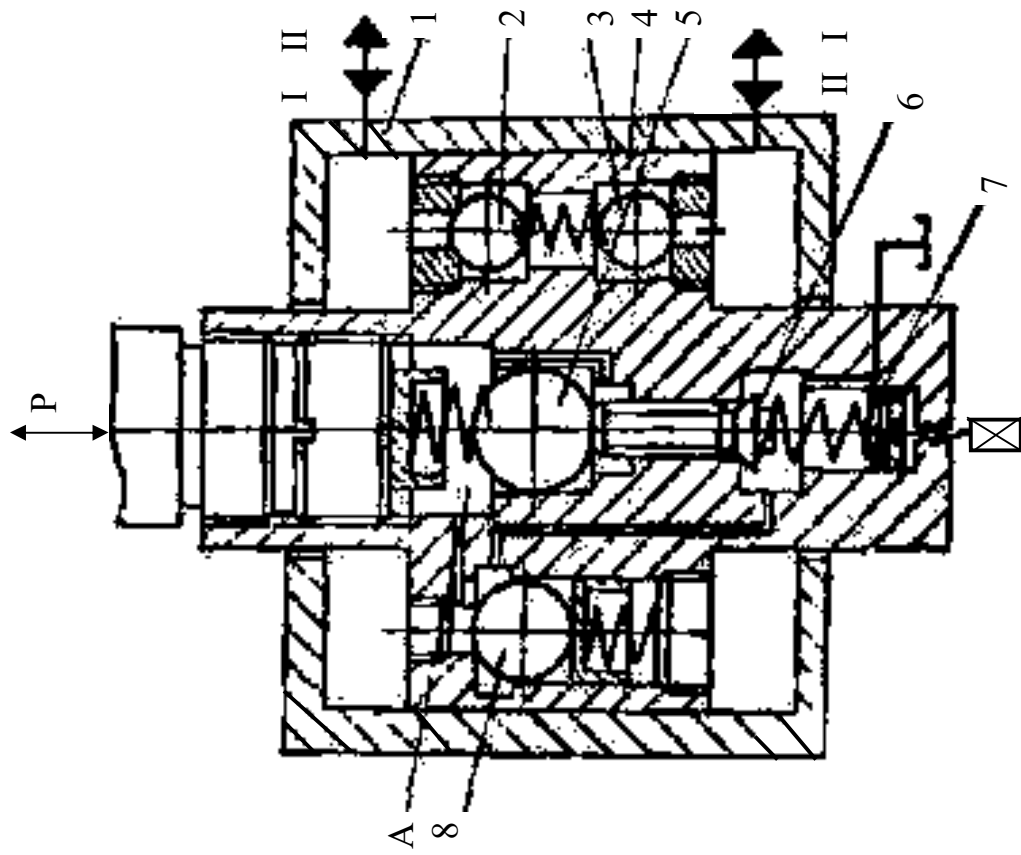


Рис. 6.19. Конструктивна схема вузла керування універсальною лабораторною віброударною установкою

Конструктивна схема вузла керування універсальної лабораторної вібраційної і віброударної установки показана на рис. 6.19. Залежно від варіанту схеми підключення напірної та зливної гідроліній (див. рис. 6.18) до порожнин виконавчого гідроциліндра, робоча рідина надходить через зворотні клапани 2 або 3 у центральну порожнину А поршня 4, в осьовій розточці якого розміщений сервоклапан керування, що складається з кульки-штовхача 5 і клапана-пілота 6. Періодичність спрацьовування сервоклапана визначається співвідношенням площ поперечних перерізів кульки-штовхача 5 та клапана-пілота 6, а також зусиллям зтягування регульовальної пружини 7. Вказані елементи керують періодичним відкриттям основного кулькового клапана 8 на злив, що забезпечує зворотний хід поршня 4 під дією елементів пружного повернення вібростолу. Дослідження особливостей навантаження оброблюваного об'єкта на універсальній лабораторній установці дозволяє виявити резерви інтенсифікації різних вібраційних і віброударних технологічних процесів.

Розглянуті вібростенди зі зворотним зв'язком за тиском прості в обслуговуванні, дають можливість автоматично регулювати в широких межах робочі режими навантаження на ВО, забезпечують значні зусилля і потужності при малих габаритних розмірах і масі. Однак виготовлення вбудованих віброзбуджувачів для малогабаритних вібростендів не завжди здійснено в умовах механічних цехів підприємств, що використовують подібне обладнання. Це обумовлено високими вимогами до обробки золотників та клапанів. Більш простими для одичного виготовлення є вібростенди із зазором в ланцюзі жорсткого зворотного зв'язку за переміщенням виконавчого елемента (рис. 6.20). Дані вібростенди можна рекомендувати для реалізації вібраційних і віброударних технологічних процесів в тих випадках, коли немає потреби у регулюванні в широкому діапазоні робочих режимів навантаження, оскільки керування залежно від зазору в ланцюзі жорсткого зворотного зв'язку за переміщенням виконавчого елемента обмежує область усталеної роботи привода машини.

На рис. 6.20а показана схема вібростенда зі штирями, верхній з яких 3 жорстко з'єднаний з робочим столом (гідроциліндром) 1, а нижній 4 – із двоступінчастим запірним елементом 5. Крім цього, штирі 3, 4 взаємодіють з рухомим керуючим штоком 2. Площа поперечного перерізу керуючого штока 2 повинна бути меншою площі перерізу запірного елемента 5, що обмежена конічною фаскою посадки на сідло-основу 6, і більшою торцевої площі хвостовика штока. Переміщення вібростолу 1 ввєрх відбувається при досягненні в гідросистемі тиску, що визначається вагою рухомих частин та зусиллям зтягування пружин пружного повернення. При спільному перемі-

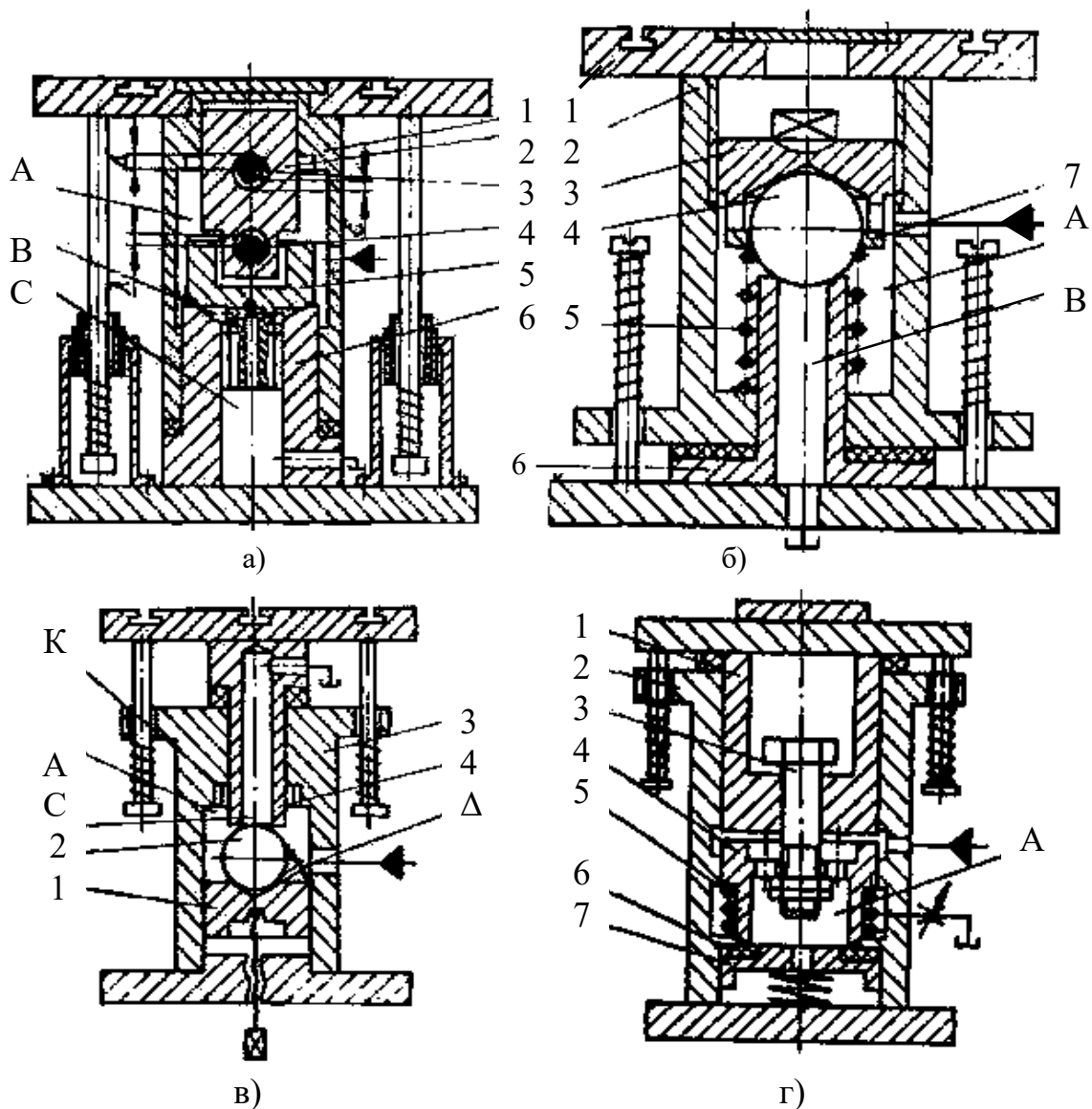


Рис. 6.20. Конструктивні схеми малогабаритних вібростендів із зазором в ланцюзі жорсткого зворотного зв'язку за переміщенням виконавчого елемента: а) – вібростенд зі штирями; б, в) – кульковий вібростенд; г) – вібростенд підвищеної вантажопідйомності

ценні вібростолу 1 зі штирем 3 зменшується зазор Δ і зривається з сидла запірний елемент 5, внаслідок чого робоча рідина з порожнини А надходить в порожнину В. Завдяки різниці площ поперечних перерізів керуючого штока 2 та хвостовика запірного елемента 5 забезпечується підхоплення і повне відкриття останнього. Робоча рідина з порожнини А надходить у зливну порожнину С, тиск в гідросистемі падає і вібростіл під дією пружин повернення та власної сили тяжіння займає вихідне положення. Регулювання амплітуди вібрацій здійснюється шляхом поворотів ексцентричних штирів 3, 4, в результаті яких змінюються зазори Δ , ϵ та λ .

Задача створення вібростендів значно полегшується при використанні покупних запірних елементів, наприклад елементів кулькового типу. Схеми вібростендів з кульковими запірними елементами показані на рис. 6.20б,в. У першому випадку (див. рис. 6.20б) до складу вібростенда входить вібростіл 1, виконаний разом із плунжерним гідроциліндром 2, в осьовій розточці якого установлюється регульовальна гайка 3, що підтискає кільце 7 до пружини 5. Запірний кульковий елемент 4 посаджений на сідло, утворене кромками осьової розточки в плунжері 6, що жорстко зв'язаний з основою. Підвищення тиску в робочій порожнині А гідроциліндра 2 викликає зміщення останнього вгору. Зусилля на запірному кульковому елементі 4 у міру переміщення гідроциліндра 2 вгору і стискання пружини 5 зростає. Коли це зусилля перевищить зусилля, створюване перепадом тисків у порожнинах А і В, відбудеться відрив кулькового запірного елемента 4 від сідла і робоча рідина з порожнини А почне перетікати в порожнину зливу С. Падіння тиску в гідросистемі супроводжується поверненням гідроциліндра 2 у вихідне положення, що забезпечує перепад тисків між порожнинами А і В, достатній для посадки кулькового запірного елемента на сідло. Після роз'єднання порожнин А і В цикл спрацьовування вібростенда повторюється.

Відмінність схеми вібростенда на рис. 6.20в полягає в спрощенні вузла керування приводом вібрацій і зменшенні його габаритних розмірів за рахунок виконання виконавчого елемента у вигляді рухомого плунжера з осьовою розточкою, до якого під впливом перепаду тисків між порожнинами А і С притиснутий кульковий запірний елемент 2. Розрахунковий зазор Δ , що визначає необхідний перепад тисків, установлюється за допомогою рухомого поршня 1, що під впливом регульовального гвинта переміщується в розточці гідроциліндра 3. При підвищенні тиску в порожнині А плунжер 4 почне переміщення вгору, кульковий запірний елемент 2 відірветься від сідла на плунжері 4, що викличе падіння тиску в порожнині А і повернення виконавчого елемента вібростенда у вихідне положення. Коли між кульковим запірним елементом 2, що сідає на поршень 1 та кромками сідла на плунжері 4 установиться зазор, що відповідає вихідному зазору Δ , між порожнинами А і С буде мати місце необхідний перепад тисків, при якому кульковий запірний елемент 2 буде притиснутий до сідла.

Для забезпечення значних робочих зусиль на виконавчому елементі вібростенда та високої частоти їх повторення рекомендується схема, показана на рис. 6.20г. Періодичність підвищення та падіння тиску в порожнині А гідроциліндра 2 забезпечується при переміщенні вгору плунжера 1 і зриванні з рухомого підпружиненого сідла 7

склянкового клапана 4, що спирається гострими кромками на пружне кільце 6 сідла по пояску, що герметизує. На етапі підвищення тиску в порожнині А і переміщення плунжера 1 вверху, останній доходить до верхнього ступеня штока-обмежника 3, внаслідок чого відбувається зривання склянкового клапана 4 з сідла 7 та його переміщення вверху під додатковим впливом пружини 5. З'єднання порожнини А зі зливом обумовлює падіння тиску в гідросистемі і повернення рухомих елементів вібростенда у вихідне положення. Завдяки виконаним в рухомому сідлі 7 отворам забезпечується демпфірування при ударі гострих кромок клапана 4 по пружному кільцю 6. Наявність штока-обмежника та сідла, що демпфірує дозволяє поліпшити експлуатаційні параметри вібростенда та динамічні характеристики спрацьовування, полегшити ремонт, технічне обслуговування та налагодження вібростенда.

Для порівняного оцінювання працездатності вібростендів з різними схемами керування можна скористатися їх технічними характеристиками. У табл. 6.1 наведені технічні характеристики ударного вібростенда зі зворотним зв'язком за тиском та вібростенда з кульковим запірним елементом і зазором у ланцюзі жорсткого зворотного зв'язку за переміщенням, схеми яких зображені на рис. 6.20б,в. Дослідно-промислова експлуатація даних вібростендів при проведенні механічних випробовувань на міцність та працездатність підтвердила їх високу ефективність.

Таблиця 6.1

Технічні характеристики вібростендів

| Параметри та їх розмірності | Ударний вібростенд | Вібростенд з кульковим запірним елементом |
|---|-------------------------------|---|
| Частота прикладення навантаження, Гц | 1 ... 30 | 10 ... 45 |
| Хід вібростолу при максимальній частоті, м | $1,5 \cdot 10^{-2}$ | $0,5 \cdot 10^{-3}$ |
| Робочий тиск в гідросистемі, МПа | 10 | 10 |
| Витрати робочої рідини в напірній гідролінії, м ³ /с | $0,25 \times 10^{-3}$ | $0,25 \cdot 10^{-3}$ |
| Вантажопідйомність, кН | 20 | 20 |
| Максимальне прискорення гальмування при ударі, м/с ² | 100 | 80 |
| Габаритні розміри, м | $0,25 \times 0,25 \times 0,3$ | $0,3 \times 0,3 \times 0,4$ |
| Маса без насосної станції, кг | 46 | 48 |

7. Палєбійні та ґрунтоущільнювальні машини з ГПП

Ще однією галуззю, де можливе ефективне застосування вібраційних та віброударних технологій, а також обладнання з ГПП для їх реалізації, є будівництво, в якому за допомогою зазначеного обладнання виконуються такі розповсюджені роботи, як забивання палів та ущільнення ґрунтів, пісків і бетонів.

Застосовувані в наш час палєбійні молоти діляться на два основні види: молоти простої дії, які забезпечують прикладання сили, що змушує тільки в одному напрямку при виконанні виконавчим елементом холостого ходу (робочий хід здійснюється в основному під дією сили тяжіння рухомих частин молота); молоти подвійної дії, в яких сила, що змушує прикладається в двох протилежних напрямках – при здійсненні як холостого так і робочого ходів виконавчого елемента.

Роботу палєбійного та ґрунтоущільнювального обладнання можуть забезпечувати приводи різних типів, серед яких ГПП виділяється відносною простотою конструкції, значною енергоємністю, низькою металоємністю та можливістю здійснення простого, точного та роздільного регулювання основних параметрів навантаження за частотою, амплітудою та енергією, що передається виконавчому елементу протягом одного робочого ходу.

У ВПП за участю авторів розроблялись високоефективні принципи та конструктивні схеми палєбійних молотів простої та подвійної дії, а також інерційні вібротрамбівки з ГПП, деякі з яких представлені у даному розділі.

Палєбійні молоти простої дії з ГПП можна класифікувати залежно від принципового та конструктивного виконання привода на молоти з двоходовим віброзбуджувачем, приєднаним за схемою „на виході” (рис. 7.1а) та молоти з триходовим віброзбуджувачем „на вході” (рис. 7.1б).

Найбільш простою є схема, зображена на рис. 7.1а. По напрямних 1 стаціонарного копра молота або самохідного палєбійного пристрою переміщується ударна маса 2, яка при закритому віброзбуджувачі 6 і подачі робочої рідини від насоса 7 під тиском у порожнину гідроциліндра 3, піднімається у крайнє верхнє положення до упору в обмежувач. Тиск при цьому збільшується до значення p_1 , при якому віброзбуджувач 6 відкривається і з'єднує нагнітальну гідролінію насоса 7 зі зливом. Тиск починає падати і ударна маса 2 під дією власної сили тяжіння ударяє по оголовку 4 палі 5. В момент зниження тиску в нагнітальній гідролінії до значення p_2 , при якому віброзбуджувач закривається, порожнина гідроциліндра 3 від'єднується від зливу. Тиск в ній знов починає зростати і робочий цикл молота повторюється. Поло-

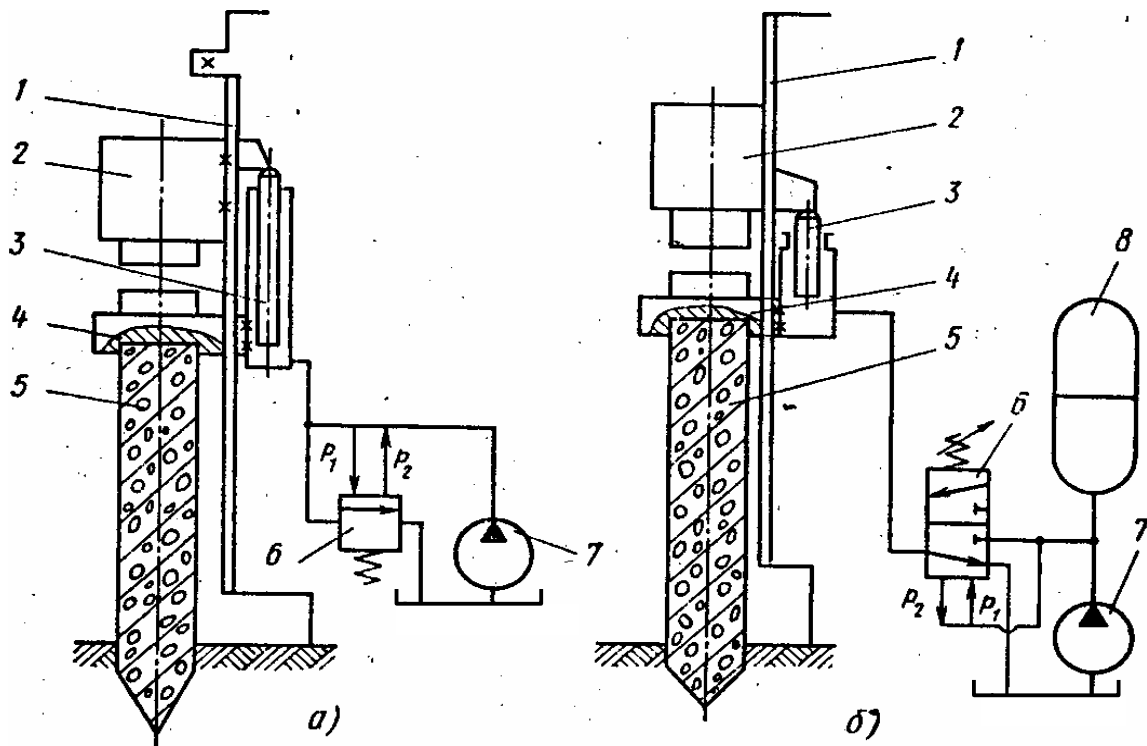


Рис. 7.1. Принципові схеми палейбійних молотів з ГП простої дії

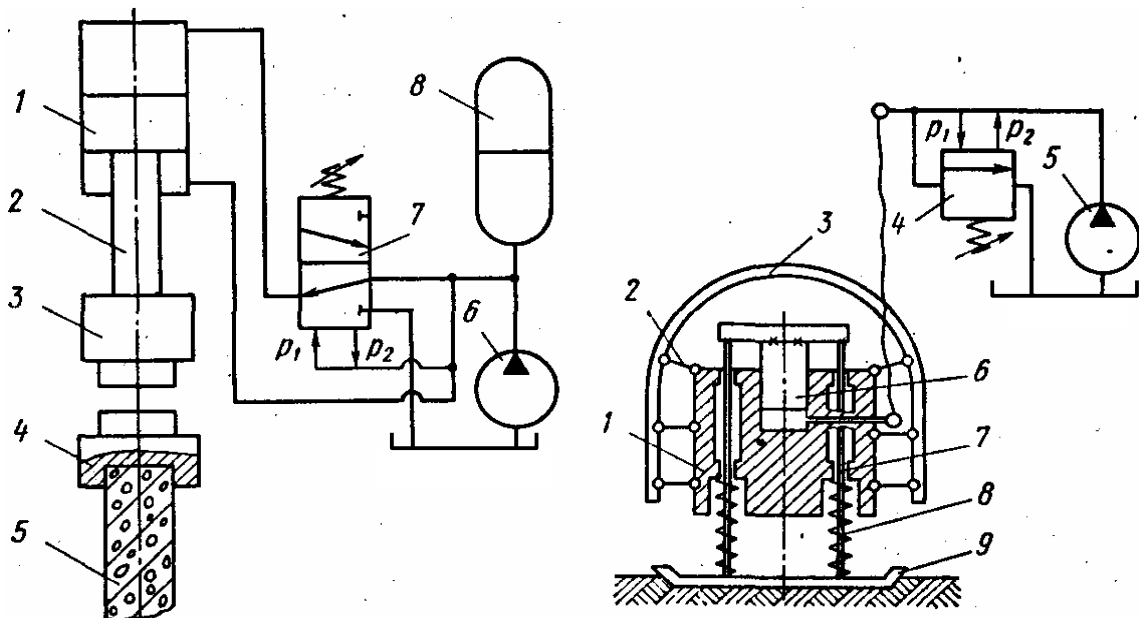


Рис. 7.2. Принципова схема палейбійного молота з ГП подвійної дії

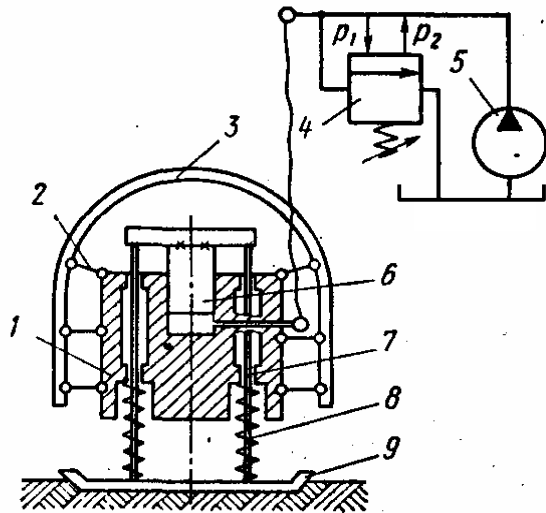


Рис. 7.3. Принципова схема навісного ґрунтоущільнювального пристрою з ГП

ження згаданого вище обмежувача на напрямних визначає висоту підйому ударної маси, а з нею і енергію удару при робочому ході.

В схемі, показаній на рис. 7.1б, застосований триходовий вібророзбуджувач 6 і введений одноцикловий гідроаккумулятор 8. Робочий цикл даного молота починається при закритому вібророзбуджувачі (нижня за схемою позиція) із зарядки гідроаккумулятора 8 до тиску p_1 , при якому вібророзбуджувач 6 перемикається у верхню позицію і з'єднує гідроаккумулятор 8 та насос 7 з порожниною гідроциліндра 3. Ударній масі 2 передається при цьому певна енергія і вона почне переміщуватись вгору. Гідроаккумулятор розряджається, тиск у гідросистемі зменшується. В момент, коли його значення досягне p_2 відбудеться перемикавання вібророзбуджувача у вихідну нижню позицію, порожнина виконавчого гідроциліндра з'єднається зі зливною гідролінією, а ударна маса 2 після певного переміщення по інерції вгору почне падіння вниз з ударом по оголовку 4 палі 5. В даний момент за рахунок подачі від насоса робочої рідини гідроаккумулятор знов почне заряджатись для здійснення наступного робочого циклу молота.

Точний інженерний розрахунок приведених схем при їх конструктивній простоті виявляється складним, якщо враховувати фактичну досить велику масу рухомих та нерухомих частин, а також нелінійну залежність пружності гідросистеми від тиску в ній. Вказані проблеми, які недостатньо або зовсім не відбиті у відповідній літературі, частково розглядаються в даному розділі.

Схеми молотів подвійної дії, застосовуваних для забивання паль, є більш універсальними і можуть бути використані, наприклад, у ковальсько-пресовому машинобудуванні. Певна специфічність деяких схем вказаного обладнання найчастіше обумовлюється необхідністю реалізації під час робочого та допоміжного циклів молоту додаткових операцій, таких як утримання ударної маси протягом певного часу у висячому положенні, її притискання і т.д.

Теоретично та практично, приведені на рис. 7.1 схеми неважко перетворити в схеми молотів подвійної дії, ввівши пристрій, що накопичує енергію при підйомі ударної маси вгору і створює на ній під час робочого ходу додаткове зусилля, яке перевищує силу ваги ударної маси. Найпростішим варіантом такого пристрою могла б бути пружина. Однак звичайні пружини в умовах роботи палебійного обладнання з урахуванням великих енергій робочих циклів не є достатньо працездатними та довговічними.

Введення в схему молота елемента пружного опору при підйомі ударної маси значно змінює методику розрахунку, тому такий варіант розглядається окремо.

Крім цього, забезпечення необхідних за умовами технології утримання ударної маси у висячому положенні і нанесення удару з верхнього положення, в свою чергу, обумовлює не тільки зміни в схемі, але і необхідність врахування додаткових розрахункових параметрів.

На рис. 7.2 приведена схема палебійного молота з ГПП подвійної дії, створена на основі схеми, зображеної на рис. 7.1,б. Виконавчий гідроциліндр має звичайний поршень 1 зі штоком 2 збільшеного діаметра, що жорстко зв'язаний з ударною масою 3. Порожнина під поршнем постійно з'єднана з насосом 6. Вібробуджувач 7 за аналогією з попередньою схемою по чергово з'єднує верхню порожнину гідроциліндра зі зливною гідролінією та з одноцикловим гідроакумулятором 8, енергія зарядки якого в сумі з енергією, що передається від насоса 6 за час відкриття вібробуджувача, визначає енергію удару.

Дана схема ГПП, незважаючи на її простоту, має істотний недолік, що пов'язаний із труднощами конструктивного виконання пристрою для регулювання частоти удару маси 3 по оголовку 4 палі 5, при дотриманні умови повного використання потужності ГПП. У зв'язку з цим, в розділі більш докладно розглянуті схеми варіантів конструкцій, що достатньо технологічні у виготовленні і в той же час відрізняються високою експлуатаційною надійністю.

На рис. 7.3 показана принципова схема навісного ґрунтоущільнювального пристрою з двоходовим вібробуджувачем 4, що забезпечує періодичне з'єднання гідроциліндра 6 з насосом 5 та зливом. Рама 3 з пружними підвісками 2 несе інерційну масу 1, відносно якої рухається плунжер 6 гідроциліндра. При цьому на етапі підвищення тиску в гідросистемі (закриття вібробуджувача) за допомогою тяг 7 стискається пакет пружин 8, а трамбувальна плита 9 наближається до маси 1 (фактично при цьому маса 1 опускається, оскільки рама 3 зафіксована, а підвіски 2 можуть розтягуватися). У момент відкриття вібробуджувача 4, що з'єднує насос 5 і гідроциліндр зі зливною гідролінією, пружини 8 відштовхують масу 1 та плиту 9 одну від одної, в результаті чого маса 1 повертається у вихідне положення, а плита 9 здійснює робочий хід.

Складність інженерного розрахунку ґрунтоущільнювальних пристроїв, подібних описаному полягає в необхідності врахування змінних опору ґрунту та розрахункової маси виконавчого елемента (плити 9) у міру переміщення частини ґрунту, що ущільнилася.

7.1. Основи розрахунку палебійних молотів з ГПП простої дії

При дослідженнях палебійних молотів з ГПП простої дії необхідно враховувати можливий вплив параметрів несучої конструкції

молота, палі і ґрунту. Однак вивести універсальний вираз, який би зв'язував між собою всі вказані параметри неможливо, оскільки необхідність врахування окремих розрахункових величин в значній мірі залежить від конструкції і принципу дії привода. Так, наприклад, при аналізі схеми, приведеної на рис. 7.1а, параметри палі і ґрунту можна не враховувати, оскільки робочий вплив на палю реалізується наприкінці етапу падіння ударної маси. Навпаки, параметри копра в даному випадку можуть вплинути на характеристику переміщення ударної маси вверх. Для варіанта ГПП, приведеного на рис. 7.1б, якщо виконавчий гідроциліндр встановлений на оголовок палі, параметри палі і ґрунту необхідно враховувати обов'язково, але значення маси копра не увійде у вирази для обчислення робочих параметрів молота.

Таким чином, стосовно до конструкцій палебійних молотів з ГПП простої дії, в яких основним етапом циклу, що визначає параметри приводу, є підйом ударної маси, намічаються два основні варіанти розрахунків: перший при рівномірному підйомі ударної маси передбачає врахування маси копра (див. рис. 7.1а), і другий при установленні робочого гідроциліндра на оголовок палі та підйомі ударної маси поштовхом вимагає врахування параметрів палі і ґрунту (див. рис. 7.1б).

Наявність нелінійних залежностей і громіздкість рівнянь, що описують процеси, які відбуваються при роботі розглянутих молотів, у значній мірі ускладнюють їх аналіз. Досліджували дані схеми способом послідовних наближень, починаючи з найпростішої прикидки, що дозволяє визначити порядок розрахункових величин і закінчуючи уточненими розрахунками на комп'ютері з урахуванням всіх нелінійних залежностей.

На рис. 7.4 представлена розрахункова схема палебійного молота з ГПП простої дії, принципова схема якого приведена на рис. 7.1а. На ній позначені: m – ударна маса; F – площа поперечного перерізу плунжера гідроциліндра; $V \times \beta$ – піддатливість гідросистеми, що залежить від її об'єму V , який заповнюється робочою рідиною і коефіцієнт ізотермічного стискування якої дорівнює β ; p_1 – тиск, при якому вібророзбуджувач з'єднує гідросистему зі зливною гідролінією; p_2 – тиск, при якому відбувається закриття вібророзбуджувача (відповідає моменту опускання ударної маси на оголовок палі); p_k – тиск настроювання запобіжного клапана; Q_n – подача насоса.

Ударна маса піднімається у верхнє положення при тиску p_n , що знаходиться в межах

$$mg/F \leq p_n \leq p_1,$$

де g – прискорення вільного падіння. Якщо знехтувати пруж-

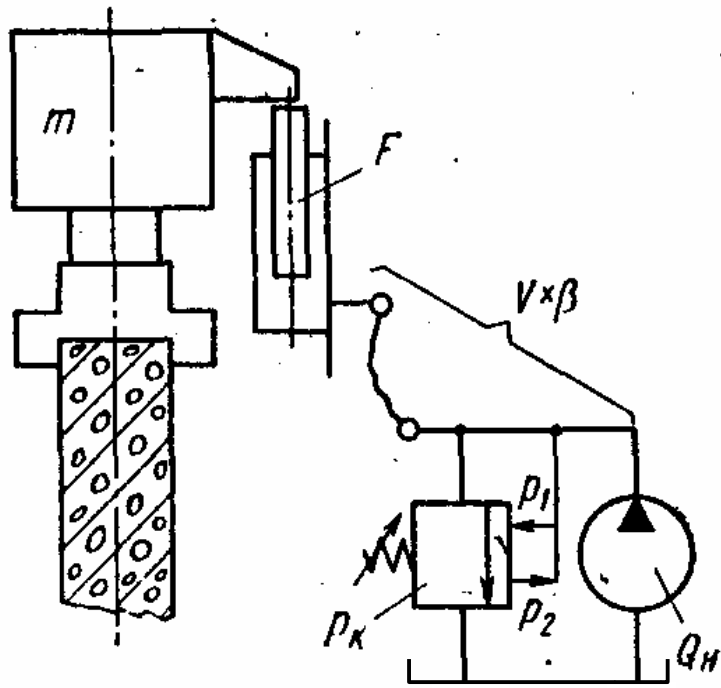


Рис. 7.4. Розрахункова схема палейного молота з ГПІ простої дії

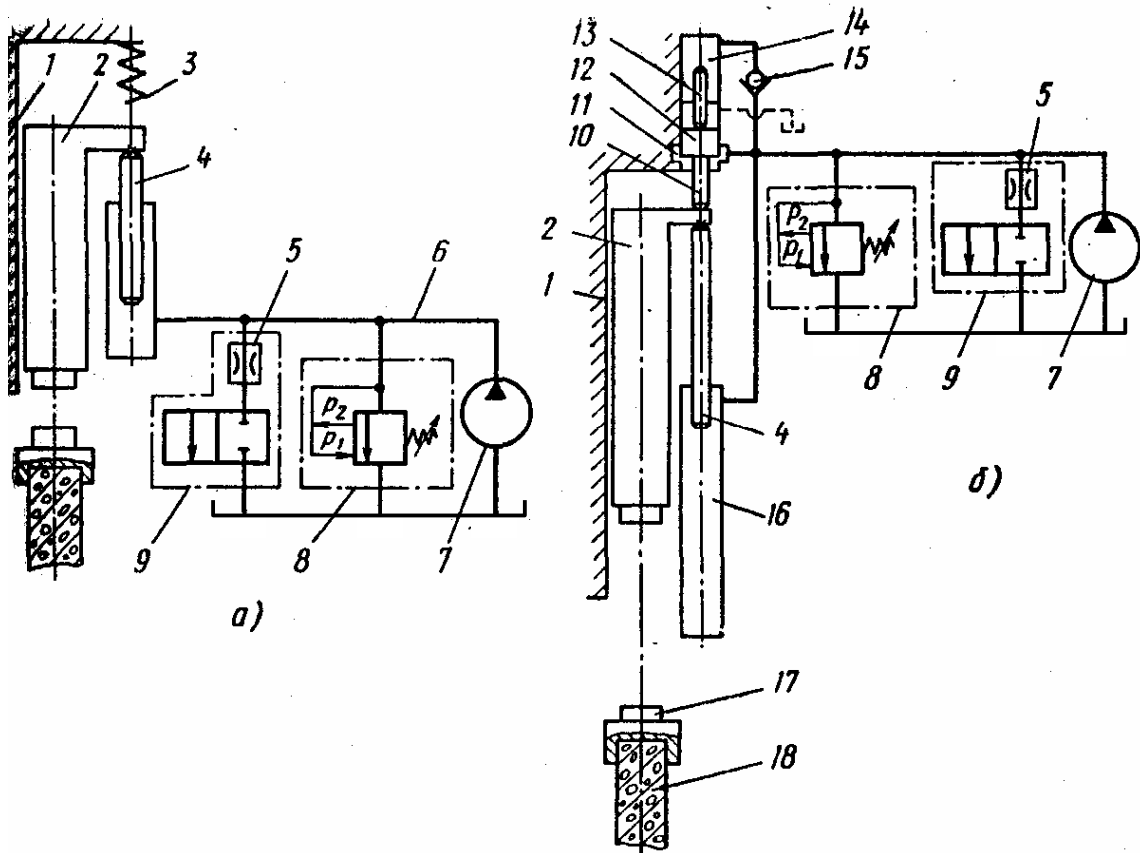


Рис. 7.5. Принципові схеми палейних молотів з ГПІ подвійної дії: а) – з пружинним акумулятором; б) – з поршневим гідроакумулятором

ним переміщенням копра, жорстко з'єднаного з виконавчим гідроциліндром, який має достатню масу, і вважати, що час розгону ударної маси до швидкості підйому, динамічний тиск розгону, гідравлічні опори і сили тертя є величинами другого порядку (тобто, їх можна не враховувати), то весь розрахунок може бути проведений з використанням елементарних формул

$$h = \frac{A}{mg}; F = \frac{mg}{p_u}; t_n = \frac{hF}{Q_n}; t_y = \sqrt{\frac{2h}{g}}; t_{\Sigma} = t_n + t_y;$$

$$v_y = \sqrt{\frac{2A}{m}}; n = \frac{1}{t_{\Sigma}} = \frac{1}{\frac{hF}{Q_n} + \sqrt{\frac{2h}{g}}},$$

де h – висота підйому ударної маси; A – потенційна енергія ударної маси, необхідна для забезпечення заданої енергії удару; t_n, t_y – час підйому і падіння ударної маси; v_y – швидкість ударної маси в момент удару; t_{Σ} – тривалість циклу; n – число робочих ходів в одиницю часу.

Уточнений розрахунок гідросистеми слід проводити з урахуванням коефіцієнта β , що характеризує її піддатливість. Може вплинути на роботу ГПП і жорсткість характеристик насоса, що змінює подачу робочої рідини при зміні тиску. Однак останнє, все ж таки, не істотно впливає на точність обчислень, оскільки зниження об'ємного ККД сучасних насосів при коливаннях тиску не перевищує 4 - 6%.

З урахуванням піддатливості гідросистеми загальне рівняння руху ударної маси m вверх матиме вигляд

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p_u F - R - mg, \quad (7.1)$$

де p_u – поточне значення тиску в порожнині гідроциліндра на етапі переміщення ударної маси у верхнє положення: $p_u = f(x, t)$ (тут x і t – поточні координати положення ударної маси і часу); R – сумарна сила опору, обумовлена в основному тертям в рухомих з'єднаннях і в робочій рідині.

Тиск p_u , що входить у вираз (7.1), залежить від об'єму робочої рідини в гідроциліндрі і змінюється в міру переміщення ударної маси

вверх, є основним поточним параметром, який впливає на характер зміни dx/dt і d^2x/dt^2 . Він може бути знайденим за допомогою виразу

$$p_{\text{ц}} = \frac{\Delta V}{V_0} E_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{н}} t - Fx}{V_0} E_{\text{пр}}, \quad (7.2)$$

де ΔV – сумарна зміна об'єму робочої рідини в гідросистемі, що обумовлена деформацією з'єднувальних гідроліній, гідроциліндра та самої робочої рідини; V_0 – первісний об'єм робочої рідини, що включає її об'єми в гідроциліндрі ($V_{\text{ц}}$) та в з'єднувальних гідролініях ($V_{\text{г}}$) і відповідає моменту початку руху плунжера: $V_0 = V_{\text{ц}} + V_{\text{г}}$; $E_{\text{пр}}$ – приведений модуль об'ємної пружності гідросистеми.

7.2. Палєбійні молоти та вібромолоти з ГПД подвійної дії

На відміну від молотів простої дії, ударна маса молотів подвійної дії здійснює робочий хід вниз не тільки за рахунок сили власної ваги, але також і під дією зусилля, створюваного ГПД, що прикладається для забезпечення необхідної енергії удару.

В теорії розрахунку в якості молотів подвійної дії розглядаються молоти з виконавчим гідроциліндром подвійної дії та молоти з примусовим рухом ударної маси вниз під впливом, забезпечуваним одноцикловим гідроаккумулятором, що заряджається при її переміщенні вгору.

На рис. 7.5а приведена принципова схема молота з ГПД подвійної дії з пружинним акумулятором. По напрямних 1 переміщується ударна маса 2 із закріпленим на ній плунжером 4. Напрявні можуть встановлюватися на транспортному засобі, наприклад на тракторі, або бути частиною копра. На верхньому кінці напрямних 1 встановлений акумулятор 3, зображений у вигляді механічної пружини. Конструктивно даний акумулятор, може бути виконаним й у вигляді рідинної пружини або іншого пружного елемента з ходом стискання, рівним повному ходу ударної маси або його частині, як це показано на рис. 7.5б. ГПД молота на рис. 7.5б аналогічний тому, що представлений на рис. 7.1,а і відрізняється від останнього тільки встановленням гідроаккумулятора 14 замість обмежувача переміщення ударної маси. Однак дана обставина вносить певні зміни в динаміку роботи ГПД. Як тільки ударна маса 2 при підйомі досягне пружного елемента гідроаккумулятора, подальше її переміщення вгору буде супроводжуватись зарядкою гідроаккумулятора і підвищенням тиску в напірній гідролінії 6. При спрацьовуванні вібробуджувача 8, в результаті якого гідросистема і насос 7 з'єднуються зі зливною гідролінією, ударна маса по-

чинає робочий хід вниз під дією не тільки сили власної ваги, але і зусилля, що створюється тиском робочої рідини в зарядженому гідроаккумуляторі.

Після переміщення ударної маси на величину, що відповідає ходу стискання пружного елемента гідроаккумулятора, вона продовжує рухатись далі тільки під дією сили власної ваги.

ГПП молота дозволяє регулювати енергію удару шляхом зміни зусилля попереднього стискання пружини клапана першого каскаду вібробуджувача 8, при якому збільшується або зменшується тиск його спрацьовування p_1 .

Гідроаккумулятор 14 може бути як довгоходовим, із зарядкою протягом всього переміщення вгору ударної маси 2, так і короткоходовим, із зарядкою тільки наприкінці її ходу.

Оскільки в конструкціях молотів, призначених для забивання довгих палей, передбачається спеціальний привод для установа палі та напрямних 1 з ударною масою 2, у схемах із довгоходовим гідроаккумулятором 14 дросель 5 і клапан 9 можна не встановлювати. При використанні короткоходового гідроаккумулятора дані елементи необхідні для утримання ударної маси у верхньому положенні на етапі встановлення палі. При цьому дросель 5 вибирають з таким розрахунком, щоб на ньому можна було створити перепад тиску, достатній для підйому ударної маси в положення, при якому забезпечується її контакт з пружним елементом гідроаккумулятора, але на певну величину меншій значення p_1 , при якому спрацьовує вібробуджувач 8.

Найбільш компактним і енергоємним є привод з короткоходовим гідроаккумулятором, виконаним у вигляді рідинної пружини (див. рис.7.5б).

При вмиканні ГПП насос подає робочу рідину через дросель 5 і відкритий клапан 9 у зливну гідролінію. Перепад тиску, що створюється при цьому на дроселі 5, діє на плунжер підйому 4, що переміщує ударну масу 2 вгору до упору в шток 10. Маса утримується в цьому положенні до моменту закриття клапана 9 або вимикання насоса 7. У першому випадку прослідують автоматичні періодичні удари по оголовку 17, закріпленому на палі 18, а в другому – ударна маса знов переміститься в крайнє нижнє положення. При закритті клапана 9 тиск у порожнині виконавчого гідроциліндра 16 і під поршнем 12 починає підвищуватись, в результаті чого ударна маса, поршень 12 зі штоком 10 та плунжер 13 перемістяться вгору. Зусилля, створюване тиском робочої рідини на плунжері підйому 4 і поршні передається плунжеру 13, що стискає робочу рідину у порожнині гідроаккумулятора 14. При цьому в останньому накопичується енергія, оскільки зворотний клапан 15 перешкоджає виходу робочої рідини з порожнини 14. Тиск

в гідросистемі підвищується до значення p_1 , при якому віброзбуджувач 8 спрацьовує і з'єднує її зі зливом.

Робоча рідина, стиснена в замкненій порожнині гідроаккумулятора 14, відтискає плунжер 13, і останній, діючи через поршень 12 і шток 10 на ударну масу 2, розганяє її вниз, передаючи енергію для удару. Наприкінці етапу розрядки гідроаккумулятора рух плунжера 13 і штока 10 гальмується поршнем 12, що витісняє робочу рідину з порожнини 11. Ударна маса до закінчення робочого ходу переміщується під дією власної сили тяжіння, а також в результаті передачі їй накопиченої під час розрядки гідроаккумулятора кінетичної енергії. Якщо на початку ходу ударної маси вниз робоча рідина витісняється в гідросистему з порожнин під поршнем 12, з гідроциліндра 16, а також нагнітається від насоса 7, то після розрядки гідроаккумулятора вона надходить тільки від насоса 7 та з гідроциліндра 16. Проте даних витрат достатньо для створення на віброзбуджувачі 8 перепаду тиску p_2 , який утримує його у відкритому положенні. Після завершення робочого ходу одної подачі насоса 7 стає вже замало для підтримання вказаного перепаду тисків, віброзбуджувач 8 перемикається у вихідне положення для початку нового циклу роботи.

Для зупинки молота необхідно відкрити клапан 9 або вимкнути насос 7. Змінюють енергію ударів, регулюючи за допомогою педалі або важеля керування тиск p_1 спрацьовування віброзбуджувача 8.

Застосування в короткоходовому гідроаккумуляторі поршня 12 дозволило звести до мінімуму діаметр плунжера підйому 4 і, отже, зменшити втрати енергії на подолання гідравлічних опорів.

На рис. 7.6 приведена принципова схема палебійного молота з ГП подвійної дії з гідроаккумулятором, що механічно не зв'язаний з ударною масою.

У вихідному стані всі гідролінії та порожнини гідросистеми молота заповнені робочою рідиною, гідроаккумулятор 4 заряджений, ударна маса 7 знаходиться в нижньому положенні, віброзбуджувач 5 з'єднує порожнину над виконавчим плунжером 6 зі зливною гідролінією, клапан розвантаження 2 і клапан 10 перекриті, насос 1 вимкнений.

Для пуску молота вмикають насос 1, при цьому тиск в гідроаккумуляторі 4 і в порожнинах гідроциліндрів підйомних плунжерів 8 починає зростати. Ударна маса переміщується вгору, заряджається гідроаккумулятор 4. Параметри молота обрані такими, що найбільший тиск p_1 , який розвивається насосом 1, досягається в момент, коли ударна маса 7 на етапі переміщення вгору має швидкість рівну Q_H/F , де F – сумарна площа поперечного перерізу підйомних плунжерів 8. Мінімальне значення вказаного тиску повинно бути дещо вищим

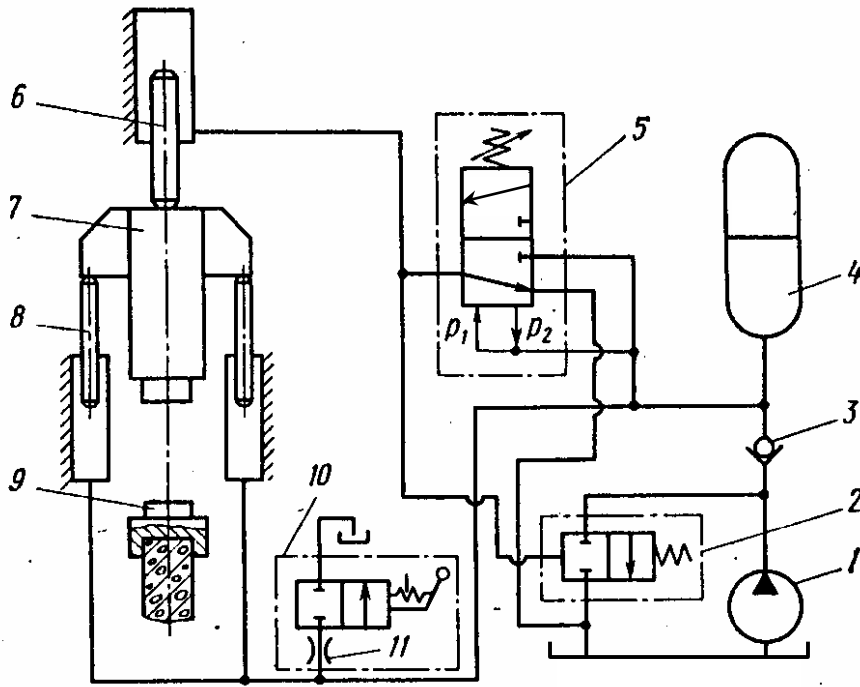


Рис. 7.6. Принципова схема палейного молота з ГПД подвійної дії з гідроаккумулятором, що механічно не зв'язаний з виконавчим елементом

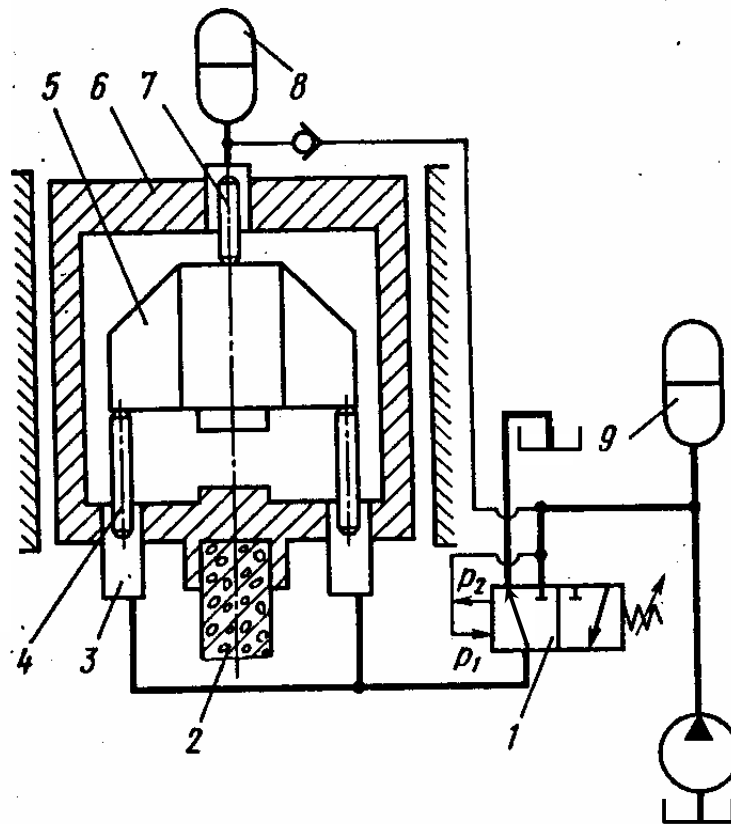


Рис. 7.7. Схема палейного молота з ГПД подвійної дії з гідроаккумуляторами низького та високого тиску

тиску, що виник би в гідросистемі під дією сили тяжіння ударної маси. В момент спрацьовування віброзбуджувача 5 гідроаккумулятор 4 з'єднується з порожниною гідроциліндра 6, при цьому відкривається клапан розвантаження 2, однак розрядці через нього гідроаккумулятора 4 перешкоджає зворотний клапан 3. Ударна маса починає рухатися вниз, гідроаккумулятор 4 розряджається і передає їй кінетичну енергію. Різниця площ виконавчого плунжера 6 і підйомних плунжерів 8 прийнята такою, при якій переміщення ударної маси вниз (у вихідне положення) під час розрядки гідроаккумулятора до перемикання віброзбуджувача і клапана розвантаження, дорівнює попередньому ходу ударної маси вгору. Таким чином, до моменту закінчення переміщення ударної маси вниз елементи привода приходять у вихідне положення, і починається наступний цикл. Для зупинки молота необхідно вимкнути насос 1. Якщо при цьому ударна маса зайняла якесь проміжне положення, слід відкрити клапан 10, що дасть їй можливість опуститись на оголовок 9.

Вмикання насоса 1 при відкритому клапані 10 викликає переміщення і фіксацію ударної маси в крайньому верхньому положенні, що обумовлено перепадом тиску на дроселі 11. При цьому для пуску молота необхідно спочатку шляхом вимикання насоса 1 повернути ударну масу у вихідне нижнє положення, а потім закрити клапан 10 і знов увімкнути насос.

ГПП палебійних молотів, схеми яких показані на рис. 7.5а,б, допускає реалізацію вібраційного режиму роботи, при якому машина працює як вібромолот. Для цього необхідно застосувати короткоходовий гідроаккумулятор, що заряджається з початком ходу ударної маси вгору, а також відповідним чином відрегулювати віброзбуджувач.

Схема палебійного вібромолота з ГПП подвійної дії приведена на рис. 7.7. При вмиканні насоса тиск в гідроаккумуляторах 9 (низького тиску) та 8 (високого тиску) підвищується до значення p_1 після чого відкривається віброзбуджувач 1 і з'єднує порожнини підйомних гідроциліндрів 3 з гідроаккумулятором 9. Оскільки сумарна ефективна площа поперечного перерізу плунжерів 4 більша, ніж у плунжера 7, ударна маса 5 переміщується вгору. При цьому гідроаккумулятор 9 розряджається, а гідроаккумулятор 8 заряджається. Зі зниженням тиску в гідроаккумуляторі 9 до величин p_2 віброзбуджувач 1 закривається і з'єднує порожнини підйомних гідроциліндрів 3 зі зливною гідролінією. Гідроаккумулятор 8 високого тиску розряджається, ударна маса 5 рухається вниз і наприкінці ходу через раму 6 вдаряє по палі 2.

Конструкція молота розрахована на роботу з порівняно невеликими робочими зусиллями, але з високою частотою ударних імпульс-

сів, забезпечуючи тим самим режим віброударного навантаження, енергія і частота якого регулюються вібробуджувачем 1.

7.3. Грунтоущільнювальні машини з ГШ

Класифікація грунтоущільнювальних машин

Механічне ущільнення ґрунтів є найдоступнішим і найрозповсюдженішим способом підвищення міцності та стійкості земляних споруджень у шляховому, цивільному, промисловому, гідротехнічному й інших видах будівельного виробництва.

Грунтоущільнювальні машини можна класифікувати за такими основними ознаками: за принципом взаємодії їх виконавчих елементів із середовищем, що ущільнюється; кінематико-конструктивними та динамічними особливостями; типом приводу; призначенням.

Відповідно до зразкової класифікації, розробленої в [195], грунтоущільнювальні машини розділюються на п'ять типів: статичні, вібраційні, вібротрамбувальні (віброударні), трамбувальні (ударні) і комбіновані. Класифікація згідно із запропонованим способом з укрупненням окремих груп машин розглядуваного призначення приведена в [108].

Машини статичної дії (котки) представляють найбільш численну групу серед застосовуваного в наш час обладнання для ущільнення ґрунтів. Принцип їх дії оснований на передачі статичного тиску (сили ваги) від вальців (коліс) на ґрунт, що ущільнюється. При цьому відбувається деформування ґрунту, що є в значній мірі необоротним процесом, який і визначає ефект ущільнення. Укочуванням можна ущільнювати зв'язані та незв'язані ґрунти. До недоліків котків відносяться їх велика вага та габаритні розміри, а також те, що вони споживають велику потужність при порівняно низькій продуктивності. При ущільненні ґрунтів котками часто необхідно робити повторні пошарові відсипання і попередньо розрівнювати ґрунт тонкими шарами. Крім того, при використанні котків потрібно мати широкий фронт робіт, оскільки тільки в цьому випадку вони забезпечують достатню продуктивність та ефективність процесу ущільнення.

Грунтоущільнювальні машини вібраційного типу характеризуються наявністю збуджувача, що приводить у коливальний рух частинки ґрунту, які знаходяться в зоні його впливу. В результаті на збуджені частинки ґрунту починають діяти інерційні сили. А внаслідок того, що через різницю мас частинок, величина даних сил буде неоднаковою, то в місцях їх контактів виникатимуть напруги зрушення, які будуть врівноважуватись за рахунок сил зчеплення або міцності водно-колоїдних плівок. Порушення вказаної рівноваги приведе до

взаємного перерозподілу та переміщення частинок, що в остаточному підсумку і визначає ефект віброущільнення [325]. При вібраційному ущільненні амплітуда змушених коливань виконавчого елемента, як правило, не перевищує пружної деформації ґрунту, що наприкінці процесу ущільнення складає приблизно 0,4 мм.

Вібраційний спосіб ущільнення ґрунтів розроблений порівняно недавно, серійний випуск перших вітчизняних вібраторів почався в 1933 р. В наш час вібраційна техніка одержала достатньо великого розповсюдження.

Розрізняють два типи вібраційних машин: поверхневої та глибинної дії. Машини поверхневої дії під час роботи знаходяться на поверхні середовища, що ущільнюється, і в результаті вібрування їх маси впливають на дану поверхню. Машини, глибинної дії здійснюють вібраційний вплив при зануренні їх в ґрунт.

До машин поверхневої дії відносяться віброкатки та віброплити. Вібраційні катки є більш ефективними, ніж статичні катки, що особливо помітно проявляється при ущільненні незв'язаних або малозв'язаних ґрунтів. Вібраційні плити також добре зарекомендували себе при ущільненні незв'язаних та малозв'язаних ґрунтів, в яких вміст глинистої фракції не перевищує 6%. Ефективність вібромашин за глибиною та ступенем ущільнення ґрунтів у кілька разів перевищує ефективність машин статичної дії.

Глибинні вібратори застосовують у тих випадках, коли неможливо або недоцільно застосовувати ґрунтоущільнювальні машини поверхневої дії, що забезпечують пошарове ущільнення. Найбільш доцільним та ефективним використанням глибинних вібраторів є при необхідності ущільнення ґрунтів, що знаходяться у водонасиченому стані, наприклад при спорудженні дамб, гребель, глибоких зворотних засипок.

На відміну від вібраційних ґрунтоущільнювальних машин, виконавчі елементи яких здійснюють коливання, що наближаються до гармонійних, характер коливань виконавчого елемента вібротрамбувальних (віброударних) машин значно відрізняється від гармонійного. Вібротрамбування – це режим вібрування, при якому виконавчий елемент відходить від ущільнювальної поверхні на значну відстань, а потім вдаряється об неї. При цьому амплітуда коливань віброплити не менша 0,5 мм, тобто виходить за межі максимальної пружної деформації ґрунту, з яким вона взаємодіє. Вібротрамбівка у порівнянні з вібраційними ґрунтоущільнювальними машинами, забезпечують досить великі амплітуди коливань, зусилля впливу на ґрунт та відповідно велику інтенсивність ущільнення, що особливо помітно проявляється при роботі на зв'язаних ґрунтах.

Трамбувальні (ударні) машини працюють зі значно більшими амплітудами та меншими частотами коливань виконавчого елемента, ніж вібротрамбівки, що обумовлює істотні відміни їх конструкцій. Дані машини можуть досить продуктивно ущільнювати ґрунти всіх видів. Процес трамбування полягає в ударному впливі на ґрунт виконавчого елемента, що має певну масу і після примусового розгону до деякої початкової швидкості, здійснює вільне падіння. Удар починається в момент зіткнення виконавчого елемента із середовищем, що ущільнюється, і завершується при повній його зупинці та використанні всієї кінетичної енергії. В результаті цього, в ґрунті виникають залишкові деформації стискання та зрушення, що обумовлюють його ущільнення.

Розрізняють трамбівки прості (з вільно падаючим виконавчим елементом) та подвійної дії (в яких реалізується примусове прискорення виконавчого елемента).

До трамбівок простої дії відносяться трамбувальні плити, що встановлюються на екскаваторах, кранах або тракторах. Для підйому плит використовують спеціальні канатні або кривошипно-поліспасти механізми. Застосовувати в якості базових машин для встановлення плит крани або екскаватори не зовсім раціонально, оскільки останні призначені для виконання будівельних робіт інших видів, крім цього, під час трамбування більша частина їх вузлів не використовується, а решта постійно піддаються впливу значних динамічних навантажень, що приводить до передчасного виходу їх з ладу. Трамбувальні плити простої дії не знайшли широкого застосування в будівництві внаслідок їх великої металоємності та невисокої продуктивності.

Трамбівки подвійної дії розділяють за видом застосовуваного привода на пневматичні, гідравлічні, дизельні, вибухові та механічні (молоткового типу).

В наш час значне поширення одержали пневмотрамбівки, в яких для примусового прискорення ударної маси застосовується енергія газів. Однак при всіх своїх перевагах, що полягають у мобільності, простоті обслуговування та експлуатації, вони мають і суттєві недоліки, серед яких: необхідність в індивідуальному компресорному приводі, обмеження величини робочого зусилля, що обумовлено відносно низьким тиском робочого середовища (стисненого повітря), достатньо низький КПД, труднощі пуску при роботі на пухких ґрунтах.

До пристроїв, в яких використовується енергія газів, можна віднести також і дизель-трамбувальні машини, що працюють за принципом двотактного двигуна з віддачею енергії компресії газів, удару і вибуху на ущільнення ґрунту. Дані трамбівки виготовляють тільки в навісному виконанні. Вони працюють досить хитливо, особливо при

ущільненні пухких ґрунтів. Останнє обумовлено тим, що в подібних машинах енергія вибуху робочого середовища витрачається не тільки на підйом поршня, але і на заглиблення шабота в ґрунт, у зв'язку з чим з кожним ударом підскік поршня зменшується, що знижує ступінь стиску і в результаті приводить до переривання роботи дизельного привода.

Дія вибухових трамбівок основана на використанні енергії спалаху пальної суміші, що попередньо подається в робочий циліндр. Трамбівки даного типу одержали поширення, головним чином, за кордоном. Їх істотними недоліками є: складність забезпечення безпеки праці робітників, що їх обслуговують, особливо під час активного відходу інерційної маси важких трамбівок; низький ККД (біля 5%), оскільки їх робота здійснюється згідно із циклом Ленуара – без попереднього стиску суміші; висока вартість експлуатації, обумовлена необхідністю використання в якості пальної суміші легкого палива (вищих сортів бензину або бензолу).

Значне поширення одержали механічні трамбівки молоткового типу. Виконавчі елементи даних машин приводяться в рух механічним приводом за рахунок енергії стиснених газів або робочої рідини. Найбільш ефективними серед них є механічні трамбівки з приводом, перетворювальним елементом якого є кривошипно-шатунний або кулачковий механізм, що зв'язаний за допомогою пружної ланки (стиснутої газом або пружиною) з трамбувальним башмаком. Приводяться дані механізми як від електродвигуна, так і від двигунів внутрішнього згоряння або пневмодвигунів.

Трамбування (ударне ущільнення) один із найраціональніших і найефективніших способів ущільнення ґрунту, оскільки при його реалізації зв'язані або незв'язані ґрунти практично всіх видів ущільнюються на достатню глибину.

Останнім часом набувають практичного застосування машини комбінованої дії, що поєднують у собі в різних сполученнях та кількостях статичні, вібраційні, вібротрамбувальні та трамбувальні виконавчі елементи. Таке об'єднання в одній машині виконавчих елементів з різними принципами дії обумовлює її високу ефективність при ущільненні ґрунтів всіх видів.

За призначенням ґрунтоущільнювальні машини можна розділити на машини для виконання широкого фронту робіт та для роботи в скрутних умовах будівельного виробництва.

Значну частину будівельних робіт, все ж таки, доводиться виконувати в скрутних умовах (приблизно 10—15% від загального обсягу земляних робіт у промисловому та цивільному будівництві [240]), що обумовлює необхідність використання спеціального обладнання,

зручного для устанавлення та маневрувань. Останнє в основному стосується процесів ущільнення відвалів, укосів, пазух стрічкових фундаментів, котлованів, траншей і ям після прокладання або ремонту підземних комунікацій і т.д.

Якщо базова машина (трактор, самохідне шасі або екскаватор) має гідропривод, то його доцільно застосовувати і для приведення в дію трамбівки. При цьому важливо забезпечити простоту конструкції, а також легкість і зручність експлуатації та обслуговування привода для одержання технологічного ефекту з мінімальними витратами.

У СРСР роботи з розробки, дослідження та впровадження гідроприводів ударної і вібраційної дії для ґрунтоущільнювальних машин успішно проводились у ВНДІБудшляхмаші [80], ЦНДІОМТП [240, 195], Ярославському політехнічному інституті [139, 140], ВПІ [143, 224] та в інших наукових і навчальних закладах та організаціях.

Зокрема, розрахунки, виконані в Ярославському політехнічному інституті на стадії робочого проектування навісної дебалансної віброплити з приводом від гідросистеми базової машини, виявили високу ефективність навісного ґрунтоущільнювального обладнання в такому виконанні. Установлено, що в порівнянні з ручним способом ущільнення ґрунту при використанні розробленої вібротрамбівки з гідроприводом собівартість робіт знижується в 3,7 рази, а трудомісткість – в 2,2 рази при високій окупності змінного обладнання [139]. Аналогічні розрахунки з обґрунтування ефективності проводились і в ВНДІБудшляхмаші при розробці навісного гідрообладнання для екскаватора ЭО-2612А [80].

Таким чином, використання в ґрунтоущільнювальних машинах гідропривода дозволяє забезпечити їх істотні переваги перед обладнанням з приводами інших типів, основними з яких є: відносно малі габаритні розміри і маса привода, що припадають на одиницю потужності (останнє особливо важливо при устанавленні даних машин на самохідних базових агрегатах, а також при використанні їх в якості змінного обладнання); безступінчасте регулювання режимів роботи; високий ККД; великий термін служби; надійність; можливість автоматичного керування процесом виходу на оптимальний режим роботи в залежності від параметрів об'єкта, який ущільнюється, що дозволяє розглядати дані машини як найбільш перспективне обладнання при застосуванні його для трамбування найрізноманітніших ґрунтів.

Схеми гідравлічних та пневмогідравлічних інерційних вібротрамбівок

Детальний аналіз приводів відомих типів, що забезпечують створення вібраційних або віброударних впливів і використовуються

при трамбуванні ґрунтів, зроблений в роботі [108]. Там же наведений перелік основних недоліків та переваг кожного привода і встановлено, що одним з найефективніших приводів для здійснення процесів ущільнення ґрунтів є ГПП.

В гідромеханічних вібротрамбівках з безнасосним перетворювачем виконавчий елемент рухається синхронно з приводним елементом, що являє собою кривошипно-шатунний або кулачково-ексцентриковий механізм. Подібна вібротрамбівка (рис. 7.8) [108]. Вона приводиться від електродвигуна, на валу 7 якого симетрично встановлені ексцентрики 8 з посадженими на них підшипниками кочення. Дані підшипники натискають на плунжери гідроциліндрів 5 і 15, з'єднаних гідролініями з гідроциліндрами 13, 14. Останні разом з іншими вузлами привода встановлені на монтажній плиті 11. Плунжери гідроциліндрів 13, 14 знаходяться в пружному силовому контакті з виконавчим елементом – трамбувальною плитою 12, що зв'язана з монтажною плитою 11 маятниковими пружинними підвісками 10.

Для підтримання в замкненій гідросистемі деякого постійного тиску і поповнення можливих витоків робочої рідини використані гідроаккумулятор 3 зі зворотним клапаном 4. Для заповнення пружинного гідроаккумулятора 3 робочою рідиною і підтримання в ньому заданого тиску застосований автоматичний пристрій, що складається з двопозиційного гідророзподільника 1, керованого за тиском в гідроаккумуляторі та зворотного клапана 2. Підкачує робочу рідину в гідроаккумулятор плунжерний насос 9 малої подачі, що приводиться в дію одним з ексцентриків 8. Для запобігання надмірного нагрівання та перевантажень гідросистеми служить запобіжний клапан 6.

Інерційна вібротрамбівка працює в такий спосіб. При вмиканні електродвигуна плунжерний насос 9 заповнює пружинний гідроаккумулятор 3 та інші елементи гідросистеми робочою рідиною. Тиск при цьому зростає до певного значення p_1 , на яке настроєні гідророзподільник 1 та зворотний клапан 4. Після їх спрацьовування подача насоса починає зливатись у бак. Описаний процес підкачування робочої рідини систематично повторюється при падінні тиску в гідросистемі. При цьому приводні ексцентрики 8 впливають на плунжери гідроциліндрів 5, 15, а останні створюють пульсуючий робочий тиск, що змінюється за певним законом і приводить до виникнення зусиль на плунжерах гідроциліндрів 13, 14, які передають силовий імпульс на трамбувальну плиту 12, забезпечуючи тим самим вертикально спрямовані коливання всієї інерційної маси.

За рахунок того, що в інерційній вібротрамбівці вібраційною масою є весь вібратор, а не тільки маси обертових дебалансів, сила, з якою вібротрамбівка діє на ущільнювальну поверхню, значно більша

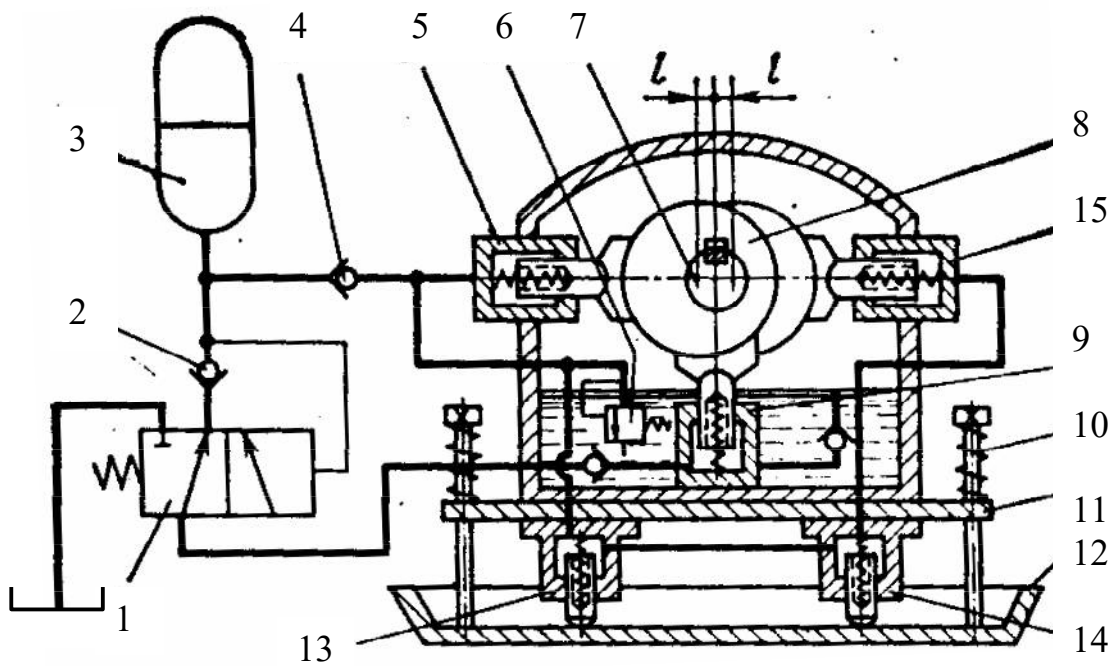


Рис. 7.8. Принципова гідрокінематична схема вібротрамбівки з ексцентриковим гідроперетворювачем

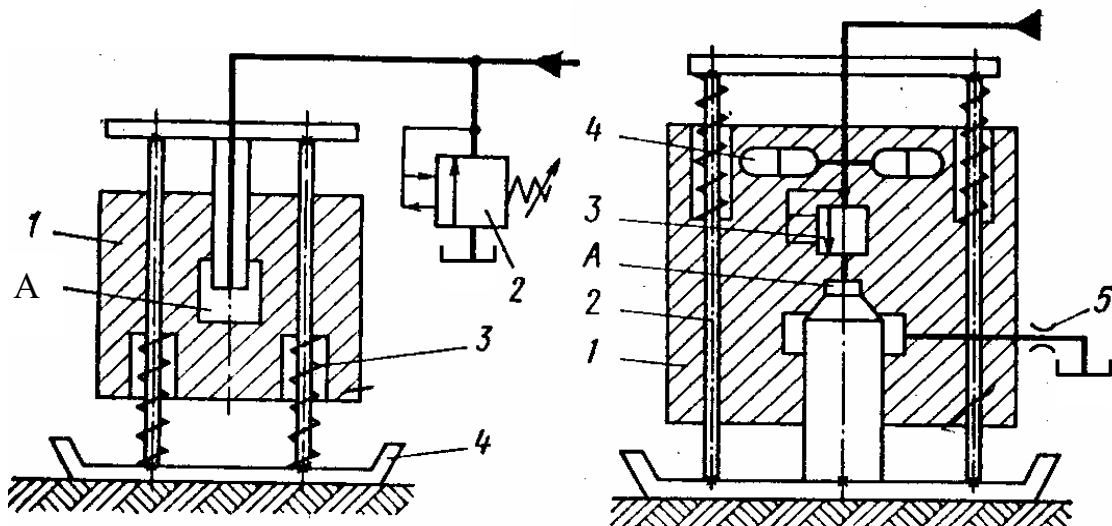


Рис. 7.9. Принципова гідрокінематична схема інерційної вібротрамбівки з ГП, оснащеної вбудованим вібробуджувачем

Рис. 7.10. Принципова гідрокінематична схема інерційної вібротрамбівки з ГП, оснащеної вбудованим вібробуджувачем та гідроаккумуляторами

сили, створюваної гідромеханічними ущільнювачами з дебалансними вібраторами. Недоліком розробленого привода є нагрівання робочої рідини під час його функціонування, що обумовлено відсутністю циркуляції рідини та малим об'ємом замкненої гідросистеми.

У ВПІ розроблений також ряд нових інерційних пристроїв з ГПП [143, 224], деякі з яких призначені для ущільнення ґрунтів. Принцип їх дії оснований на використанні віброзбуджувачів та пружності гідросистеми. На рис. 7.9 показана схема вібротрамбівки з ГПП, що забезпечує акумулювання енергії на першому етапі робочого циклу і подальшу віддачу її на другому етапі.

При подачі робочої рідини під тиском в порожнину А корпус виконавчого гідроциліндра опускається вниз, стискаючи пакет пружин 3 до тих пір, поки тиск у гідросистемі не досягне значення p_1 , при якому відкривається віброзбуджувач 2 і з'єднає систему зі зливною гідролінією.

Після спрацьовування віброзбуджувача 2 тиск у гідросистемі буде зменшуватись, що приведе до звільнення потенційної енергії стиснених пружин, накопиченої на першому етапі і обумовить відштовхування інерційної маси від трамбувальної плити 4. Корпус виконавчого гідроциліндра – інерційна маса при цьому повернеться у вихідне положення, а трамбувальна плита буде здійснювати робочий хід вниз з ущільненням ґрунту. Віброзбуджувач 2 при зменшенні тиску до значення p_2 закриється, після чого почнеться наступний цикл спрацьовування.

На рис. 7.10 зображена схема вібротрамбівки із зовнішнім акумулюванням енергії і віддачею її на другому етапі циклу для здійснення робочого ходу рухомих інерційних елементів.

При вмиканні насоса робоча рідина заповнює порожнину гідроаккумулятора 4. Коли її тиск досягне значення p_1 , відкривається віброзбуджувач 3, і робоча рідина з гідроаккумулятора та від насоса буде надходити у порожнину А, а з неї через дросель 5 у зливну лінію. При цьому за рахунок перепаду тиску на дроселі 5 відбувається робочий хід виконавчого елемента по напрямних 2. Швидкість його розгону так само, як і швидкість трамбувальної плити визначається тривалістю етапу зниження тиску в напірній гідролінії. Повна енергія силового імпульсу

$$A_{\text{имп}} = \frac{p_1 - p_2}{2} Q_{\text{имп}} t = \frac{\Delta p}{2} Q_{\text{имп}} t,$$

де p_1 – тиск, при якому відкривається віброзбуджувач; p_2 – тиск закриття віброзбуджувача; Δp – різниця тисків відкриття та закриття

віброзбуджувача; $Q_{\text{імп}}$ – імпульсна подача робочої рідини за один цикл; t – тривалість імпульсу.

Оскільки тиски закриття та відкриття віброзбуджувача розрізняються незначно і збільшення їх різниці не забезпечує істотного зростання енерговіддачі пристрою, в ГПП встановлений гідроаккумулятор 4 для збільшення імпульсної подачі $Q_{\text{імп}}$ робочої рідини.

Як показали дослідження, описані інерційні трамбівки досить надійні і стійкі в роботі, а використання ГПП дозволяє здійснювати плавне регулювання робочих параметрів навантаження і забезпечує високі енергетичні параметри обладнання.

Останнім часом у промисловості помітне поширення одержали комбіновані приводи, зокрема пневмогідролічні. Це обумовлено тим, що в ряді випадків тиск повітря, створюваний компресором, є недостатнім для одержання необхідних робочих зусиль, і тоді застосовують пневмогідролічні перетворювачі, в яких відносно невисокий тиск повітря (0,5 – 0,6 МПа) підвищується до необхідного тиску робочої рідини, що і є основним робочим тілом машини. Реалізація даного принципу у трамбувальному обладнанні дозволяє підвищити його компактність, мобільність та загальну ефективність у порівнянні з пневматичними трамбівками. Для роботи пневмогідролічних трамбівок не потрібні автономна насосна станція та магістральні гідролінії, а застосування стисненого повітря як робочого тіла дозволяє набагато збільшити віддалення трамбівки від приводного агрегату-компресора.

У ВПП розроблена та досліджена пневмогідролічна трамбівка інерційного типу (рис. 7.11) [108]. Трамбівка працює таким чином. Стиснене повітря під тиском 0,6 МПа подається через пневматичний віброзбуджувач 6 в поршневу порожнину А плунжерного мультиплікатора 4, внаслідок чого його плунжер переміщується в замкненій порожнині Б, що попередньо заповнена робочою рідиною під деяким початковим тиском. При цьому робоча рідина стискається до тиску 70 – 80 МПа. В момент, коли тиск робочої рідини досягне розрахункового значення p_1 , відкриваються віброзбуджувач 2 і пневматичний віброзбуджувач 6. Віброзбуджувач 2 з'єднує порожнини Б і В. Внаслідок збільшення тиску в порожнині В плунжер 11 і зв'язана з ним трамбувальна плита 1, а також інерційна маса 5 здійснюють робочий хід. Оскільки маса корпусу виконавчого гідроциліндра набагато більша сумарної маси плунжера та трамбувальної плити, основна частина переданої ГПП енергії витрачається на деформування поверхні, що ущільнюється.

По закінченню робочого ходу плунжер 11 під дією пружин 8, установлених на напрямних тягах 10, витісняє робочу рідину з порожнини В через зворотний клапан 3 у порожнину Б, після чого цикл

повторюється. Підживлення замкненої гідросистеми здійснює компенсатор витоків 7 через зворотний клапан 9.

Таке поєднання переваг ГПП та пневматичного привода дозволило одержати мобільний, простий і надійно діючий пристрій. Його конструкція досить зручна для використання в скрутних умовах будівельного виробництва.

Розрахунок основних робочих параметрів інерційних віброграмбівок з ГПП

На рис. 7.12 приведена розрахункова схема інерційної трамбівки з ГПП [108]. На ній позначені: m_1 – інерційна маса (маса корпусу гідроциліндра трамбівки); m_2 – маса трамбувальної плити; c_1 – приведена жорсткість пружин, що акумулюють; c_2 – жорсткість ґрунту ($c_2 = c_z \cdot F_0$, де c_z – коефіцієнт постелі ґрунту); F_0 – площа контакту ґрунту та трамбувальної плити); r – коефіцієнт в'язкого опору ґрунту; x_0 – максимальне переміщення інерційної маси з початкового положення.

Для складання диференціальних рівнянь, що описують динаміку руху виконавчого елемента трамбівки, розглянемо основні етапи циклу її роботи. У вихідному положенні гідросистема заповнена робочою рідиною, вага інерційної маси зрівноважена зусиллям стиску пружин, що акумулюють.

На першому етапі циклу під дією тиску робочої рідини інерційна маса m_1 опускається (конструктивно трамбівка виконана таким чином, щоб трамбувальна плита знаходилась у безвідривному контакті з ущільнювальним ґрунтом, а рухалася б інерційна маса, розтягуючи при цьому пружні підвіски, що зв'язують її з навісною рамою). Диференціальне рівняння, що описує перший етап робочого циклу, має вигляд

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_{\text{ц}} F - c_1 x_1 + mg - R, \quad (7.3)$$

де x_1 та $d^2 x_1 / dt^2$ – відповідно переміщення та прискорення інерційної маси; $p_{\text{ц}}$ – поточне значення тиску у виконавчому гідроциліндрі, що може бути обчислене з виразу (7.2); R – сила механічного опору, яку можна, внаслідок того, що швидкості і переміщення при ході інерційної маси вниз є невеликими, прийняти рівною $R = \mu(dx/dt)$, а при подальших розрахунках нею можна знехтувати. Якщо знехтувати R і підставити замість $p_{\text{ц}}$ вираз у правій частині (7.2), то рівняння (7.3) можна записати у вигляді

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{Q_{\text{н}} t - F x_1}{V_0} E_{\text{гп}} F - c_1 x_1 + mg$$

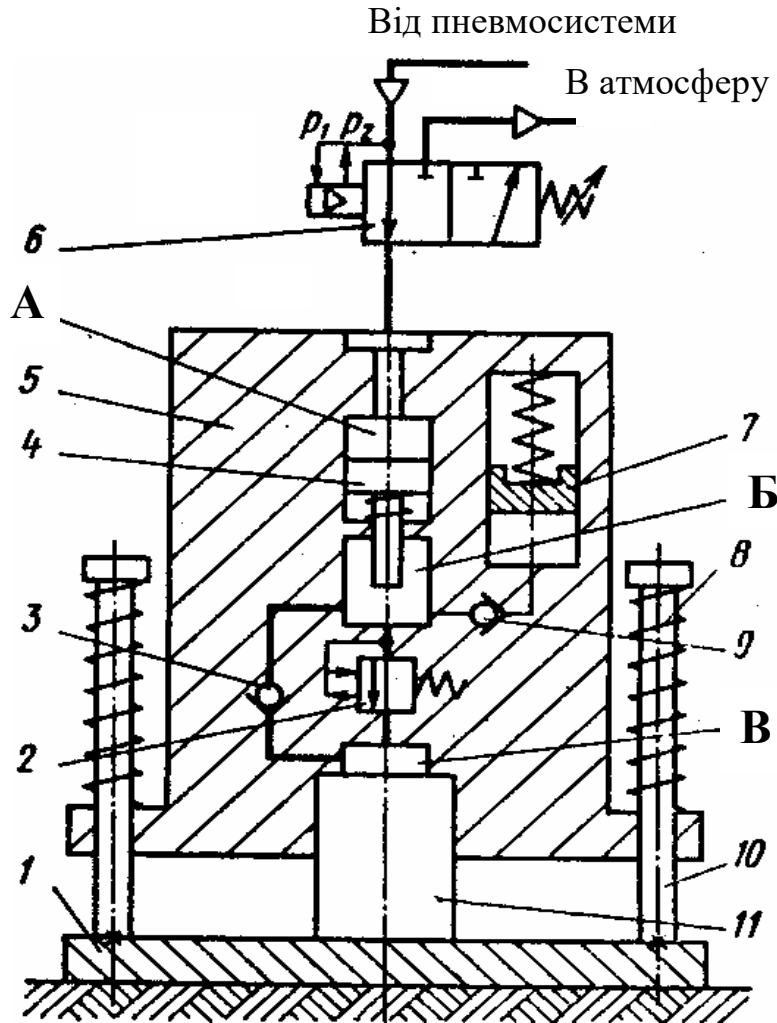


Рис. 7.11. Принципова гідрокінематична схема пневмогідравлічної інерційної трамбівки з ГП

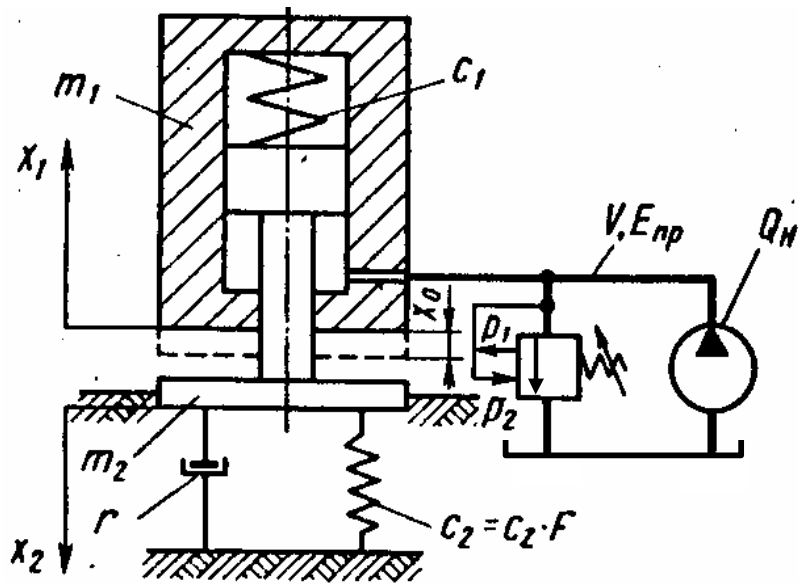


Рис. 7.12. Розрахункова схема інерційної трамбівки з ГП

або після перетворень

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} + a_{11}^0 x_1 = A_1 t + B_1, \quad (7.4)$$

$$\text{де } a_{11}^0 = \frac{F^2 E_{np}}{m_1 V_0} + \frac{c_1}{m_1}; \quad A_1 = \frac{Q_H F}{m_1 V_0} E_{np}; \quad B_1 = g.$$

З урахуванням прийнятих постійних та початкових умов рівняння (7.4) може бути розв'язано з використанням перетворень Лапласа. Для початкових умов $x_1(0) = 0$, $dx/dt(0) = 0$ одержимо

$$X_1(p)p^2 + X_1(p)a_{11}^0 = \frac{A_1}{p^2} + \frac{B_1}{p}.$$

В останньому виразі як $X_1(p)$ позначена шукана функція $x(t)$, а як $(A_1/p^2) + (B_1/p)$ – задана функція $f(t) = A_1 t + B_1$.

Експериментальні та перспективні зразки інерційних вібротрамбівок з ГП

У [108] розроблений ряд експериментальних та перспективних зразків інерційних вібротрамбівок з ГП, деякі з яких розглянуті у даному розділі нижче.

Найпростішим пристроєм, що працює за принципом застосування інерції маси виконавчого гідроциліндра є інерційна вібротрамбівка з ГП моделі ВПТ-20 (рис. 7.13). Розрахункове робоче зусилля створюється подаваною під тиском у порожнину А робочою рідиною. Стакан 8 напрямними тягами 6 зв'язаний з нижнім стаканом 10, що виконує функції трамбувального елемента. Корпус гідроциліндра 7 жорстко зв'язаний з інерційною масою 4, через отвори якої проходять напрямні 6 стаканів 8, 10. У середній частині маси 4 виконана рідинна пружина 3, яка стискається плунжером 1. Для компенсації витоків робочої рідини з порожнини 3 служить зворотний клапан 5, що пропускає через себе певну частину її витрат, подаваних насосом. Пружина 2 забезпечує фіксацію всіх рухомих елементів вібротрамбівки у вихідному положенні на початку робочого циклу, а вібробуджувач 9, що може бути виконаним за будь-якою з розглянутих вище схем – створення в гідросистемі змінного робочого тиску.

Принцип дії даної трамбівки аналогічний принципу трамбівки, представленої на рис. 7.9. Відміна полягає лише у можливості одержання більших частот та робочих зусиль при ідентичних габаритних розмірах, що стало можливим завдяки використанню гідравлічної

пружини, яка має більшу жорсткість. Тому при необхідності створення зусиль 2 – 3 кН більш доцільно застосовувати саме дану трамбівку, а не трамбівку з механічними пружинами.

На рис. 7.14 представлений варіант конструкції трамбівки з ГПІ моделі МГТ-3,0 з вбудованим вібробуджувачем. Робоча рідина під тиском подається в порожнину Б, а далі по каналу б в порожнину А. З моменту, коли тиск в ній досягне заданого значення плунжер 4 та інерційна маса 3 почнуть переміщатись вниз до з'єднання напірної порожнини Б та зливної порожнини В. Після їх з'єднання за рахунок перепаду тисків на зливному дроселі 1, золотник 2 певний час буде утримуватись у верхньому положенні. Коли ж інерційна маса 3 дійде до упору в трамбувальну плиту і перепад тисків зменшиться, стиснені пружини 5 повернуть її та золотник 2 у вихідне положення, а плита 5, рухаючись вниз, виконає робочий хід з ущільненням ґрунту. Трамбівка даної конструкції стійко працює як у віброударному (трамбувальному) так і у вібраційному режимах.

Розроблено кілька варіантів трамбівок з вбудованим двокаскадним вібробуджувачем. На рис. 7.15 зображена трамбівка ГТ-30-А. На клапанах першого і другого каскадів виконані притирочні паски, що дозволяє одержати гарні динамічні характеристики і зменшити ерозію сідла.

Робоча рідина від насоса подається в порожнину В і по каналу 11 через змінний дросель 2 проходить у порожнину Б. За рахунок збільшення у порожнині В тиску переміщується плунжер 3 і стискаються пружини 7, що необхідно для здійснення робочого ходу. При тиску в гідросистемі, меншому заданого настроюванням вібробуджувача, клапан 8 першого каскаду притиснутий пружиною 9 до сідла і перекриває доступ робочій рідині з порожнини Б в зливну порожнину А. Клапан 6 другого каскаду у вихідному положенні притиснутий до сідла пружиною 1 і тиском робочої рідини, що діє на його торець з боку порожнини Б. Він перекриває доступ робочої рідини з напірної порожнини В в порожнину Г.

При збільшенні тиску в гідросистемі до значення p_1 – спрацювання вібробуджувача, клапан 8 першого каскаду відкривається і з'єднує порожнину Б зі зливною порожниною А. За рахунок перепаду тисків на дроселі 2 між порожнинами В і Б, піднімається клапан 6 другого каскаду, з'єднуючи напірну порожнину В зі зливною порожниною Г, в результаті чого подача від насоса піде у бак. Плунжер 3, не утримуваний тиском, під дією стиснених пружин 7, що акумулюють, повертається у вихідне положення. Інерційна маса 4 та трамбувальна плита 10 рухаються при цьому у взаємно протилежних напрямках. Трамбувальна плита, переміщуючись вниз, здійснює робочий хід з

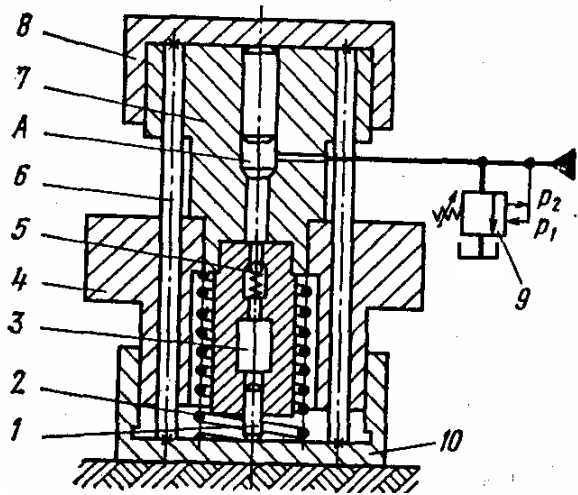


Рис. 7.13. Конструктивна схема інерційної трамбівки з ГПІ моделі ВГІТ-20

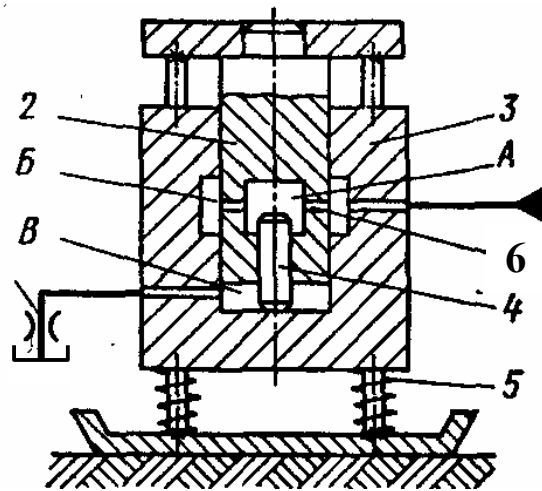


Рис. 7.14. Конструктивна схема інерційної трамбівки з ГПІ моделі МГТ-3,0

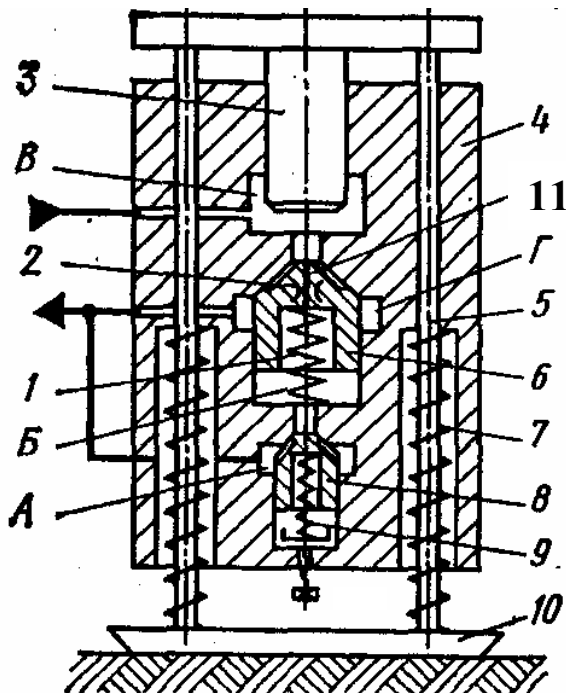


Рис. 7.15. Конструктивна схема інерційної трамбівки з ГПІ моделі ГТ-30-А

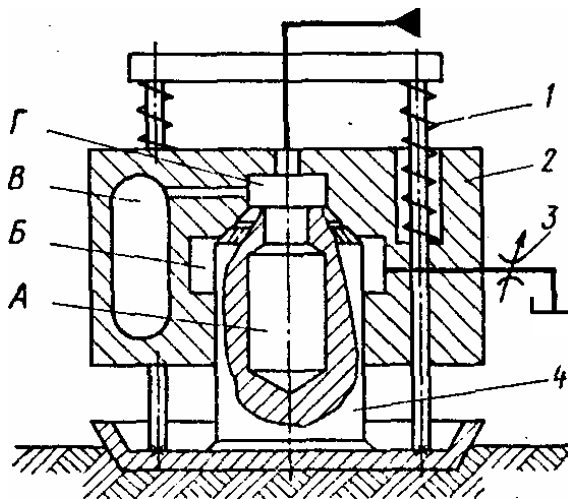


Рис. 7.16. Конструктивна схема навісної інерційної трамбівки з ГПІ моделі ГТВ-24Н

ущільненням ґрунту.

При відкритті клапана першого каскаду робоча рідина під тиском діє на площу, що визначається середнім діаметром паска, виконаного на передній частині конічного хвостовика клапана, а при закритті останнього тиск створюється по всій площі його поперечного перерізу. Оскільки вся площа більше площі відкриття, тиски відкриття та

закриття клапана значно відрізняються один від одного, в результаті в гідросистемі створюється пульсація тиску.

Трамбівка може працювати в двох режимах: 1) трамбувальному, при якому вона установлюється у підвішеному стані на базовій машині без притискання до поверхні, що ущільнюється, а виконавчий елемент – трамбувальна плита – переміщується на розрахункову величину, періодично вдаряючи по ущільнювальній поверхні; 2) вібротрамбувальному, при реалізації якого трамбувальна плита щільно притиснута до ґрунту і забезпечує вібрування ущільнювальної поверхні.

Можливе варіювання режимів роботи трамбівки залежно від виду ґрунту, а також необхідного ступеня його ущільнення.

Особливу групу серед розроблених вібротрамбівок складають машини, в яких робоче зусилля створюється в результаті реактивної взаємодії інерційної маси корпусу виконавчого гідроциліндра та його плунжера, з'єднаного з трамбувальною плитою, за рахунок розрядки енергії, що накопичена в попередньо стиснутому до заданого тиску певному об'ємі робочої рідини.

На рис. 7.16 зображена схема навісної інерційної вібротрамбівки з ГПП моделі ГТВ-24Н. В корпусі 2 та в плунжері 4 її виконавчого гідроциліндра виконані замкнені порожнини В і А, що акумулюють, з'єднані між собою та з напірною порожниною Г, яка, в свою чергу, сполучена з насосом базової машини. На виході зі зливної порожнини Б установлюється змінний або регулювальний дросель 3.

Працює навісна інерційна вібротрамбівка в такий спосіб. Насос нагнітає робочу рідину в порожнини В і А, що акумулюють. При досягненні в них заданого тиску p_1 , що установлюється затягуванням пружин повернення 1, плунжер 4, виконуючий функції запірнього елемента зривається з сідла в корпусі 2 і пропускає накопичену в порожнинах, що акумулюють, робочу рідину в зливну гідролінію. Тим самим створюються умови для робочого ходу виконавчих елементів трамбівки, якими є плунжер 4 та з'єднана з ним трамбувальна плита. Автоматичним гідророзподільним пристроєм в даному ГПП є конічний хвостовик плунжера 4, виконання якого відповідає схемі однокаскадного вібророзбуджувача прямої дії. На верхній частині конічного хвостовика виконаний притирочний пасок з кільцевою виточкою та повздовжніми лисками на іншій частині. При такому виконанні хвостовик відкривається при дії тиску на торцеву площу плунжера, величина якої визначається середнім діаметром притирочного паска. Під час розрядки порожнин, що акумулюють конічний гідрозатвор утримується у відкритому положенні за рахунок перепаду тисків, створюваного на дроселі 3. Після падіння тиску в гідросистемі нижче значення p_2 конічний гідрозатвор під дією пружин 1 закривається. Описаний

робочий цикл періодично повторюється протягом установленого часу, що устанавлюється настроюванням змінного або регульованого дрoселя 3.

До машин, що працюють за рахунок розрядки попередньо стиснутої в гідроаккумуляторі робочої рідини, відноситься також і ґрунтоущільнювальна причіпна машина моделі ПГМ-500А (рис.7.17).

Машина включає монтажний стояк 1, що кріпиться до базової машини 2, трамбувальний башмак 17, корпус – інерційну масу 13, який відтиснутий пружинами 15 у вихідне верхнє положення, опорний елемент 16, з'єднаний з виконавчим плунжером 14.

У корпусі 13 розташований гідророзподільний апарат (віброзбуджувач), що складається з впускного і випускного клапанів, а також напірного золотника.

Основним елементом впускного клапана є східчастий плунжер-клапан 7, притиснутий нижнім торцем з конічною фаскою до сідла в корпусі. В осьовій розточці клапана 7 знаходиться клапан-пілот 6 з конічним затвором і напрямним хвостовиком, що має повздовжні пази на циліндричній поверхні і підтискається пружиною 8 до сідла.

Випускний клапан складається зі східчастого плунжера-клапана 4, притиснутого верхнім торцем з конічною фаскою до сідла, і штовхача 3, розташованого в осьовій розточці клапана 4.

Напірний золотник керування тиском робочої рідини в надклапанній порожнині випускного клапана складається з двокромкового золотника 10 і плунжера 9, вихідне положення яких визначається пружиною 11.

Гідророзподільний апарат включає також порожнину, що акумулює – гідроаккумулятор 12, який зв'язаний з напірною гідролінією 22 базової машини. Гідроаккумулятор каналом 25 з'єднаний також і з розточкою Г впускного клапана, яка через дрoсельні отвори 20 в корпусі східчастого плунжера-клапана 7 сполучена з його надклапанною порожниною Д. Крім цього, напірна гідролінія зв'язана каналом 23 з порожниною Ж і розточкою М. Зливна гідролінія 27 з'єднана каналом 18 з розточкою Б випускного клапана і каналом 21 з розточкою Л, що у вихідному положенні каналом 24 зв'язана з надклапанною порожниною випускного клапана А, яка постійно сполучена каналом 19 з торцевою порожниною К золотника 10.

Впускний і випускний клапани утворюють замкнену порожнину В, зв'язану каналом 26 з порожниною Н виконавчого гідроциліндра. Гідроциліндр 5 служить для підйому й опускання, а також утримання всього пристрою в необхідному положенні.

Ґрунтоущільнювальна машина працює в такий спосіб. У вихідному положенні, коли тиск у гідросистемі нижчий p_1 , золотник 10 зна-

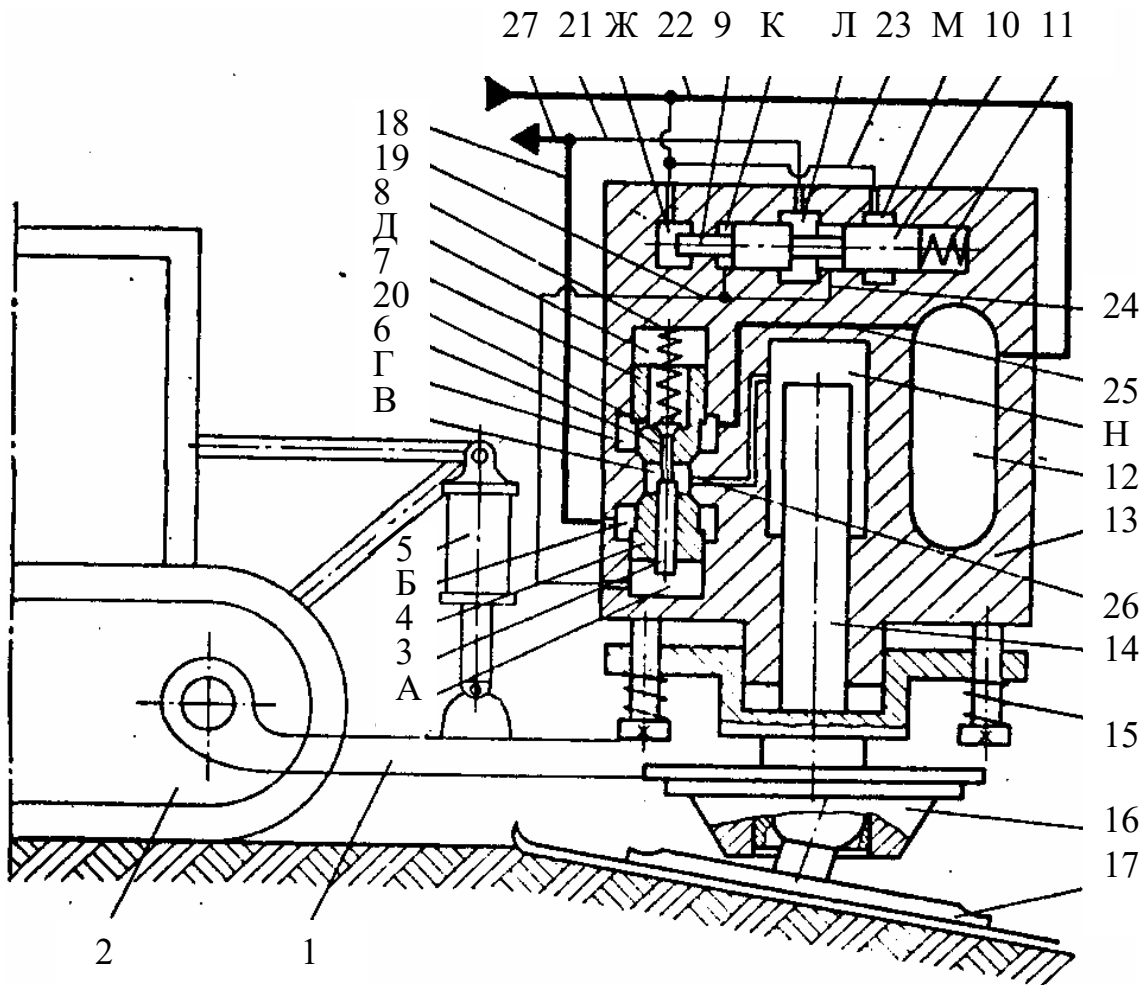


Рис. 7.17. Конструктивна схема ґрунтоущільнювальної причіпної машини з ГПІ моделі ПГМ-500А

ходиться в крайньому лівому положенні і порожнина А керування випускним клапаном з'єднана зі зливною гідролінією через канал 24, розточку Л і канал 21. Клапан-пілот 6 притиснутий пружиною до сідла і конусним затвором перекриває доступ робочої рідини з надклапанної порожнини Д в порожнину В. Впускний клапан 7 притиснутий до сідла пружиною 8 (що діє через клапан-пілот 6), а також тиском робочої рідини на торець зі сторони надклапанної порожнини Д. Він перекриває доступ робочої рідини в порожнину В з розточки Г, що зв'язана з напірною гідролінією 22 та гідроаккумулятором 12.

В момент, коли тиск у гідросистемі досягне значення p_1 , двокромковий золотник 10 почне переміщуватись праворуч, перекриє з'єднання зі зливною гідролінією надклапанної порожнини А випускного клапана та з'єднає її з напірною гідролінією. Робоча рідина з порожнини А та по каналу 19 під тиском буде надходити у порожнину К золотника 10, що забезпечить різке переміщення та фіксацію остан-

нього в крайньому правому положенні, при якому надклапанна порожнина А повністю з'єднана з напірною гідролінією. Тиск робочої рідини, впливає на торець східчастого плунжера-клапана 4 і притискає його до сідла; штовхач 3 при цьому притискається до хвостовика клапана-пілота 6.

В момент досягнення в гідросистемі тиску, при якому сила, створювана ним на штовхачі 3 стає достатньою для подолання зусилля притискання пружини 8, штовхач, а разом з ним і клапан-пілот 6 зміщуються вгору. При цьому через повздовжні пази на хвостовику клапана-пілота з'єднуються надклапанна порожнина Д впускного клапана та замкнена порожнина В. Тиск у порожнині Д зменшується і східчастий плунжер-клапан 7 відкривається під дією перепаду тисків з боку напірної гідролінії, створеного на кільцевій площі сходинки його зовнішньої поверхні, а також штовхача 3, що упирається в його торець. Гідроаккумулятор 12 розряджається у порожнину Н виконавчого гідроциліндра, плунжер 14 якого здійснює робочий хід. Інерційна маса 13 при цьому рухається вгору. Трамбувальний імпульс передається башмаком 17 на ґрунт, що ущільнюється.

У результаті миттєвої розрядки гідроаккумулятора 12 тиск у гідросистемі зменшується, і пружина 11 повертає золотник 10 у вихідне ліве положення, забезпечуючи з'єднання надклапанної порожнини А впускного клапана зі зливною гідролінією. Тиск у порожнині А падає, а тиск з боку замкненої порожнини В відкриває східчастий плунжер-клапан 4, з'єднуючи порожнину В через розточку Б зі зливною гідролінією 27. Робоча рідина з порожнини Н йде на злив, а плунжер 14 під дією пружин 15 повертається у вихідне положення. Східчастий плунжер-клапан 7 та клапан-пілот 6 зміщуються вниз, після чого описаний робочий цикл повторюється. Регулюючи подачу насоса і тиск відкриття віброзбуджувача, можна в широких межах змінювати частоту й енергію трамбувальних імпульсів.

Розроблена машина ПГМ-500А може знайти широке застосування для ущільнення ґрунтів різних видів, особливо при проведенні земляних робіт на широкому фронті (під час будівництва дамб, залізничних насипів, аеродромів), у випадках, коли її використання в причіпному варіанті разом із базовою гідрофікованою машиною є найбільш ефективним.

Крім приведених у даному розділі конструкцій ґрунтоущільнювальних пристроїв, авторами розроблено також кілька варіантів вібраційних котків, в яких для створення змушених коливань виконавчого елемента застосована описана вище інерційна схема, що дозволяє набагато підвищити їх ефективність і дає можливість ущільнювати практично всі види ґрунтів на достатню глибину.

8. Використання вібропресового обладнання з ГПП для зневоднення відходів харчових виробництв

Для використання відходів харчової промисловості, що залишаються при виготовленні спирту (спиртова барда), пива (пивна дробина), цукру (жом), фруктових та ягідних соків (жмих), а також у сільському господарстві (при приготуванні кормів) досить розповсюдженими є технологічні процеси видалення вологи з відходів та їх подальшого сушіння [218]. Створене для реалізації даних процесів обладнання не у всіх випадках забезпечує потрібні параметри зневоднених відходів, що змушує збільшувати тривалість сушіння і приводить до додаткових витрат енергії та часу. Вирішити вказану проблему можна, як це підтверджують попередні експерименти, за допомогою вібропресового обладнання з ГПП, яке забезпечує інтенсивний режим видалення вологи з відходів при їх віброударному навантаженні та дозволяє регулювати робочі режими обробки для досягнення заданих параметрів зневоднення за порівняно короткий час. Як відомо [171], характер зміни тиску в робочий порожнині гідроциліндра ГПП визначається способом підключення віброзбуджувача “на вході” або “на виході”. Відповідно розрізняють “імпульсний” з проміжками повного розвантаження та “трикутний” віброударні режими. При необхідності максимально повного видалення вологи з великооб’ємних порцій суміші можливо застосування багатокомпонентного віброударного навантаження (див. рис. 1.2г,д), яке реалізується як на спеціальному вібропресовому обладнанні з ГПП (див. розд. 2) так і на машинах, створених на основі базових моделей ІВПМ (див. розд. 3).

Для здійснення описаних вище процесів нами пропонується [184] розроблена на базі вібропреса ІВПМ-16 вібропресова машина для зневоднення відходів [184], принципова гідрокінематична схема якої наведена на рис. 8.1. Вібропресова машина оснащена необхідними транспортно-завантажувальними пристроями, які дозволяють використовувати її в автоматизованому виробництві. Базовий ІВПМ (див. рис. 8.1) містить станину 3, вібростіл 35 з пружинами повернення 39, основний 40 та допоміжний 1 гідроциліндри, а також рухоми траверсу 29 з інерційними вантажами 5 та пуансоном 30. ГПП ІВПМ включає насос 50, у всмоктувальній лінії якого установлений фільтр 49, одноцикловий пружинний гідроакумулятор 33, регулятор витрат 48 з регульованим дроселем 47, запобіжний клапан 46, двоходовий двопозиційний гідророзподільник з електричним керуванням 32 і двокаскадний триходовий віброзбуджувач 34, приєднаний за схемою “на вході”. Тиск у напірній лінії привода можна вимірювати манометром 28, який на час роботи машини у автоматичному циклі відключається

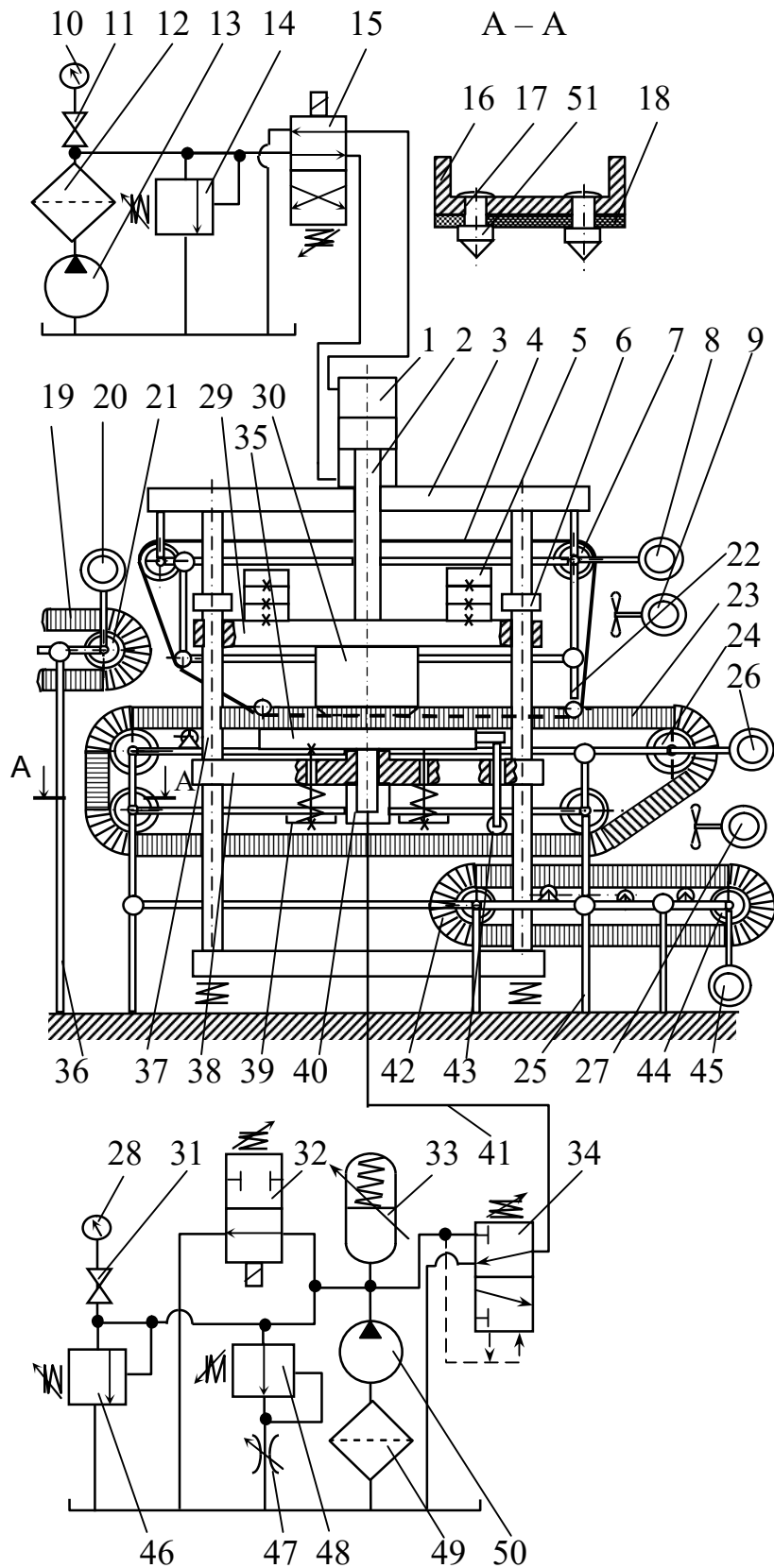


Рис. 8.1. Принципова гідрокінематична схема вібропресової інерційної машини з ГПІ для зневоднювання відходів у харчовій та переробній промисловості на базі вібропреса ІВПМ-16

краном 31. Допоміжний привод складається з насоса 13 з фільтром 12 у нагнітальній лінії, запобіжного клапана 14 і чотириходового дво-позиційного гідророзподільника 15 з електричним керуванням. Тиск у нагнітальній лінії вимірюється манометром 10, що може відключатись за допомогою крана 11. Крім цього, машина оснащена основним стрічковим конвеєром 23 з приводом від електродвигуна 26 через тяговий барабан 24, який змонтований на рамі 25 разом із конвеєром 42 для відводу суміші з видаленою вологою – приводиться від електродвигуна 45 через барабан 44. На рамі також закріплений вентилятор 27 для обдування та висушування стрічки 23. На основний конвеєр суміш подається конвеєром 19 при вмиканні електродвигуна 20 привода барабана 21. Конвеєр 19 установлений на рамі 36. Стрічки конвеєрів 19, 23, 42 виконані на гумовотканинній основі 18 (див. розріз А – А рис. 8.1), до якої заклепками 17 кріпляться сталеві П-подібні пластини 16 шириною 30...50 мм з боковими отворами у зігнутих кінцях для відводу вологи. Головки 51 заклепок стрічки 23 входять у отвори на поверхні тягового барабана 24, що забезпечує його необхідну тягову спроможність. Ще один підвісний конвеєр з двома паралельними гумометалевими стрічками 4 змонтований на верхній поперечині вібропреса і приводиться від електродвигуна 8 за допомогою тягового барабана 7. На зовнішній поверхні стрічок 4 наклеєний шар із вологовбираючого матеріалу. Стрічки зафіксовані відносно осі барабана 7 таким чином, щоб шток 2 вільно проходив між ними. Вентилятор 9 обдування стрічок 4 установлений на рамі 22. Електродвигуни 8, 20, 26, 45 приводів конвеєрів зблоковані із електромагнітами гідророзподільників 15, 32 та з реле часу (на схемі не показано). Робочий цикл машини здійснюється у такій послідовності. Вмикаються насоси 13 та 50. Волога суміш подається на стрічку конвеєра 19. При спрацьовуванні реле часу синхронно вмикаються електродвигуни 8, 20, 26, 45, а гідророзподільники 15, 32 перемикаються відповідно у верхню та нижню за схемою позиції. Всі витрати від насоса 50 йдуть через гідророзподільник 32 на злив, віброзбуджувач 34 знаходиться у верхній за схемою позиції, в результаті чого робоча рідина з порожнини гідроциліндра 40 по каналах віброзбуджувача перетікає на злив. Вібростіл 35 пружинами 39 притиснутий до запліччя поперечини 38. Робоча рідина від насоса 13 надходить через гідророзподільник 15 у штокову порожнину гідроциліндра 1, поршнева порожнина сполучена зі зливом. Траверса 29 з вантажами 5 і пуансоном 30 піднімається на 30...50 мм до упору в обмежувачі 6. Барабани 7, 21, 24 і 44 подають стрічки конвеєрів на задану величину, яка налаштовується реле часу і відповідає ширині пуансона 30. Порція вологої суміші зсипається з конвеєра 19 на конвеєр 23. Ще одна не віджата порція, яка знаходилась до початку

циклу на стрічці 23, переміщується в простір під пуансоном. Порція з видаленою вологою скидається основним конвеєром на стрічку 42. Спрацьовує реле часу і обертання електродвигунів привода конвеєрів вимикається, гідророзподільники 15 і 32 перемикаються у нижню та верхню позиції відповідно. Робоча рідина від насоса 50 надходить у робочу порожнину гідроаккумулятора 33, який починає заряджатись, тиск у підсистемі ГПП збільшується. Поршнева порожнина гідроциліндра 1 сполучається з напірною лінією (штокова з'єднана зі зливом). Траверса 29 опускається донизу, пуансон 30 притискається до стрічок 4 і суміші, яка навантажується силами тяжіння траверси і інерційних вантажів 5, а також статичним зусиллям, що створюється гідроциліндром 1 (величина максимального зусилля регулюється настроюванням клапана 14). При досягненні у напірній лінії ГПП тиску відкриття вібростуджувача 34 (p_1), що настроюється, він перемикається у нижню за схемою позицію і робоча рідина від насоса 50 та з порожнини гідроаккумулятора 33 надходить у порожнину гідроциліндра 40. Вібростіл 35 зміщується вгору, притискаючи суміш знизу до вологовбираючих стрічок 4 та пуансона 30 і піднімаючи їх, а також траверсу 29 з інерційними вантажами 5 на величину, яка дорівнює амплітуді коливань вібростолу (настроюється зміною параметрів регулювання ГПП). Після падіння тиску в гідросистемі ГПП до величини закриття вібростуджувача p_2 (верхня позиція), порожнина гідроциліндра 40 з'єднується зі зливом. Вібростіл 35 повертається у вихідне нижнє положення з ударом об запліччя поперечини 38 наприкінці ходу. Далі робочий цикл ГПП повторюється установлене число разів до досягнення заданого ступеня видалення вологи з суміші (задається регулюванням реле часу). Під час зворотно-поступальних рухів вібростолу з'єднаний з ним за допомогою кронштейна ролик 43 струшує стрічку 23 і сприяє більш повному зсипанню суміші, що ще залишилась на ній на конвеєр 42. Після спрацьовування реле часу гідророзподільники 15, 32 перемикаються відповідно у верхню та нижню позиції, імпульси тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра 40 припиняються, траверса 29 з пуансоном 30 відводиться від стрічок 4 у верхнє положення. Одночасно приводяться в рух конвеєри, які переміщують порції суміші згідно із описаною вище послідовністю до наступних елементів технологічного ланцюга. Волога, що видалається, стікає через бокові отвори в пластинах стрічок та висушується вентиляторами. В ГПП машини передбачені можливості для регулювання параметрів імпульсів вібронавантаження за частотою, амплітудою та енергією, яка передається. Під час віджимання суміш піддається віброударному навантаженню знизу зі сторони вібростолу 35, інерційному, ударному та статич-

ному навантаженню зверху з боку пуансона, що створюється траверсою 29 з вантажами 5 і гідроциліндром 1.

Проведені на ІВПМ-16 експериментальні дослідження з видалення вологи зі спиртової барди та пивної дробини підтвердили високу ефективність вібропресового обладнання з ГПП. Максимальне зневоднення відходів під час ВУП у двічі перевищує максимальне зневоднення при звичайному статичному пресуванні.

На рис. 8.2 – 8.4 представлені конструкції спеціальних прес-форм для зневоднення дисперсних мас (відходів харчових виробництв). Застосування даного оснащення дозволяє здійснювати БКВН об'єкта обробки і тим самим підвищувати ступінь його зневоднення (відношення мас об'єкта до і після видалення з нього вологи), у порівнянні зі значеннями аналогічного параметра у тих порцій, що піддавались однокомпонентному навантаженню. Крім цього, зростає максимально допустима маса порції, яка може бути ефективно зневоднена протягом одного технологічного циклу. Кожна з пропонованих прес-форм може установлюватись на вібростолах промислових зразків ІВПМ і використовуватись без якого-небудь додаткового оснащення.

На рис. 8.2 представлена схема прес-форми з клиновими виконавчими елементами 5, що забезпечують додаткове до вертикального навантаження обтискання дисперсної маси 6 по її боковій циліндричній поверхні. Елементи 5 знаходяться в корпусі прес-форми 3 і мають можливість зміщуватись в радіальному напрямку, який задається штифтами 7. Руху елементів 5 від центру протидіють пружини 8. Зверху на дисперсну масу 6 установлений пуансон 1, навантажений поперечиною (рухомою траверсою ІВПМ) з інерційною масою, до якої знизу кріпляться клинці 2 з кульками 4. Кульки перекочуються по канавках, виконаних на поверхнях елементів 5 та корпусу 3. При періодичних вертикальних зворотно-поступальних коливаннях вібростола 9, в міру осьового ущільнення маси 6 і опускання пуансона 1 з клинцями 3 вниз, виконавчі елементи 5 зміщуються до центру, стискаючи дисперсну масу 6. На етапах повернення вібростола 6 у нижнє положення обтискання об'єкта обробки забезпечується пружинами 8. При цьому віджата волога витікає через численні отвори діаметром 3... 5 мм, виконані в елементах 5 та в корпусі прес-форми 3 (на схемі не показані). Для усунення видавлювання дисперсної маси через щілини між боковими торцями елементів 5, вони можуть закриватись гумовими або брезентовими екранами 10, закріпленими на виконавчих елементах.

На рис. 8.3 зображена прес-форма з поворотними сегментними виконавчими елементами 5, що приводяться в рух від додаткового гідроциліндра 7. Останній може мати окремий ГПП або приводитись

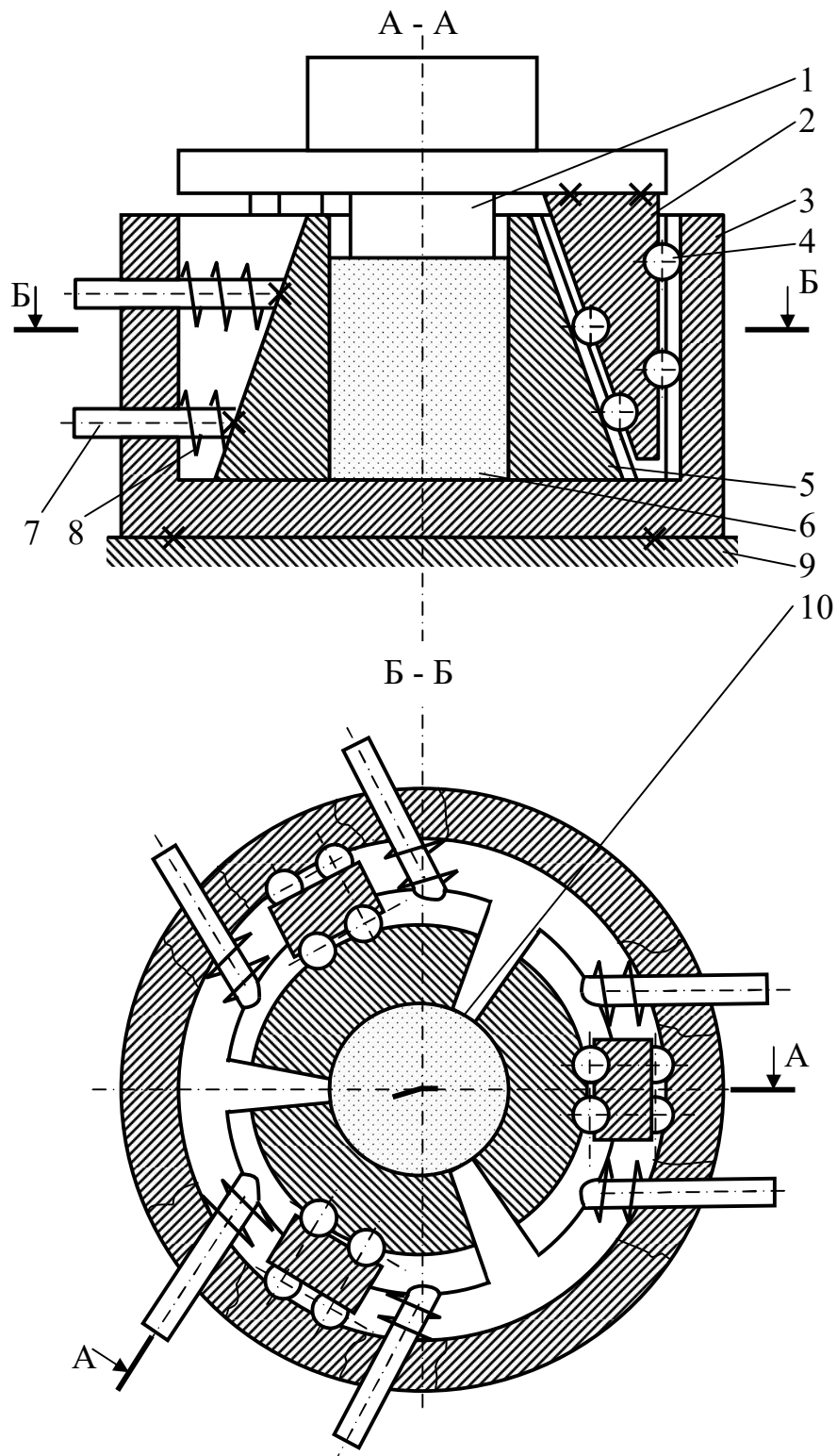


Рис. 8.2. Прес-форма з клиновими виконавчими елементами для всебічного віброударного інерційного навантаження дисперсних мас

від загального з гідроциліндром вертикальних переміщень вібростола 13 привода з двокаскадним п'ятиходовим вібробудувачем [121]. Періодичні імпульси тиску робочої рідини підводяться до поршневої порожнини гідроциліндра 7, а в його штоковій порожнині встановлена пружина 9, що повертає поршень у вихідне положення на етапах падіння тиску в гідросистемі. Корпус додаткового гідроциліндра закріплений на станині 12 ІВПМ. Від штока 11 поступальні переміщення передаються пальцю 10, внаслідок чого повертається вилка 1, а з нею і втулка 6 із виконавчими елементами 5. В результаті дисперсна маса 4 окрім основного вертикального навантаження піддається ще і боковому обтисканню по всій висоті, що сприяє кращому видаленню з неї вологи. З метою зменшення сили тертя при поворотах втулки 6 остання встановлена на упорно-радіальний підшипник 3, запресований в корпус прес-форми 2.

Аналогічне комплексне навантаження дисперсної маси реалізується в прес-формі, схема якої наведена на рис. 8.4. В корпусі 6 прес-форми розташовуються виконавчі елементи 7, що приводяться у зворотньо-поступальний рух в радіальному напрямку за допомогою додаткових гідроциліндрів 1, 10 ГПП, робочий цикл яких, так само, як і основного гідроциліндра привода вібростола 5 задає восьмиходовий вібробудувач (див. рис. 4.13). Гідроциліндри 1, 10 закріплені на кронштейнах 2, встановлених на вібростолі 5. Штифти 4 забезпечують додаткове направлення виконавчих елементів 7 під час їх радіальних переміщень. На етапі зміщення вібростола 5 вверх дисперсна маса 6 піддається вертикальному інерційному навантаженню з боку пунсона 9 з інерційним вантажем. Одночасно в поршневих порожнинах додаткових гідроциліндрів відбувається падіння тиску і під дією стиснених пружин 3, встановлених в їх штокових порожнинах, поршні гідроциліндрів, а з ними і виконавчі елементи 7 зміщуються від центру, забезпечуючи умови для перерозподілу дисперсної маси у вертикальному напрямку. На етапі повернення вібростола 5 у вихідне нижнє положення тиск у поршневих порожнинах гідроциліндрів 1, 10 збільшується. Виконавчі елементи 7 обтискають дисперсну масу 6 по її циліндричній поверхні, тоді як відносно вертикальної осі вона розвантажена.

На рис. 8.5 представлена конструкція прес-форми з пристроями для напівавтоматичного завантаження-розвантаження дисперсної маси 7, що забезпечує підвищення загальної продуктивності процесу зневоднення. В даному випадку застосовується однокомпонентне навантаження об'єкта обробки відносно вертикальної осі, яке може бути реалізоване на промисловому зразку ІВПМ. Власне прес-форма 6 закріплена на вібростолі 4, що під час вібропресової обробки здійснює

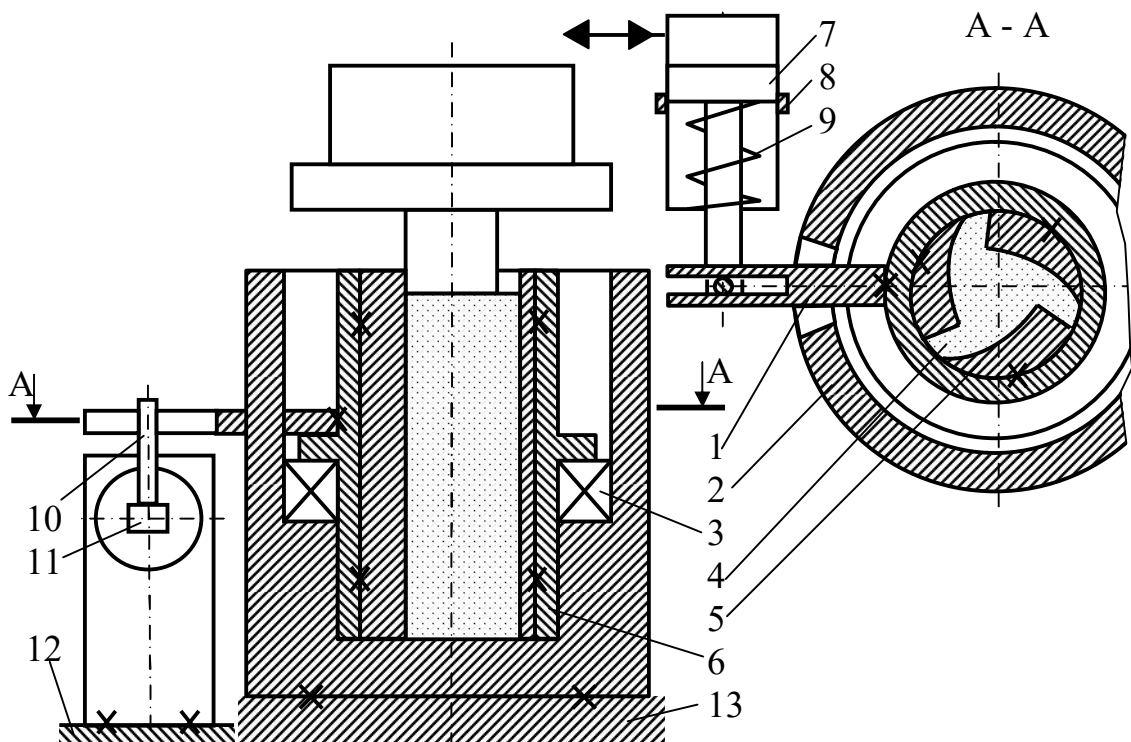


Рис. 8.3. Прес-форма з поворотними виконавчими елементами для всебічного інерційного навантаження дисперсних мас

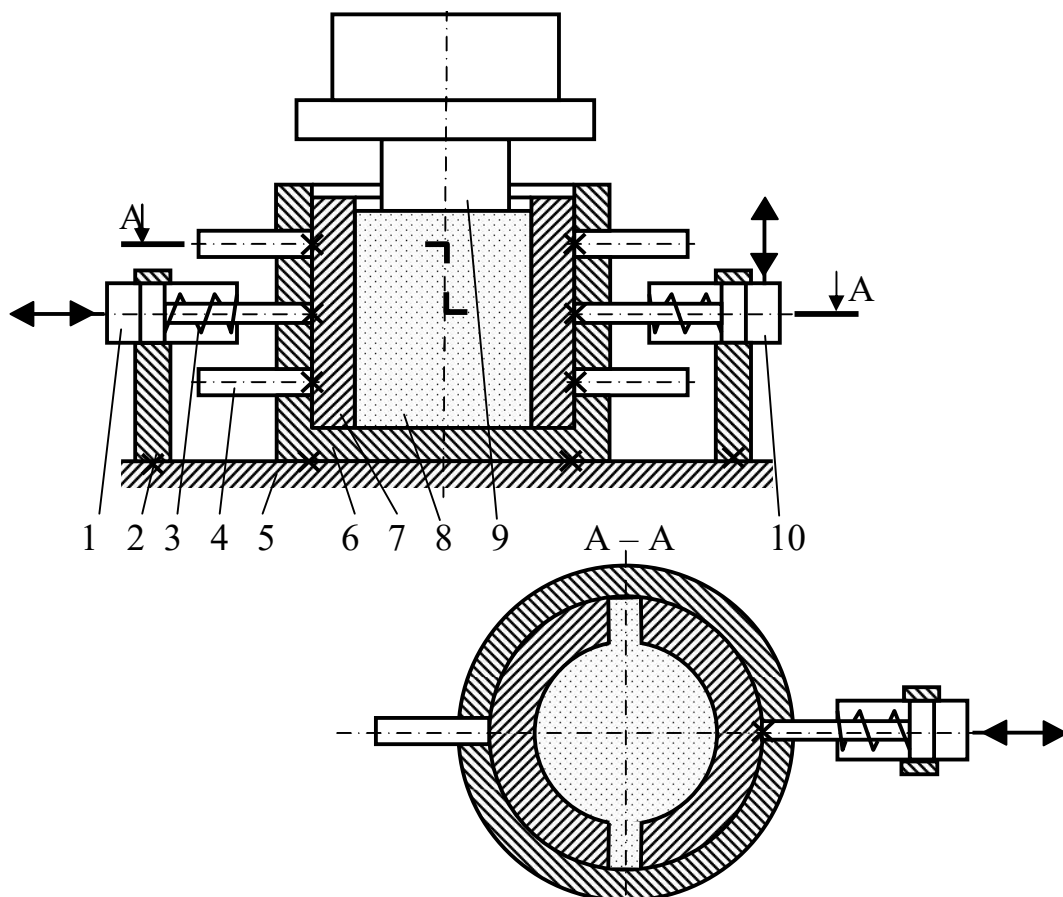


Рис. 8.4. Прес-форма з виконавчими елементами для бокового додаткового навантаження дисперсних мас

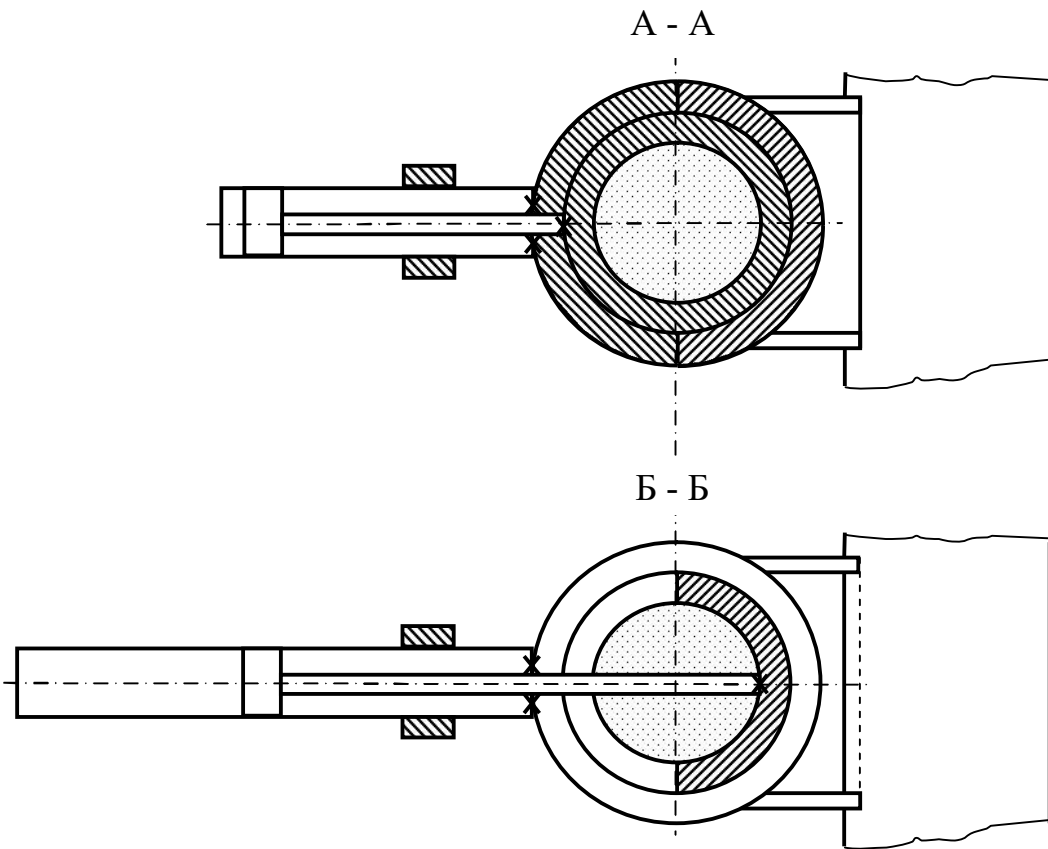
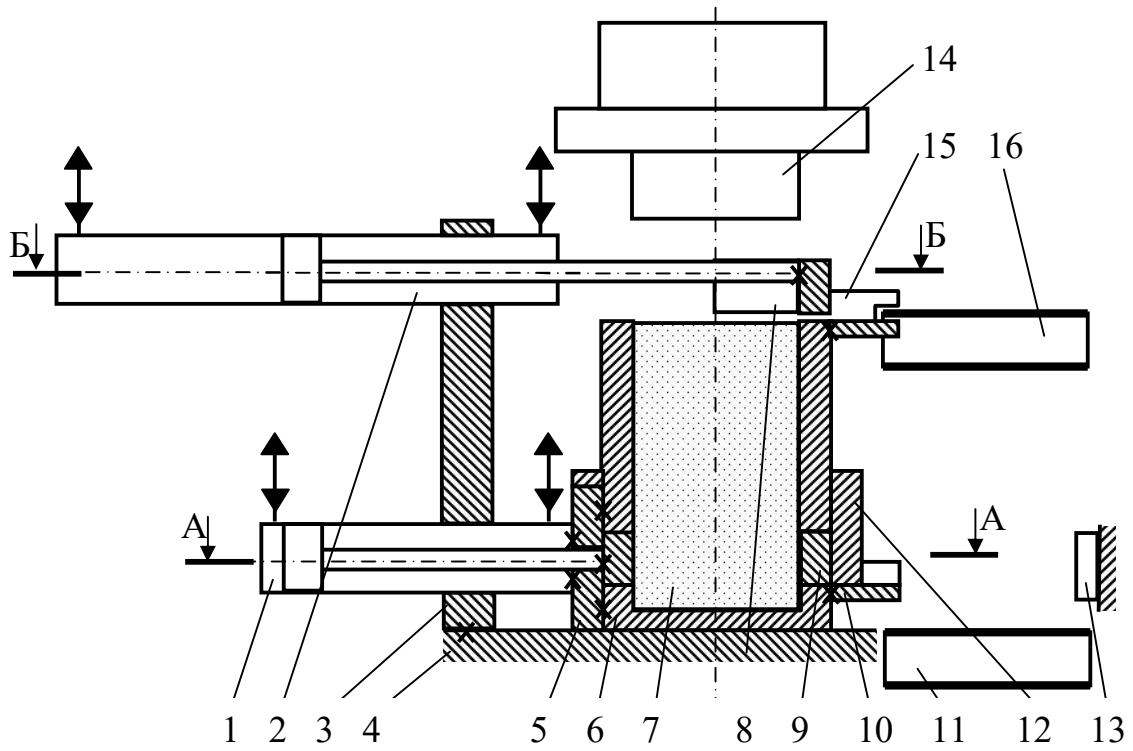


Рис. 8.5. Прес-форма для інерційного навантаження та напівавтоматичного завантаження-розвантаження дисперсних мас

вертикальні зворотно-поступальні переміщення, в результаті яких дисперсна маса 7 піддається осьовому інерційному навантаженню з боку пуансона 14. Перед першим технологічним циклом зневоднення прес-форма доверху заповнюється дисперсною масою. Здійснити це можна вручну або з використанням верхнього допоміжного гідроциліндра 2, що закріплений разом із нижнім допоміжним гідроциліндром 1 на вібростолі 4 і приводиться від індивідуального гідропривода (на схемі не показаний). Для здійснення напівавтоматичного завантаження пуансон 14 за допомогою привода установочних переміщень ІВПМ відводиться у крайнє верхнє положення, вмикається подача робочої рідини в поршневу порожнину гідроциліндра 2 (штокова з'єднана зі зливом), поршень зміщується у крайнє праве за схемою положення, після чого подача робочої рідини вимикається. Далі слід увімкнути верхній стрічковий конвеєр 16, на якому знаходиться волога суміш, що підлягає зневодненню (конвеєри 16, 11 змонтовані на загальній рамі поруч зі станиною ІВПМ і приводяться від індивідуальних електродвигунів). Після того, як напроти прес-форми опиниться чергова порція вологої суміші необхідно вимкнути привод конвеєра 16. Знов вмикається привод гідроциліндра 2, при цьому робоча рідина подається в його штокову порожнину, тоді як поршнева сполучена зі зливом. Поршень зміщується в середню позицію, в результаті чого завантажувальний виконавчий елемент 8 захоплює зі стрічки конвеєра 16 порцію суміші, перетягує її через козирок 15 з боковими буртиками і скидає в прес-форму 6. Далі весь цикл завантаження порції дисперсної маси повторюється стільки разів, скільки потрібно для заповнення прес-форми. По завершенні етапу завантаження поршень гідроциліндра 2 відводиться у крайнє ліве положення до упору виконавчого елемента 8 в його корпус. Допоміжний гідропривод відключається. Пуансон 14 опускається і установлюється на дисперсну масу. Вмикається ГПП вібростола 4. Етап ВУП дисперсної маси триває до досягнення заданого ступеня її зневоднення, після чого ГПП відключається. Пуансон 14 відводиться у крайнє верхнє положення. Втулку 12 необхідно також підняти вверх до упору в козирок 15 і повернувши на 180°, установити нижнім виступом на верхній торець півкільця 6, що з'єднує нижню та верхню частини прес-форми 6. Останнє потрібне для звільнення завантажувального виконавчого елемента 9 в горизонтальній площині. Вмикається гідропривод нижнього допоміжного гідроциліндра 1, подача робочої рідини направляється в його поршневу порожнину (штокова з'єднана зі зливом). Поршень, а з ним і виконавчий елемент 9 з порцією віджатої суміші зміщуються праворуч над козирком 10 і конвеєром 11 до удару елемента 9 в обмежувач 13. При цьому захоплена розвантажувальним елементом дисперсна маса стру-

шується на стрічку конвеєра 11, який транспортує і скидає її у контейнер-збірник. Вмикається подача робочої рідини у штокову порожнину гідроциліндра 1, а його поршнева порожнина сполучається зі зливом. Поршень відводиться у крайнє ліве вихідне положення до упору елемента 9 в півкільце 6. Нижній допоміжний гідропривід відключається, втулка 12 повертається на 180° і опускається вниз для фіксації розвантажувального виконавчого елемента в горизонтальній площині. Знов вмикається привод гідроциліндра 2 і згідно з описаною вище послідовністю в прес-форму 6 завантажується наступна порція вологої суміші. Далі всі допоміжні та основні операції технологічного циклу зневоднення повторюються. При застосуванні пристроїв електро- та гідравтоматики описаний цикл може бути повністю автоматизованим.

Пропоноване авторами технологічне оснащення дозволяє ефективно використовувати наявне на виробництві промислове вібропресове обладнання з ГП для реалізації процесів БКВН дисперсних мас, що підвищує його універсальність та дає можливість здійснювати ряд перспективних безвідходних технологій.

9. Інші напрямки використання обладнання з ГП

Як вже вказувалось [171] вібраційні та віброударні технології застосовуються в самих різних галузях економіки, в тому числі і в сільському господарстві при збиранні плодів фруктових дерев, на залізничному транспорті під час розвантаження вагонів та на виробництві при необхідності переміщення заготовок та виробів між одиницями технологічного обладнання. У попередніх розділах була також доведена висока ефективність обладнання з ГП при реалізації широкого кола вібраційних та віброударних технологічних процесів. В даному останньому розділі монографії розглядаються ще кілька схем використання ГП за вказаними напрямками.

Механізація збирання плодів в садовому господарстві

Серед засобів механізованого збирання плодів значне місце займають машини з вібраційними пристроями, що забезпечують струшування гілок дерев [83]. Найбільш перспективним приводом для даних вібраційних пристроїв слід вважати ГП, оскільки при його використанні гідросистема базової транспортуючої машини потребує мінімальних доробок, крім того, він є найбільш простим технічним засобом для здійснення зворотно-поступальних рухів виконавчого елемента при мінімальних масі та вартості передавальних механізмів. Особливо помітно переваги ГП проявляються в тих випадках, коли необхідно забезпечувати також і ефективне регулювання параметрів знакозмінного зворотно-поступального руху виконавчого елемента при його значних переміщеннях та при великих частотах і зусиллях, діючих на об'єкт обробки.

В роботі [161] пропонується вібратор з ГП, призначений для використання в якості автономного вузла привода робочих органів плодозбиральних струшувальних машин. Принцип дії даного вібратора (рис. 9.1) полягає у створенні в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра пульсуючого тиску. Відмінною рисою його конструкції є те, що в одному корпусі 1 за співосною схемою установлені гідроциліндр 2 з пружиною повернення 7 у штоковій порожнині та керуючий віброзбуджувач в складі кульки 3 (запінного елемента), прямої опори 4, регульованих дроселя 6 та пружини 5. Така конструкція вібратора забезпечує його високу експлуатаційну надійність, малі габаритні розміри та масу, а також відсутність необхідності установлення в гідросистемі запобіжного клапана. Крім цього, здійснення з'єднань елементів вібратора „впритул” дозволяє відмовитись від додаткової приєднувальної апаратури та арматури, а простота його конструктивного виконання обумовлює можливість виготовлення подіб-

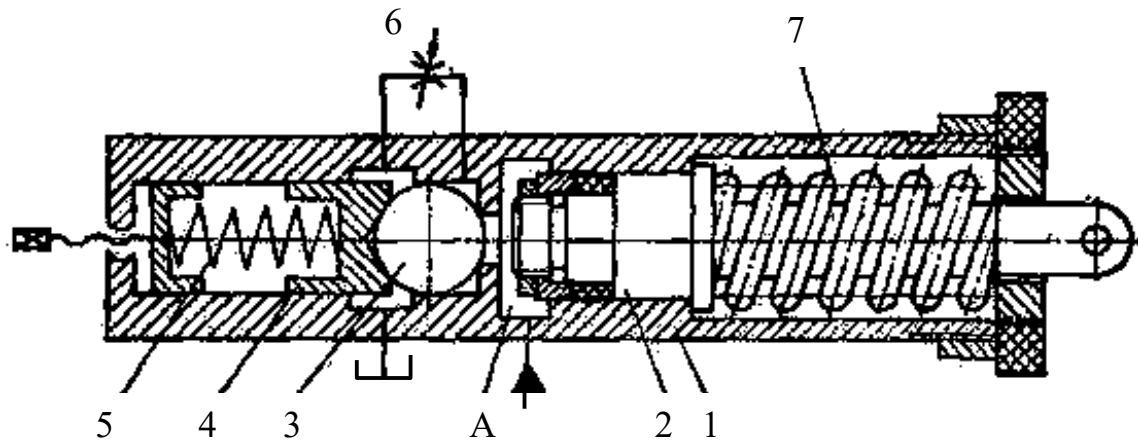


Рис. 9.1. Конструктивна схема вібратора ГП плодозбиральних струшувальних машин

них пристроїв на неспеціалізованих підприємствах.

Працює вібратор у такий спосіб. Робоча рідина під тиском надходить у порожнину А гідроциліндра і впливає на поршень 2, що переміщується праворуч за схемою та стискає пружину 7. При цьому тиск робочої рідини у порожнині А підвищується до величини p_1 , при якій сила, створювана ним на кульці 3, стає більшою за силу попереднього стиску пружини 5, що утримує кульку в контакті з сидлом корпусу 1. В результаті вказаного перевищення кулька 3 відривається від сидла. Внаслідок цього, сила, що створюється на ній тиском робочої рідини, різко зростає в тій же самій пропорції, в якій знаходяться між собою площа поперечного перерізу отвору з сидлом та площа перерізу кульки. Остання виштовхується з розточки корпусу аналогічного діаметра, завдяки чому порожнина А з'єднується зі зливом. Тиск у ній падає і пружина 7 повертає поршень 2 у вихідне положення з виштовхуванням робочої рідини з порожнини А та забезпеченням на зливі перепаду тиску, необхідного для утримання протягом певного часу кульки 3 у відкритому положенні. Наприкінці зворотного ходу поршня 2 перепад тиску на зливі зменшується і пружина 5, діючи через напрямну опору 4, повертає кульку 3 у вихідне положення. З моменту перекриття кулькою розточки корпусу і до моменту посадки кульки 3 на сидло, тобто перекриття отвору з порожнини А, робоча рідина витискається на злив через дросель 6, відповідним настроюванням якого забезпечується оптимальний режим спрацьовування вібробудувача. При посадці кульки 3 на сидло порожнина А цілком відокремлюється від лінії зливу, після чого цикл повторюється. Для нормальної роботи даного вібробудувача потрібен гідроаккумулятор. У розглянутій конструкції функції гідроаккумулятора виконує порожнина А, об'єм якої змінюється при зміщенні поршня 2. У порожнині А енергія на-

копичується за рахунок стискання робочої рідини при збільшенні тиску від мінімального до максимального значення. Живлення вібратора здійснюється від гідроприводу базової машини, на якій монтується плодозбиральний агрегат. Гідравлічний вібратор такого типу легко вбудовується в універсальне та спеціальне обладнання, призначене для реалізації вібраційних та віброударних технологічних процесів різного призначення.

На базі описаного вібратора авторами монографії був створений струшувач плодів, що працює при безперервному русі плодозбиральної машини уздовж ряду фруктових дерев. За способом передачі вібрації дереву струшувач відноситься до пристроїв інерційного типу, при цьому інерційним вантажем служить корпус вібратора та деталі, що забезпечують його вільний рух відносно стріли разом з механізмом захоплення. Перевагою вібратора такого типу є практично повне усунення передачі коливань на стрілу і базовий агрегат.

Основним вузлом струшувача (рис. 9.2) є стріла 4, установлена на осі, закріпленій на базовому агрегаті. За допомогою гідроциліндра 6 здійснюється поворот стріли в горизонтальній площині. В стрілу вмонтований блок, що складається з вібратора 5 та механізму захоплення 1 із приводним гідроциліндром 3. Вказаний блок може вільно переміщуватися відносно стріли уздовж її осі. Потрібне положення механізму захоплення 1 в просторі забезпечується за допомогою напрямної 2, розташованої паралельно повздовжньої осі базового агрегату. Крім цього, в повздовжній розточці стріли установлений золотник 7, що перемикається кулачком 8 і служить для забезпечення автоматизації робочого циклу струшувача. Кулачок 8 впливає на штовхач золотника 7 при русі стріли ліворуч-праворуч, що відповідає робочому ходу, тоді як при холостому зворотному ході стріли праворуч-ліворуч, завдяки дії шарнірного пристрою і наявності скосу на робочому профілі, кулачок 8 піднімається над штовхачем золотника 7 і крім його перемикання забезпечує повернення стріли у вихідне крайнє ліве положення. Механізм захоплення 1 за допомогою чотирьох пар обрешених роликів здійснює фіксацію струшувача на стовбурі плодового дерева. Дві пари роликів закріплені на штоку гідроциліндра 3 і зв'язані з напрямною 2, дві інші пари змонтовані на скобі, що за допомогою вертикальної осі з'єднується з корпусом гідроциліндра 3 з можливістю обертання відносно неї. Задане положення скоби з роликами забезпечується завдяки виконаному на ній профільованому пазу, в якому переміщується палець, жорстко зв'язаний зі штоком гідроциліндра.

Працює струшувач у такий спосіб. За відсутності тиску в гідросистемі стріла знаходиться в крайньому лівому (за схемою) положенні, а поршень зі штоком гідроциліндра 3 відтиснутий пружиною у

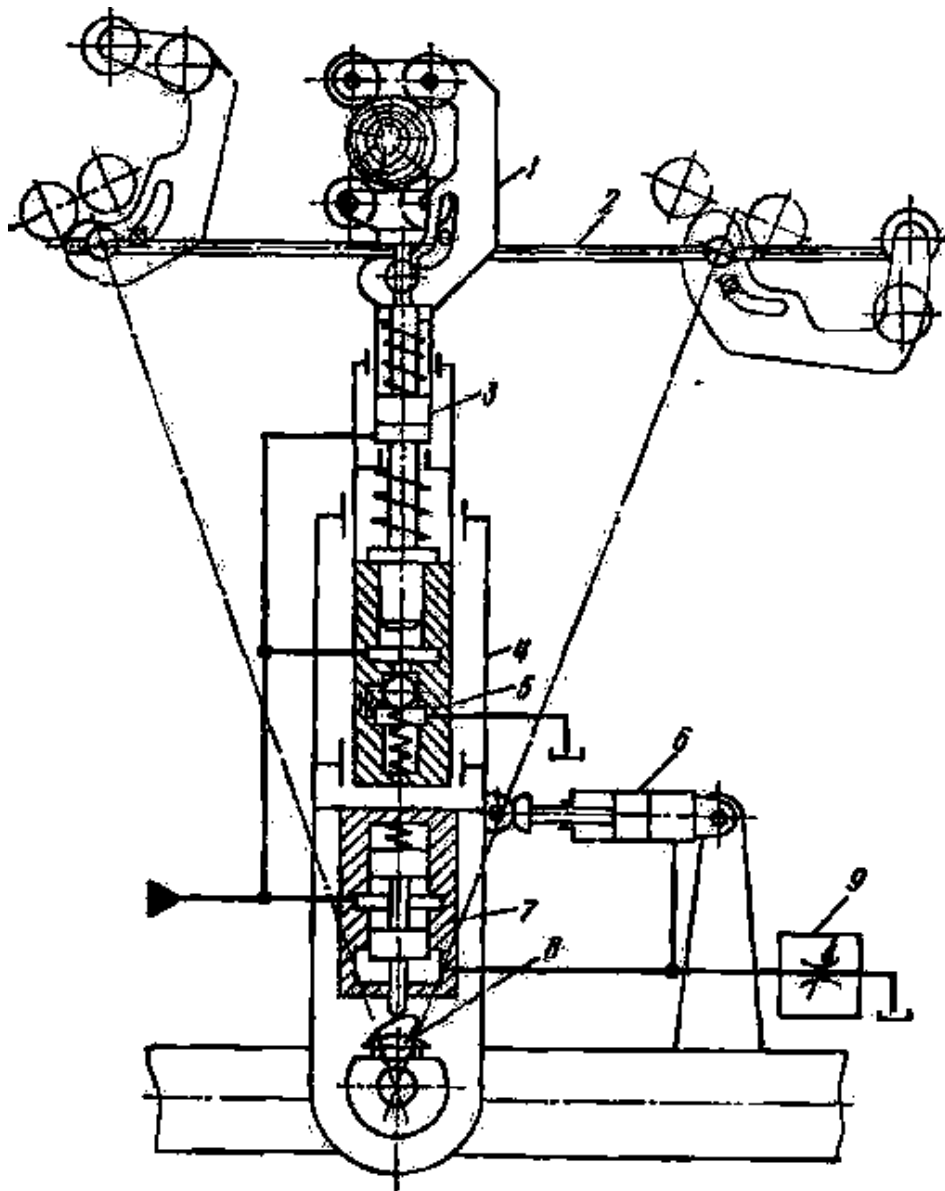


Рис. 9.2. Конструктивна схема струшувача з ГП

крайне нижнє положення. Скоба з роликми відкинута убік, захват розкритий (на схемі дане положення показане тонкими лініями). Штовхач золотника 7 знаходиться на ділянці профілю кулачка мінімального радіусу, що відповідає відкритому положенню золотника. Таким чином, подача робочої рідини в напірну магістраль не впливає на вібратор, оскільки золотник 7 відкритий і через дросель 9 робоча рідина перетікає в бак, тоді як незначний перепад тиску на дроселі приводить до появи сили на штоку гідроциліндра 6, що утримує стрілу в крайньому лівому положенні. Рух базового агрегату направляєтьс я уздовж ряду плодoвих дерев таким чином, щоб стовбур дерева потрапив у розкритий механізм захвату. Оскільки базовий агрегат рухається безупинно, то при потраплянні стовбура в механізм захвату,

один кінець стріли фіксується, а протилежний кінець продовжує зміщуватись разом із базовим агрегатом. В результаті цього стріла почне повертатись навколо осі з кулачком 8. Разом з тим штовхач золотника 7, торець якого сковзає по кулачку 8 в зоні підйому його профілю, буде відтискати золотник доверху. В результаті повороту стріли на деякий кут золотник 7, переключений у верхню позицію, від'єднає напірну гідролінію від зливної і тиск робочої рідини в гідросистемі струшувача почне підвищуватись, обумовлюючи переміщення поршня зі штоком гідроциліндра 3 вверх. При цьому стискається пружина повернення і зміщуються закріплені на штоку ролики, тоді як жорстко зв'язаний зі штоком палець, переміщуючись по профільованому пазу скоби, забезпечить її поворот навколо осі і закриття захвату.

При подальшому русі поршня зі штоком стовбур плодового дерева буде затиснутий між роликами на штоку і роликами на скобі, внаслідок чого утвориться жорсткий зв'язок між штоком вібратора 3 і стовбуром дерева. Тиск робочої рідини буде збільшуватись, поки не досягне тиску спрацьовування віброзбуджувача вібратора. З цього моменту почнеться робота вібратора, а отже, і струшування плодів з дерева, затиснутого в механізмі захоплення. Величина тиску закриття віброзбуджувача підбирається такою, щоб сила на штоку гідроциліндра 3 залишалася достатньою для збереження необхідної жорсткості зв'язку стовбура дерева та механізму захоплення.

Дерево піддається вібраційному впливу доти, поки стріла, з'єднана зі стовбуром під час руху базового агрегату, не досягне положення, в якому штовхач золотника 7 знов сковзне на ділянку профілю кулачка 8, що має мінімальний радіус. В даний момент часу золотник 7 з'єднає нагнітальну гідролінію зі зливом, тиск у гідросистемі знизиться, вібратор припинить роботу, а пружина повернення перемістить вниз поршень зі штоком гідроциліндра 3. При цьому опустяться і ролики, з'єднані зі штоком, а зміщення пальця по профільованому пазу скоби приведе до розкриття захвату (на рис. 9.2 – праворуч). Стовбур дерева виявиться вільним і вийде за межі механізму захвату. Злив робочої рідини в бак через дросель 9 обумовлює виникнення на ньому перепаду тисків, величина якого є достатньою для створення на штоку гідроциліндра 6 зусилля, необхідного для повороту стріли у вихідне (крайнє ліве за схемою) положення. Під час вказаного руху, кулачок 8, що має шарнірний пристрій і скіс на робочому профілі, підніметься над штовхачем золотника 7 і забезпечить його відкриття протягом всього часу зворотного ходу стріли. Після досягнення стрілою вихідного положення штовхач золотника 7 вийде з-під робочого профілю кулачка 8 і шарнірний пристрій опустить кулачок у робоче положення. Таким чином, всі системи струшувача займуть первісне

положення. Далі в результаті руху базового агрегату механізм захвату наїде на наступне плодове дерево в ряду, внаслідок чого весь цикл повториться.

Механізація завантажувально-розвантажувальних робіт на залізничному транспорті

У зв'язку з необхідністю збільшення ефективності залізничних перевезень, в тому числі і при транспортуванні насипних вантажів, однією з актуальних задач даної галузі стає підвищення рівня механізації й автоматизації завантажувально-розвантажувальних робіт. Для механізації процесів розвантаження в останні роки створені потужні і високопродуктивні машини найрізноманітніших оригінальних конструкцій (вагоноперекидачі, віброплощадки, елеватори тощо). Застосування їх дає можливість прискорити процес розвантаження, знизити витрати і скоротити простої вагонів. Однак експлуатація таких машин економічно вигідна лише на пунктах розвантаження з оборотом понад 30 вагонів за добу. У зв'язку з цим, залишається невирішеною проблема створення простого і дешевого обладнання, що забезпечує ефективне розвантаження відносно невеликих партій сипучих вантажів, а також очищення рухомого состава від їх залишків, які незалежно від роду та стану вантажу затримуються на підлозі, у штампованих ребрах-кишенях суцільнометалевих стінок кузова і в найбільших кількостях – на кришках люків, оскільки кут нахилу останніх дорівнює в середньому 30° , тоді як кут природного нахилу вантажів досягає 45° і більше. Внаслідок невідповідності зазначених кутів навіть і сухий матеріал не може висипатися цілком через отвір люка, не кажучи вже про зволожені або в'язкі сипучі вантажі.

Кількість залишків сипучих вантажів залежить від багатьох факторів (виду вантажу, його вологості, розмірів частинок, температури повітря, дальності перевезення, способу розвантаження) і може скласти від 2 до 30% від всієї маси партії [214, 258].

Аналіз існуючих конструкцій вібраторів і результати їх випробувань показали, що найефективнішим способом розвантаження піввагонів від сипучих вантажів є спосіб оснований на прикладенні вздовж повздовжньої осі вагона вібраційних впливів. Авторами монографії на основі схеми, показаної на рис. 9.1, розроблений оригінальний вібратор, призначений для одночасного очищення або розвантаження двох зчеплених між собою піввагонів (рис. 9.3). До складу вібратора входить гідроциліндр 7 плунжерного типу односторонньої дії; віброзбуджувач 8, керуючий потоком робочої рідини; пружини повернення 6 та механізми кріплення 3 вібратора до піввагонів 1, що змонтовані на рамі 4. Рама 4 складається з двох частин, що можуть

вільно рухатися по двох циліндричних напрямних 5 одна відносно одної. Перед роботою вібратор устанавлюється між вагонами. При цьому його механізми кріплення повинні увійти та закріпитись в ударних розетках 2 піввагонів, що забезпечує жорсткий двосторонній зв'язок між вібратором і піввагонами. Після вмикання вібратора виникає повздовжньо спрямована сила, що через лобові бруси передається кузовам піввагонів 1.

Принцип дії вагонного гідравлічного вібратора такий. Робоча рідина по напірній гідролінії, у відгалуженні якої приєднаний віброзбуджувач 8, надходить у гідроциліндр 7 вібратора. При закритому віброзбуджувачі тиск у гідросистемі почне зростати, плунжер і корпус гідроциліндра, а з ними і частини рами 4 та піввагони 1 рухатимуться у протилежні сторони, при цьому пружини 6 будуть стискатись. Далі віброзбуджувач в момент досягнення в гідросистемі заданого тиску, що визначається розрахунковим робочим зусиллям на плунжері гідроциліндра, з'єднає напірну гідролінію зі зливом. Тиск у гідросистемі буде падати, плунжер і корпус гідроциліндра 7 під дією стиснутих пружин 6 повернуться у вихідні положення з ударом зчіпок піввагонів одна об одну наприкінці ходу. Останнє створює умови для більш повного зсипання з вагонів залишків вантажів.

Віробункери та вібрототки для автоматизації завантаження штучних заготовок

Вібраційні транспортно-завантажувальні пристрої типу віробункерів та вібрототків застосовуються в найрізноманітніших галузях промисловості для передавання між верстатами штучних заготовок та деталей, а також в якості орієнтуючих механізмів, накопичувачів, підйомників тощо [311].

Для забезпечення функціонування даних пристроїв, поряд з приводами загальновідомих типів, можна рекомендувати і ГПП. Використання даного приводу в складі віробункерів та вібрототків дає можливість відносно просто розв'язати задачу регулювання їх основних робочих параметрів (в першу чергу частоти й амплітуди), а також досить легко забезпечити додаткові умови та вимоги транспортування, обумовлені особливостями кожного технологічного процесу та конфігурацією транспортованих об'єктів.

На рис. 9.4 показана принципова гідрокінематична схема віробункера для транспортування дрібних заготовок або деталей у формі тіл обертання (ковпачків, втулок, роликів, шайб і т.д). На внутрішній циліндричній поверхні чаші бункера 1 виконана спіральна канавка. За допомогою трьох похилих циліндричних стержнів 2 чаша пружно устанавлена на основі 4 з можливістю здійснення невеликих поворотів

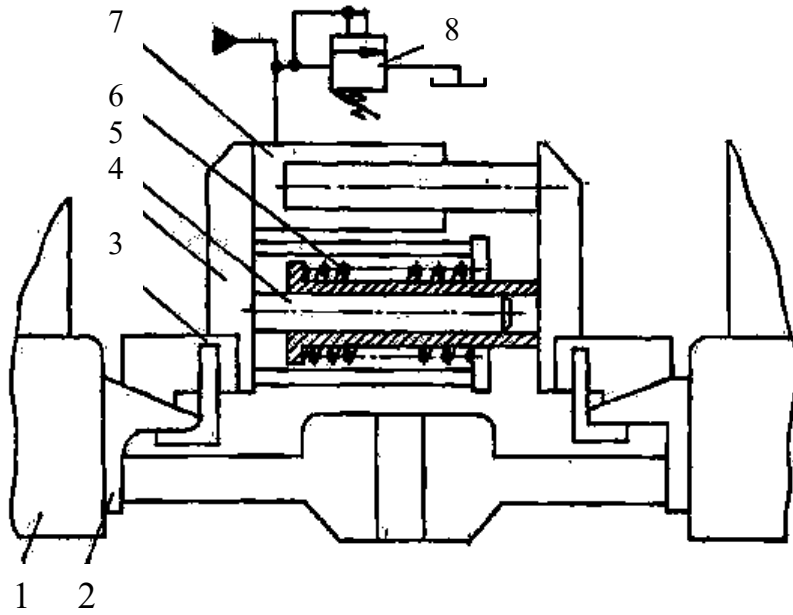


Рис. 9.3. Схема вібратора для розвантаження піввагонів

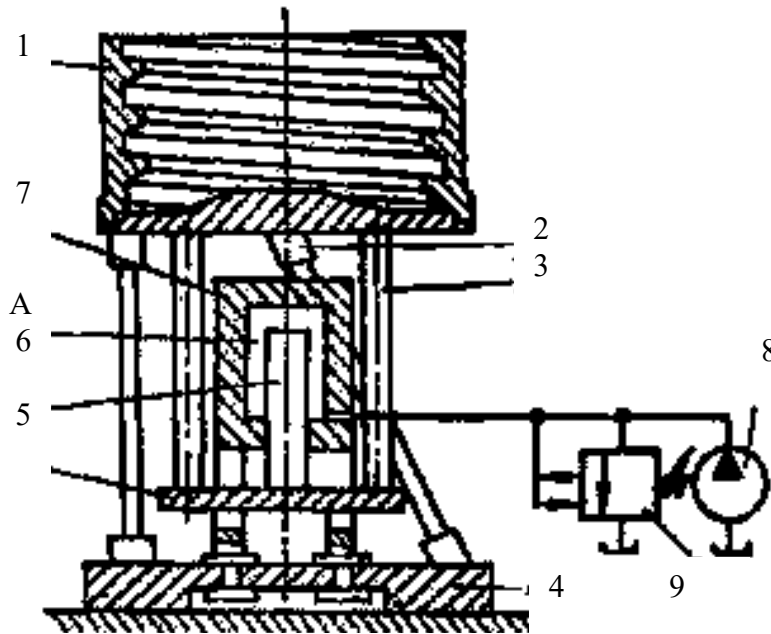


Рис. 9.4. Принципова гідрокінематична схема вібробункера з ГП

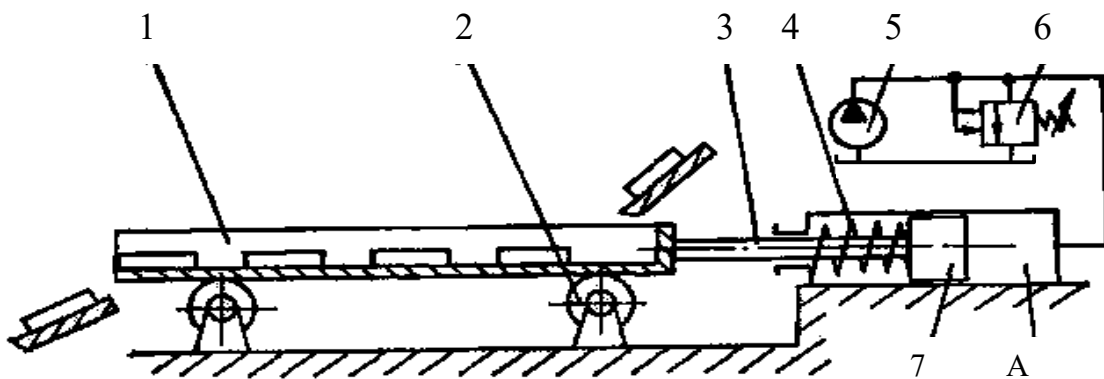


Рис. 9.5. Схема вібрототка з ГП

та зміщень відносно вертикальної осі. До нижньої торцевої поверхні чаші тягами 3 прикріплена траверса 5 з плунжером 6 виконавчого гідроциліндра 7, порожнина А якого постійно з'єднана з насосом 8. У нагнітальній гідролінії насоса установлений вібробуджувач на „виході” 9.

Перед початком роботи вібробункера подавані деталі засипаються навалом в чашу 1, після чого вмикається привод насоса вібробункера і починається його робочий цикл. На етапі подачі робочої рідини в порожнину А тиск в ній починає збільшуватись, при цьому плунжер 6, а з ним і чаша зміщуються донизу з одночасним поворотом навколо вертикальної осі, забезпечуваним стержнями 2, які при цьому деформуються. Вказаний рух продовжується до упору траверси 5 в обмежувачі основи. В даний момент тиск в гідросистемі досягає величини p_1 відкриття вібробуджувача. Порожнина А з'єднується зі зливом, тиск в ній падає, внаслідок цього чаша з деталями під дією сил пружного деформування стержнів 2 повертається у вихідне верхнє положення. В момент зменшення тиску до значення p_2 – закриття вібробуджувача, нагнітальна гідролінія від'єднується від зливу, починається наступний цикл спрацьовування вібробункера. Під час роботи вібробункера, внаслідок зворотно-гвинтових коливань чаші, насипані в ній деталі захоплюються спіральною канавкою і переміщуються по ній з деякою розрахунковою швидкістю до виходу з вібробункера. Регулюючи тиск спрацьовування вібробуджувача 9, площу прохідного перерізу його дроселя та робочу довжину стержнів 2, настроюють необхідні величини рушійних зусиль, а також частоту й амплітуду коливань вібробункера.

На рис. 9.5 показана схема вібрлотка, ГП якого в складі насоса 5, вібробуджувача 6 та гідроциліндра 7 з пружиною 4 в штоковій порожнині забезпечує горизонтальні зворотно-поступальні коливання лотка, установленного на роликах 2 основи.

Працює вібрлоток таким чином. Транспортовані призматичні або циліндричні деталі поштучно сковзають з похилого підвідного лотка на поверхню лотка 1. Вмикається електродвигун привода насоса 5. На етапі закриття вібробуджувача 6 робоча рідина від насоса надходить у порожнину А виконавчого гідроциліндра, що обумовлює підвищення в ній тиску та зміщення поршня 7 і зв'язаних з ним штока 3 та лотка 1 з транспортваними деталями ліворуч за схемою. При цьому стискається пружина 4 гідроциліндра. В момент, коли тиск у гідросистемі сягає величини p_1 відкриття вібробуджувача, відбувається з'єднання порожнини А через вібробуджувач зі зливом. Тиск в ній зменшується і лоток 1 під дією стиснутої пружини 4 повертається у крайнє праве положення. Тиск при цьому досягає значення p_2 , що

настроюється; віброзбуджувач закривається, цикл спрацьовування вібрототка повторюється. В результаті коливань лотка 1, деталі, що знаходяться на ньому проковзують ривками до виходу і скидаються на відвідний похилий лоток. Установлюючи відповідні витрати робочої рідини, що надходить в порожнину А та регулюючи тиск спрацьовування віброзбуджувача, можна в широких межах змінювати частоту й амплітуду коливань виконавчого елемента, а також значення створюваних на ньому сил, що змушують. Завдяки можливості плавного регулювання параметрів ГПП забезпечується настроювання вібрототка на оптимальні режими коливань з врахуванням фізичних та геометричних параметрів деталей, що транспортуються.

При розрахунку вібробункерів та вібрототків, аналогічних тим, що показані на рис. 9.4, 9.5, важливим є правильне визначення основних кінематичних і динамічних параметрів робочого процесу. Методи розрахунку даних параметрів відомі [311] і при необхідності можуть бути використані для підготовки вихідних даних при проектуванні ГПП. Експериментально встановлено, що в процесі вібраційного переміщення штучних заготовок або деталей істотне значення має асиметрія силового імпульсу, що прикладається до виконавчого елемента бункера або лотка, яка обумовлена різницею його швидкостей та прискорень при прямому і зворотному ходах, внаслідок чого заготовки протягом частини циклу переміщуються разом з виконавчим елементом, а в другій частині циклу проковзують відносно нього. У зв'язку із вищевикладеним, метою проектування приводів вібротранспортуючих пристроїв, є забезпечення безвідривного руху транспортіваних об'єктів на етапі прямого (робочого) ходу виконавчого елемента та їх прослизання на етапі зворотного (холостого) ходу. Застосування ГПП дозволяє не тільки дотримати вказану вимогу, а й створювати пристрої з мінімальною металоємністю та з максимальною енергоємністю при великих амплітудах і частотах коливань виконавчого елемента.

ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамов Е.Н., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. – К.: Техніка, 1977. - 320 с.
2. Адлер Ю.П., Мартова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М: Наука, 1976.- 279 с.
3. Архангельский М.М. Курс физики. Механика.- М.: Просвещение, 1965. – 448 с.
4. А.с. 149998 СССР, Класс 49 g, 10₀₁. Одноцилиндровый инерционный гидравлический пресс /И.В. Кононов, И.Б. Матвеев, Р.Г. Давыдова (СССР). - №751160/25-8; Заявлено 09.11.61; Оpubл. 01.09.62. Бюл.17. – 3 с.: ил.
5. А.с. 156833 СССР, Класс 49g, 10₀₁. Гидравлический инерционный вибропресс двухстороннего действия /В.М. Ям (СССР).- №7552272/25-8; Заявлено 11.12.61; Оpubл. 11.08.63. Бюл. 16. – 2 с.: ил.
6. А.с. 183070 СССР, Класс 58a, I (МПК ВЗОв). Гидравлический инерционный вибропресс/ И.Б. Матвеев, М.Н. Матвеева (СССР).- №909691/25-27; Заявлено 03.07.64; Оpubл. 09.06.66; Бюл. №12. - 3с.: ил.
7. А.с. 194547 СССР, Класс 58a, 8 (МПК ВЗОв). Гидравлическая система автоматического регулирования прессом с пульсирующим усилием/ И.В. Кононов, В.Н. Платонов, И.Е. Масленников и др. (СССР).- №1039895/25-27; Заявлено 22.11.65; Оpubл. 01.03.67. Бюл. №8. - 4с.: ил.
8. А.с. 202733 СССР, Класс 58a, 1 (МПК ВЗОв). Гидравлический пресс с пульсирующей нагрузкой/ И.В. Кононов, И.Е. Масленников, В.Н. Платонов (СССР).- № 1045646/25-27; Заявлено 29.12.65; Оpubл. 01.10.67, Бюл. №19. – 3 с.: ил.
9. А.с. 204294 СССР, МПКВ21 d: ВЗОв. Гидравлический пресс двойного действия/ Б.П. Васильев, Р.Г. Давыдова, В.Н. Платонов. И.Е. Масленников (СССР).- №1035129/25-27; Заявлено 29.10.65, Оpubл. 67, Бюл.22. - 4с.: ил.
10. А.с. 264956 СССР, МПКВ28с. Способ виброуплотнения полусухих масс/ В.М. Ям, В.Г. Олейник, А.П. Ларин и др. (СССР)- №1113592/29-33; Заявлено 18.11.66; Оpubл. 70. Бюл. №9. – 2 с.
11. А.с. 314589 СССР, В21- 9/06. Гидравлический вибропресс/ И.Б. Матвеев, А.В. Щегоцкий (СССР) - №1375544/25-27; Заявлено 17.10.69; Оpubл. 21.09.71, Бюл. №28. – 3 с.: ил.
12. А.с. 337259 СССР, В28в 1/08. Способ изготовления пористых керамических изделий/ И.П. Горлов, Б.Х. Седунов, В.Н. Соков (СССР). - №14850000/29-33; Заявлено 03.11.70; Оpubл. 04.06.72. Бюл. №15.

– 2с.

13. А.с. 429877 СССР, М.Кл. В21j 9/06. Гидравлический инерционный вибропресс /И.В. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий, В.А. Пишенин (СССР). - №1793622/25-27; Заявлено 31.05.72; Оpubл. 30.05.74, Бюл. №20. – 2 с.: ил.
14. А.с. 437871 СССР, М.Кл. F16k 17/10. Двойной клапан-пульсатор/ И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий (СССР). - №1840328/25-8; Заявлено 26.10.72; Оpubл. 30.07.74. Бюл. №28. – 2 с.:ил.
15. А.с. 440523 СССР, М.Кл. F16k 17/04. Клапан на высокое давление/ И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх (СССР). - №1847231/25-8; Заявлено 20.11.72; Оpubл. 25.08.74. Бюл. №31. – 3с.: ил.
16. А.с. 443219 СССР, М.Кл. F16k 17/10. Клапан-пульсатор/ И.Б.Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий (СССР). - №1811584/25-8; Заявлено 18.07.72; Оpubл. 15.09.74, Бюл. 34. – 2 с.: ил.
17. А.с. 469021 СССР, М.Кл. F16k 1/34. Клапан-пульсатор/ И.Б.Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий (СССР). - №1790784/25-8; Заявлено 31.05.72; Оpubл. 30.04.75, Бюл. №16 – 2 с.: ил.
18. А.с. 515657 СССР, М. Кл.² В3ОВ 15/02. Пресс-форма для вибрационного прессования порошка/ Ю.В. Трухан, Ю.М.Шуляков (СССР). - №2037917/29-33; Заявлено 25.06.74; Оpubл. 12.07.76. Бюл. №26. – 3 с.: ил.
19. А.с. 577076 СССР, М. Кл.² В21j 9/06. Вибропресс с импульсным гидроприводом /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2310997/25-27; Заявлено 06.01.76; Оpubл. 25.10.77, Бюл. №39. – 4 с.: ил.
20. А.с. 591275 СССР, М.Кл.3 В21 Н101. Способ раскатки профильных колец/ Г.И. Аленкин, В.В. Лапин и др. (СССР). Оpubл. 10.03.78, Бюл. №5. – 2 с.
21. А.с. 595550 СССР, М. Кл.² F15В21/12. Гидравлический вибратор .- Р.Д. Искович-Лотоцкий, Б.Н. Пентюк (СССР).- №2319462/25-28; Заявлено 30.01.76; Оpubл. 28.02.78, Бюл. №12. – 3 с.: ил.
22. А.с. 601509 СССР, М. Кл.² F16k17/10. Клапан для гидроимпульсного повода И.В. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий (СССР). - №2126930/25-08; Заявлено 21.04.75; Оpubл. 05.04.78, Бюл. №13.- 2с.:ил.
23. А.с. 626296 СССР, М. Кл.² F16k17/10. Импульсный клапан /Р.Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирнык (СССР). - №2464462/25-06; Заявлено 21.03.77; Оpubл. 30.09.78, Бюл. №36. – 3 с.: ил.
24. А.с. 647112 СССР, М. Кл.² В28В1/08. Виброплита к устройству для прессования изделий с подвижных материалов /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2425399/29-33; Заявлено 01.12.76; Оpubл.

- 15.02.79, Бюл. №6. – 2 с.: ил.
25. А.с. 658320 СССР, М. Кл.² F15B21/12. Гидроимпульсный клапан/ И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх (СССР). - №2141603/25-06; Заявлено 29.05.75; Опубл. 25.04.79, Бюл. №15. – 3 с.: ил.
26. А.с. 664735 СССР, М. Кл.². В21 j 9/06. Вибрационный пресс /Р.Д. Искович-Лотоцкий (СССР). - №2478322/25-27; Заявлено 22.04.77; Опубл. 30.05.79, Бюл. №20. – 3 с.: ил.
27. А.с. 676335 СССР, М. Кл.² В06В1/18. Вибростенд /И.Б.Матвеев. Ю.Я. Комисаренко. Р.Д. Искович-Лотоцкий (СССР). - №2537394/18-06;. Заявлено 17.10.77; Опубл. 30.07.79, Бюл. №28.- 2с.: ил.
28. А.с. 707670 СССР, М. Кл.² В21 j 9/06. Гидравлический привод инерционного вибропресса /Р.Д.Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2518007/25-27; Заявлен 17.08.77; Опубл. 05.01.80, Бюл. №1. – 3с.: ил.
29. А.с. 718640 СССР, М. Кл.² F15B21/12. Високочастотный гидравлический пульсаторный привод /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2508091/25-06; Заявлено 18.07.77; Опубл. 28.02.80, Бюл. №8. – 3 с.: ил.
30. А.с. 742660 СССР, М. Кл.² F16K17/10. Клапан-пульсатор/ Р.Д.Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2551661/25-08; Заявлено 12.12.77; Опубл. 25.06.80, Бюл. №23. – 3 с.: ил.
31. А.с. 804165 СССР, М. Кл.³ В21j 9/06. Вибропресс с гидроприводом/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР).- №2724263/25-27; Заявлено 14.02.79; Опубл. 15.02.81, Бюл. №6. – 4 с.: ил.
32. А.с. 812406 СССР, М. Кл.³ В21 j 9/06. Система управления гидравлическим инерционным вибропрессом /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР).- №2757887/25-27; Заявлено 25.04.79; Опубл. 15.03.81, Бюл. №10. - 3 с.: ил.
33. А.с. 837900 СССР, М. Кл.³ В30В11/06. Способ получения изделий из порошковых материалов /И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх и др. (СССР). - №2851762/25-27; Заявлено 14.12.79; Опубл. 15.06.81, Бюл. №22. – 3 с.: ил.
34. А.с. 842238 СССР, М. Кл.³ F15B21/12. Гидропривод вибрационного пресса /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2747570/25-06; Заявлено 04.04.79, Опубл. 30.06.81, Бюл. №24. – 4 с.: ил.
35. А.с. 846605 СССР, М. Кл.³ F15B21/12. Импульсный стенд/ Ф.К. Иванченко. Р.Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирнык (СССР). - №2801231/25-06; Заявлено 23.07.79; Опубл. 15.07.81, Бюл. №26. - 3с.: ил.
36. А.с. 863125 СССР, М. Кл.³ В21 j 9/06. Вибрационный пресс/ Р.Д.

- Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев (СССР). -№2622503/25-27; Заявлено 02.06.78; Оpubл. 15.09.81, Бюл. №34. – 4 с.: ил.
37. А.с. 879075 СССР, М. Кл.³ F15B21/12. Вибростенд/ Ю.Я.Комисаренко, Р.Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирнык (СССР). - №2887261/25-06; Заявлено 15.02.80; Оpubл. 07.11.81, Бюл. №41. -3 с.: ил.
38. А.с. 941186 СССР, М. Кл.³ B28B1/08. Вибростол/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2638377/29-33; Заявлено 26.06.78; Оpubл. 07.07.82, Бюл. №25. – 3 с.: ил.
39. А.с. 965576 СССР, М.Кл.3 B21 H101. Способ изготовления колец подшипников качения/ А.М. Пиковский, Д.Ф. Шапошников, Е.И. Половцев, В.С. Бирюков (СССР). - №3258340/25-27; Заявлено 22.03.81; Приоритет 17.08.77. Оpubл. 15.10.82, Бюл. №38. – 2 с.
40. А.с. 973216 СССР, М. Кл.³ B22C15/08. Многоколодная вибропрессовая головка/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №3289832/22-02; Заявлено 18.05.81; Оpubл. 15.11.82, Бюл. №42. - 4с.: ил.
41. А.с. 977170 СССР, М. Кл.³ B28B3/00. Пресс-форма для формования фигурных изделий/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР).- №3241451/29-33; Заявлено 02.02.81; Оpubл. 30.11.82, Бюл.№44. - 3с.: ил.
42. А.с. 996168 СССР, М. Кл.³ B28B3/00. Способ изготовления полуфабриката из порошковых масс/ Р.Д. Искович-Лотоцкий, Б.Н. Пентюк (СССР). - №3260281/29-33; Заявлено 04.03.81; Оpubл. 15.02.83, Бюл. №6. – 5 с.: ил.
43. А.с. 1036544 СССР, М. Кл. B28B3/04. Пресс-форма для формования фигурных изделий/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №3354338/29-33, Заявлено 19.11.81, Оpubл. 23.08.83, Бюл. №31. – 3 с.: ил
44. А.с. 1079158 СССР, МКИ³ B28B21/16. Устройство для формования цилиндрических изделий из порошковых материалов/ Р.Д.Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - № 3429911/29-33, Заявлено 27.04.82; Оpubл. 15.03.84, Бюл. №10. – 3 с.: ил.
45. А.с. 1088858 СССР, МКИ³ B21 j 9/06. Гидравлический привод вибропресса/ Ю.А. Бочаров, Р.Д. Искович-Лотоцкий, Б.Н. Пентюк (СССР). - №3536719/25-7; Заявлено 31.12.82; Оpubл. 30.04.84, Бюл. №16. – 3 с.: ил.
46. А.с. 1091984 СССР, МКИ³ B22C15/24. Встряхивающая формовочная машина/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №3462096/2-02; Заявлено 05.07.82; Оpubл. 15.05.84. Бюл. №18. – 3с.: ил.
47. А.с. 1091985 СССР, МКИ³ B22C15/24. Встряхивающая формовочная машина/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). №3445891/22-

- 02; Заявлено 28.05.82; Оpubл. 15.05.84, Бюл.№18. – 4с.: ил.
48. А.с. 1116234 СССР, МКИ³ F15B21/12. Генератор импульсов давления/ Ю.А. Бочаров, В.И. Ходкин, Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - № 3638502/25-06; Заявлено 24.06.83; Оpubл. 30.09.84 Бюл. №36. – 4 с.: ил.
49. А.с. 1138230 СССР, МКИ³ B22C15/30. Вибровстряхивающий механизм/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №3618336/22-02 Заявлено 11.07.83; Оpubл. 07.02.85. Бюл. №5. – 3 с.: ил.
50. А.с. 1184604 СССР, МКИ³ B22D29/02. Устройство выбивки литейных форм/ Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР).-№3750093/22-02; Заявлено 18.04.84; Оpubл. 15.10.85, Бюл. №38. – 3 с.: ил.
51. Ашавский А.М., Вольперт А.Я., Шейнбаум В.С. Силовые импульсные системы. - М.: Машиностроение, 1978. – 200 с.
52. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей. - 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1974 – 134 с.
53. Бальшин М.Ю., Кипарисов С.С. Основы порошковой металлургии. М.: Металлургия, 1978. – 184 с.
54. Бальшин М.С. Научные основы порошковой металлургии и металлургии волокна. - М.: Металлургия, 1972. – 336 с.
55. Баркан Д.Д. Виброметод в строительстве. - М.: Госстройиздат, 1959. – 316 с.
56. Баркан Д.Д. Экспериментальные исследования погружения в почву свай, шпунта и труб// Механизация строительства. - 1952. - №5. – С.31 - 36.
57. Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные машины. -М.: Машиностроение, 1977.-326 с.
58. Бауман В.А., Быховский Н.Н. Вибрационные машины и процессы в строительстве. - М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.
59. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972. – 354 с.
60. Беленков Ю.А., Нейман В.Г., Селиванов М.П. Надежность объемных гидроприводов и их элементов. - М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.
61. Беликов О.А. Системно-структурный метод проектирования автоматических формовочных машин// Литейное производство. - 1978. - №4. - С. 10 - 13.
62. Белл У.К. Вибрационное уплотнение порошков// Процессы керамического изготовления: сб. науч. работ; Под ред. П.П.Будникова.- М.: Иностранная литература, 1960. – 280 с.
63. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. М.: Машиностроение. 1981. – 247 с.

64. Бердников Е.Б. Теоретическое и экспериментальное исследование гидравлического импульсного пресс-молота: Дис... канд. техн. наук: 05.165. - М., 1971. – 218 с.
65. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. - М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
66. Блехман И.И. Действие вибраций на механические системы// Вибротехника. - 1973. - С. 369 - 374.
67. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационные перемещения. - М.: Наука, 1964. – 412 с.
68. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Об эффективных коэффициентах трения при вибрациях Изв. АН СССР. Отд. наук. - 1958. - №7. - С.98 - 101.
69. Богданович Л.В. Объемный гидропривод.– К.: Техніка, 1971.-172 с.
70. Богоявленский К.Н., Кузнецов В.А. Исследование электрогидроимпульсного прессования огнестойких порошковых материалов// Огнеупоры. - 1982. - №9. - С. 45 - 49.
71. Богоявленский К.Н., Лапин В.В. Холодная раскатка кольцевых деталей, Л.: ЛДНТП, 1972. –124 с.
72. Богоявленский К.Н., Селин М.Т., Лапин В.В. Оборудование и технология раскатки прецизионных заготовок. - М.: НИИмаш, 1981, 72 с.
73. Бондаренко В.П., Фрейдин Г.Ю., Мендельсон В.С. Прессование заготовок с твердосплавных смесей. – К.: Техніка, 1974. – 140 с.
74. Бочаров Ю.А. Гидропривод кузнечно-штамповочных машин. - М.: Машиностроение, 1972. – 76 с.
75. Бочаров Ю.А. Винтовые прессы. - М.: Машиностроение, 1976. - 246с.
76. Бочаров Ю.А., Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Возможности снижения энергозатрат в поводе импульсных вибропресс-молотов// Изв. ВУЗов. Машиностроение. - 1983. - №1. - С. 148 - 151.
77. Бочаров Ю.А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин// Машины и технология обработки металлов давлением. - М., 1980. - С. 12 - 40. - (Тр. МВТУ; №335).
78. Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-штамповочных машин. - М.: Машиностроение, 1969. – 247 с.
79. Бочаров Ю.А. Структурно-морфологическая классификация кузнечно-штамповочных машин и установок// Кузнечно-штамповочное производство. - 1974. - №11. - С. 30 - 35.
80. Брагинская Н.В. Исследование гидравлического вибровозбудителя пружинного типа// Строительные и дорожные машины, 1974. - №5. – С. 23 - 25.

81. Булыга Ю.В. Разработка и исследование гидроимпульсного привода установки для виброабразивной очистки крупногабаритных деталей Дис... канд. техн. наук: 05.02.03. - Винница, 1996. – 210 с.
82. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. - М.: Машиностроение, 1969. – 364 с.
83. Варсанофьев В.Д., Кузнецов О.В. Гидравлические вибраторы. – Л.: Машиностроение, 1979. – 143 с.
84. Васильев Б.П. Гидравлические прессы. - М.: Машиностроение, 1968. – 420 с.
85. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. - М.: Высшая школа, 1976. – 479 с.
86. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти т. /Ред. совет: В.Н.Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1978. – Т.1. Колебания линейных систем /Под ред. У.В. Болотина. - 1978. – 352с.
87. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти т. /Ред. совет: В.Н.Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1979. - Т.2. Колебание нелинейных механических систем/ Под ред. Н.И.Блехмана. - 1979. – 351 с.
88. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти т. /Ред. совет: В.Н.Челомей (пред.). - М. Машиностроение, 1981. - Т.4. Вибрационные процессы и машины /Под ред. Е.Е. Лавендела. - 1981. – 509 с.
89. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти т. /Ред. совет: В.Н.Челомей (пред.).- М.: Машиностроение, 1981. – Т.5. Измерения и испытания. /Под ред. М.Д. Генкина. - 1981. – 496 с.
90. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти т. /Ред. совет: В.Н.Челомей (пред.).-М.: Машиностроение, 1981. - Т.6. Защита от вибраций и ударов /Под ред. К.У. Фролова. - 1981. – 456 с.
91. Вибрации на производстве /Э.А. Дрогичина, Н.Н. Малинская, Н.Б. Метлина и др. - М.: Медицина, 1971. – 238 с.
92. Вибрационный стенд горячего прессования /В.А. Мартынов, Р.Г. Березин, В.П. Петренко и др. //Порошковая металлургия. - 1976. - №9. - С. 97 - 100.
93. Вибрационное прессование огнеупорных масс /В.М. Ям, В.Т.Олейник, У.Ф. Степанов и др. //Огнеупоры. - 1973. - №10. - С.1- 7.
94. Вибрационное уплотнение карбид-кремниевых масс /В.М. Ям, Н.К. Евсеенко, В.Т. Олейник и др. //Огнеупоры, -1966. - №10. - С.30 - 33.
95. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник /Под ред. В.А. Баумана, И.И.Быховского, В.Г. Гольдштейна. - М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.
96. Вибропрессование фасонных шамотных изделий /В.Т. Олейник, В.М. Ям., У.У. Власов и др. //Огнеупоры. - 1978. - №6. – С. 31 - 34.

97. Вибропрессование фасонных огнеупорных изделий /В.Т. Олейник, В.М. Ям, Н.И. Выростков и др. //Огнеупоры. - 1981. - №4. - С. 27 - 31.
98. Виброформование заготовок для получения изделий из монолитного поликристаллического карбида кремния на Броварском заводе порошковой металлургии /В.В. Иващенко, Г.Г.Гнесин, Э.Я.Попиченко и др. //Порошковая металлургия. - 1976. - №7. С.96 - 99.
99. Влияние зернового состава карборунда и режима виброуплотнения на термическую стойкость карборундовых огнеупоров/ В.С.Городецкий, О.Н. Кутас, Г.М. Селиванов и др. //Керамическая промышленность: сб. науч. тр. УНИИСП. - 1976. - С. 31 - 33.
100. Влияние технологических факторов на характеристики брикетов из огнеупорных материалов при гидродинамическом прессовании/ Л.Н. Афанасьев, С.Г. Барай, О.В. Роман и др. //Огнеупоры. - 1983. - №9. - С. 5 - 9.
101. Влияние формы зерен порошков на некоторые свойства карбидо-кремниевых огнеупоров. /С.А. Поляков, Н.Я. Гузман, В.Л.Балкевич и др. //Огнеупоры. - 1978. - №8. - С. 56 - 58.
102. Возможности использования вибрационного оборудования с гидроимпульсным поводом в фарфоро-фаянсовой промышленности/ П.В. Колотий, Л.Л. Олейник, Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. //Легкая промышленность. - 1981. - №1 - С. 51 - 53.
103. Волошин-Челпан Э.К. Исследование процесса вибрационного прессования порошковых материалов: Дис... канд. техн. наук: 0.171. - М., 1966. - 214 с.
104. Волошин-Челпан Э.К. Некоторые вопросы вибрационного формования порошков// Порошковая металлургия: Материалы IX Всесоюз. конф. по порошковой металлургии. - Рига, 1968. - С. 53 - 62.
105. Волошин-Челпан. Э.К., Петров Г.Н. Определение оптимальных режимов вибрационного формования //Тр. Всесоюз. научно-техн., конф. по металлокерамическим материалам и изделиям. - Ереван, 1973. - С. 105 - 108.
106. Вульфсон И.И., Козловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. - М.: Машиностроение, 1968. - 282 с.
107. Гидроимпульсный повод// Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б.Матвеев, Р.Р. Обертюх и др. //Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. /МВ и ССО УССР. - Вып. 18. - К.: Техніка. 1982. - С. 56 - 60.
108. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин/ М.Е. Иванов, И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Дотоцкий и др. - М.: Машиностроение, 1977. - 174 с.
109. Глушко В.В. Системный подход к проектированию станков и

- роботов. – К.: Техніка, 1981. – 136 с.
110. Гнесин Г.Г. Веспористий полікристаллический карбид кремнія и его применения в технике высоких температур// Тугоплавкие карбиды. – К.: ИПМ АН УССР, 1970. - 38 с.
111. Голубев Т.М., Иващенко В.В. Изготовление изделий вибрационным уплотнением// Порошковая металлургия.-1967.- №3. - С.17-20.
112. Голубев Т.М., Кривда Л.Т. К вопросу об оптимальных режимах вибрационного уплотнения порошковых материалов //Технология и автоматизация машиностроения: Респ. межвед. сб. /МВ и ССО УССР. - Вып. 3 – К.: Техніка. 1968. - С. 68 - 75.
113. Голубенцев А.И. Интегральные методы в динамике. – К.: Техніка, 1967. – 349 с.
114. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. - М.: Наука, 1981. – 320 с.
115. Горлов Ю.П., Соков В.Н., Миньков Д.Б. Влияние частоты и амплитуды колебаний на формуемость глиноземо-пенополистиральных масс// Огнеупоры. - 1973. - №3. - С. 55 - 58.
116. Городецкий В.С., Петрук П.А., Мельник С.Б. Влияние зернового состава карборунда и режима виброуплотнения на термическую стойкость карборундовых изделий //Стекло и керамика. - 1970. - №12. - С. 34 - 35.
117. ГОСТ 12.4.093-80. Вибрация. Машины стационарные. Расчет виброизоляции поддерживающей конструкции Введ. 01.07.81. - М.: Изд-во стандартов, 1981. – 40 с.
118. ГОСТ 24346-80 (СТ СЭВ 1926-79). Вибрация. Термины и определения. Введ. 01.01.81. - М.: Изд-во стандартов, 1980. – 31 с.
119. ГОСТ 17359 - 82. Порошковая металлургия. Термины и определения. Введ. 01.07.83. - М.: Изд-во стандартов, 1982. – 17 с.
120. Гречка В.Д. Влияние межмолекулярных и электростатических сил сцепления на процесс уплотнения сыпучих материалов// Порошковая металлургия. - 1976. - №11. - С. 11 - 15.
121. Гуменчук А. А. Разработка конструкции и методики проектирования экспериментального вибропресса с пространственным движением рабочего стола для прессования заготовок из порошков непластичных материалов: Дис... канд. техн. наук: 05. 03. 05. - М. : 1991. - 249 с.
122. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. - М.: Высшая школа. 1973. - 296 с.
123. Девятов В.В. Малоотходная технология обработки материалов давлением.- М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.
124. Десов А.Е. Вибрированный бетон. - М.: Госстройиздат, 1956. – 144 с.

125. Джонс В.Д. Основы порошковой металлургии. Прессование и спекание/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1965. – 326 с.
126. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход/ Пер. с польск. - М.: Мир, 1981 – 456 с.
127. Добринский Н.С. Гидравлический повод прессов. - М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
128. Дородный Б.А., Дегтярева Е.У. Вибровакуумное уплотнение тонкодисперсных порошков и его влияние на гидростатическое прессование //Огнеупоры. - 1977. - №8. - С. 32 - 38.
129. Дородный Б.А. Исследования и разработки технологии изостатического прессования крупногабаритных огнеупорных изделий: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.17.11. - Свердловск, 1978. – 21 с.
130. Друянов Б.А., Вартанов К.Б. Вязкопластическое трение сжимаемого порошкового материала //Порошковая металлургия. - 1984. - №8. - С. 24 - 27.
131. Жданович Г.М. Теория прессования металлических порошков. - М.: Металлургия, 1969. - 184 с.
132. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. - Харьков: Изд-во Харьковского университета, - 1966. - 455 с.
133. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Молоты. Ротационные машины. Импульсные штамповочные устройства. – К.: Вища школа, 1972. – 279 с.
134. Жирнов Н.И. Классическая механика. - М.: Образование, 1980. – 303 с.
135. Залесский В.Н. Оборудование кузнечно-прессовых цехов. - М.: Высшая школа, 1973. – 630 с.
136. Зельдович Я.В., Мишкис А.Д. Элементы математической физики. - М.: Наука, 1973. – 350 с.
137. Зимин А.И. Гидравлический удар как энергоноситель для кузнечных машин //Машины и технология обработки металлов давлением. - М., 1964. - С. 21 - 26. – (Тр. МВТУ: №3).
138. Зимин А.И. Периодическая система энерготипов кузнечно-прессовых машин //Кузнечно-штамповочное производство. - 1965. - №10. - С. 17 - 24.
139. Зыков Б.И., Антонов Н.В., Марков П.И. Малеев Е.Е., Гохберг С.П. Навесное вибротрамбующее оборудование на базе экскаватора ЭО-2621// Механизация строительства, 1975. - №10. – С. 24 – 25.
140. Зыков Б.И., Марков П.И. Малеев Е.Е., Чабуткин Е.К. Оборудование для уплотнения грунтов в стесненных условиях строительного производства/ В кн.: Строительные и дорожные машины. Научные труды Ярославского политехнического института, 1975. –

Вып. 1. – С. 9 – 13.

141. Иванов В.Н., Киян Э.Ф. Наладка формовочных и стержневых машин. – М.: Высш. школа, 1976. – 295 с.
142. Иванов М.Е., Искович-Лотоцкий Р.Д., Коц И.В. Специальная аппаратура управления короткоходовыми возвратно-поступательными и вращательными перемещениями. – М.: НИИМаш, 1982. – 52 с.
143. Иванов М.Е., Матвеев И.Б., Немировский И.А. Новые гидроприводы технологических машин ударного действия. – К.: УкрНИИТИ, 1971. – 36 с
144. Иващенко В.В. Влияние инерционного нагружения на процесс вибрационного уплотнения порошковых материалов //Порошковая металлургия. - 1972. - №5. - С. 18 - 21.
145. Иващенко В.В., Голубев Т.М. Некоторые возможности применения вибрационного уплотнения в порошковой металлургии// Прогрессивные методы производства деталей из порошков: сб. докл. VIII Всесоюз. конф. по пр-ву деталей из порошков. - Минск: Высшая школа, 1966. С. 154 - 157.
146. Иващенко В.В. Исследование некоторых параметров и особенностей вибрационного уплотнения порошковых материалов: Дис... канд. техн. наук: 0.171. – К., 1966. – 223 с.
147. Иващенко В.В., Тартаковский И.П., Голубев Т.М. Исследование вибрационного уплотнения сферических порошков //Порошковая металлургия. - 1965. - №8. - С. 35 - 39.
148. Иващенко В.В., Тартаковский И.П., Голубев Т.М. Исследование вибрационного уплотнения двухкомпонентных систем сферических порошков //Порошковая металлургия. - 1965. - №9. - С. 9.
149. Изготовление деталей пластическим деформированием. Сб. под ред. Богоявленского К.Н. , Л.: Машиностроение, 1975.- 340 с.
150. Изготовление твердосплавных заготовок вибрационным формованием /И.М. Муха, М.Н. Довбищук, А.Л. Мороз, В.В.Иващенко //Порошковая металлургия. - 1970. - № 12. - С. 28 - 30.
151. Инженерные методы исследования ударных процессов/ Г.С.Батуев, Ю.В. Голубков, А.К. Ефремов, А.А. Федосов. - М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
152. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. Прикладная механика. - М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
153. Искович-Лотоцкий Р.Д. Аналитическая интерпретация усилия на рабочем органе вибропресса с гидроимпульсным поводом// Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. /МВ и ССО УССР. - Вып. 20. – К.: Техніка, 1981. - С. 30 - 37.

154. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирнык Н.Н. Гидропривод формовочной машины //Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб./ МВ и ССО УССР.-Вып. 19. – К.: Техніка, 1983. - С. 39 - 43.
155. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирнык Н.Н. Исследование рабочих режимов гидравлического вибропресса посредством ЭВМ// Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. /МВ и ССО УССР. - Вып. 18, - К.: Техніка, 1982 - С. 51 – 55.
156. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирнык Н.Н. Исследования гидравлического шарикового вибровозбудителя //Проектирование и эксплуатация промышленных гидроприводов и систем гидропневмоавтоматики /Тез. докл. зональной науч.-техн. конф. - Пенза, 1984. - С. 51 - 52.
157. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирнык Н.Н. Малогабаритные вибростенды с гидроприводом //Технология и автоматизация производственных процессов в машиностроении: Межвузовский сб. науч. тр. /МВ и ССО РСФСР. - Пенза: Пензенский политехнический институт. 1979. - С. 113 - 118.
158. Искович-Лотоцкий Р.Д. Использование клапанов-пульсаторов в гидроприводах испытательных вибростендов //Повышение эффективности и качества систем гидропневмоавтоматики /Тез. докл. Респ. науч.-техн. конф. – К.: РДНТП, 1977. – С. 20.
159. Искович-Лотоцкий Р. Д. Исследование свойств порошковых заготовок при разных схемах нагружения //Технология, организация и экономика машиностроительного производства: Науч. техн. Респ. сб. /М-во станкостр. и INSTR. пром-ти СССР. - М.: НИИмаш, 1982. - №6. - С. 3 - 6.
160. Искович-Лотоцкий Р.Д., Малярчук А.А. Перспективы использования гидроимпульсного повода //Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. /МВ и ССО УССР. - Вып. 19. – К.: Техніка, 1983. - С. 44 – 48.
161. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.В., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия. – К.: Техніка, 1982. – 208 с.
162. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Щегоцкий А.В. Использование стандартной контрольно-регулирующей аппаратуры в гидроприводах с пульсирующим нагруженным// Вестник машиностроения. - 1977. - №2. - С. 7 - 12.
163. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б. Вибрационные прессы. - М.: НИИмаш, 1979. – 50 с.
164. Искович-Лотоцкий Р.Д. Методы системного подхода к проектированию новых вибровозбудителей гидроимпульсного повода// Тез. докл. третьей Всесоюз. науч. конф. по инерционно-импульс-

- ным механизмам, поводам и устройствам, - Челябинск, 1982. - С. 205 - 206.
165. Искович-Лотоцкий Р.Д. Моделирование процессов вибропрессования порошковых заготовок //Обработка давлением. ЭИ. - М.: НИИмаш, 1982. - №6, С. 14 - 19.
166. Искович-Лотоцкий Р.Д., Носов В.Д, Использование гидроимпульсного повода в специальном оборудовании для огнеупорной и фарфоро-фаянсовой промышленности //Состояние, перспективы и опыт применения гидропривода в машиностроении/ Тез. докл. Респ. науч.-техн. конф. – К.: РДНТП, 1978. - С. 20 - 21.
167. Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібротомарин з декількома робочими ланками. - Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 1994. - № 1 (2). - С. 82 - 88.
168. Искович-Лотоцкий Р.Д., Обертюх Р.Р., Пентюк Б.Н. Гидравлические вибровозбудители на базе стандартной контрольно-распределительной аппаратуры // Вестник машиностроения, 1984. - №8. - С. 17 - 20.
169. Искович-Лотоцкий Р.Д., Обертюх Р.Р., Севостьянов И.В. Создание гидроимпульсных приводов с несколькими рабочими органами. //Тез. докл. конференции “Гидромеханика в инженерной практике”. – К.: Национальный технический университет Украины. - 1996. - С. 16 – 17.
170. Искович-Лотоцкий Р.Д. О динамике инерционных вибропресс-молотов с гидроприводом //Вестник машиностроения. - №6. - 1979. -С. 56 - 59.
171. Искович-Лотоцкий Р. Д. Основы теории расчета и разработка процессов и оборудования для виброударного прессования заготовок изделий из порошковых материалов: Дис . . . докт. техн. наук: 05. 03. 05. - М. : 1986. - 509 с.
172. Искович-Лотоцкий Р.Д. Особенности вибропрессового оборудования для прессования порошков с инерционной схемой нагружения// Обработка давлением: ЭИ.-М.: НИИмаш, 1982.- №5.- С. 7-11.
173. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Гидропривод виброустановки для прессования керамических и огнеупорных изделий// Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межведомств. сб./ МВ и ССО УССР. - Вып. 17. – К.: Техніка, 1981. - С. 70 - 74.
174. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Особенности виброимпульсного прессования порошковых материалов в промышленности // Порошковая металлургия и области ее применения /Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Пенза, 1982. - С. 17 - 18.
175. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Разработка и исследова-

- ние нового инерционного вибропресса с гидроимпульсным приводом // Тез. докл. третьей Всесоюз. науч. конф. по инерционно-импульсным механизмам поводам и устройствам. - Челябинск, 1982. - С. 222 - 223.
176. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Экспериментальное исследование рабочих режимов виброударного прессования// Кузнечно-штамповочное производство. - 1982. - №4. - С. 33 - 35.
177. Искович-Лотоцкий Р.Д. Разработка, теоретическое и экспериментальное исследование новой конструкции вибропресс-молота для прессования деталей из материала на основе карбида кремния: Дис... канд. техн. наук: 05.03.05. - М.: 1974. – 213 с.
178. Искович-Лотоцкий Р.Д., Севостьянов И.В. Математическая модель гидроимпульсного привода вибропресса для многокомпонентного нагружения// Вестник Национального технического университета Украины “Киевский политехнический институт”. Машиностроение. – 1999. - Т.1. - С. 50 – 57.
179. Искович-Лотоцкий Р.Д., Севостьянов И.В., Обертюх Р.Р., Полищук Л.К. Инерционный вибропресс-молот с возвратно–винтовым движением вибростола// Периодический сборник научных трудов Обработка дисперсных материалов и сред. Теория, исследования, технологии, оборудование. Выпуск №10. - Одесса: НПО «Вотум», 2000. –С. 55-57.
180. Искович-Лотоцкий Р.Д., Севостьянов И.В. О динамике срабатывания запорного элемента вибровозбудителя гидроимпульсного привода. //Вибрации в технике и технологиях. - 1998. - №1 (5). - С. 22 - 25.
181. Искович-Лотоцкий Р. Д., Севостьянов И. В. Современные вибротехнологии на базе оборудования с гидроимпульсным приводом. //Тез. докл. международной научно-технической конференции “Современные проблемы машиностроения и технический прогресс”. - Севастополь: Севастопольский строительный техникум. - 1996. - С. 96 – 97.
182. Искович-Лотоцкий Р. Д., Севостьянов И. В. Экспериментальные исследования гидроимпульсного привода многокоординатного вибростенда. //Вибрации в технике и технологиях. - 1998. - №1 (5). - С. 19 - 21.
183. Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібромашин з декількома робочими ланками. - Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 1994. - № 1 (2). - С. 82 – 88.
184. Искович-Лотоцкий Р.Д., Севост'янов І.В., Андрощук В.Д. Вібропресо́ва машина для обезводнювання відходів харчових вироб-

- ництв// Вибрации в технике и технологиях, 2002.-№3(24).-С.48- 50.
185. Искович-Лотоцкий Р.Д., Севост'янов I.В. Методика проектного расчета параметров гидроимпульсного привода вибропресса// Вибрации в технике и технологиях. – 2003. - №5 (31). – С. 31-34.
186. Искович-Лотоцкий Р.Д., Севост'янов I.В. Перспективы развития вибропрессового оборудования с гидроимпульсным приводом для багатоконпонентного складнопросторового навантаження// Вестник Национального технического университета Украины “Киевский политехнический институт”. Машиностроение. – Выпуск 42. – Том 1. – К, 2002. - С. 169-174.
187. Искович-Лотоцкий Р.Д., Томчук В.І. Вібродозкочувальна машина з гідроімпульсним приводом для виготовлення кілець шарикопідшипників //Наукові нотатки. – Луцьк: ЛДТУ. - 2000. - №6. - С. 80-86.
188. Искович-Лотоцкий Р.Д., Томчук В.І. Розробка спеціального гідроімпульсного приводу вібраційної розкочувальної машини// Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт», Машиностроение. - 2000. – Выпуск №38. - Том №1. - С. 88-92.
189. Использование вибрационного уплотнения для повышения прочности прессовок. /З.М. Полукарова, И.Г. Шаталова, Р.К.Юсупов, Е.Д. Шукин /Порошковая металлургия.-1968. - №6. С. 54 - 56.
190. Исследование закономерностей вибрационного прессования порошков металлов и их соединений / Н.С. Горбунов, И.Г.Шаталова, В.И. Лихтман, П.А. Ребиндер //Исследование по жаропрочным сталям /Тр. ин-та металлургии АН СССР им.Байкова. - М., 1962. - Т.8. - С. 103 - 110.
191. Исследование и разработка технологии формирования карбидкремниевых капсул /А.Д. Пивоваров, В.М. Ям., Г.Е. Карась и др.// Огнеупоры. - 1978. - №4. - С. 10 - 13.
192. Исследование прессуемости огнеупорных материалов на гидродинамических машинах /Л.Н. Афанасьев, С.Г. Барай, О.В.Роман и др. // Огнеупоры. - 1983. – №8 - С. 9 - 14.
193. Кагарманов А.Ф. Гидравлические импульсные машины и их технические возможности// Кузнечно-штамповочное производство. - 1970. - №11. - С. 29 - 31.
194. Кайнарский И.С., Дегтярева Э.В. Основные огнеупоры (сырье, технология, свойства). - М.: Металлургия, 1974. – 367 с.
195. Каневский Ю.Б., Бобылев Л.М., Самолетова Т.Е., Доценко А.И. Перспектива развития машин для уплотнения грунтов// Механизация строительства, 1975. - №11. – С. 6 – 8.
196. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным

- уравнениям. -М.: Наука, 1965. – 703 с.
197. Карнов М.Я. Некоторые вопросы вибрационного деформирования металла //Кузнечно-штамповочное производство. - М. - 1961. - №3. - С. 17 - 20.
198. Карпов В.П. Исследование процесса уплотнения литейных форм стряхиваниям; Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.16.04. - М., 1974. – 32 с.
199. Кильчевский Н.А. Теория соударения твердых тел. – К.: Наукова думка, 1969. – 237 с.
200. Клименко В.М., Шаповал В.Н. Вибрационная обработка металлов давлением. – К.: Техніка, 1977. – 128 с.
201. Кобринский А.Е., Кобринский А.А. Виброударные системы. - М.: Наука, 1973. - 592 с.
202. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин: Учебн. пособие. – 3-е изд. М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
203. Колебательные явления в многофазовых средах и их использование в технологии /Р.Ф. Ганиев, Н.И. Кобаско, В.В.Кулик и др., Под ред. Р.Ф. Ганиева. – К.: Техніка, 1980. – 142 с.
204. Колотий П.В. Исследование и разработка процесса вибрационного формования пластических керамических масс: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.17.11, - К., 1977. – 16 с.
205. Кононов И.В., Масленников И.Е., Платонов В.Н. Прессы с пульсирующей нагрузкой //Кузнечно-штамповочное производство. - 1974. - №2. - С. 35 - 36.
206. Кононов И.В. Новые гидравлические кузнечно-прессовые машины и гидроприводы //Кузнечно-штамповочное производство. – 1970. - №7. - С. 26 - 28.
207. Копылов Ю.Р. Динамика процесса и технологии виброударного упрочнения деталей сложной формы. Автореф. дис...док. техн. наук: - Воронеж, 1990.
208. Корн. Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1974. – 831 с.
209. Кромпас Р., Рудольф К., Штайнкопф Х. Вибрационное уплотнение ядерного топлива// Атомная техника за рубежом. - 1985. - №6. - С.32-36.
210. Кузнечно-штамповальное оборудование. Учебник для машиностроительных вузов /А.Н. Банкетов, Ю.А. Бочаров, Н.С.Добринский и др.; Под ред. А.Н. Банкетова, Е.Н. Ланского. - 2-ое изд. перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.
211. Кулаков Ю.М., Хрульков В.А. Отделочно-зачистная обработка деталей. -М.: Машиностроение, 1979. - 215 с.
212. Кунин Н.Ф., Юрченко Б.Д. Закономерности прессования порош-

- ков разных материалов /Порошковая металлургия.-1964.- С.39 - 41.
213. Куцел С.А., Приймак А.П. Способы восстановления сыпучести грузов и механизация очистки вагонов. – Днепропетровск: Промінь, 1975. – 192 с.
214. Лещенко В.А. Гидравлические следящие поводы станков с программным управлением. - М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
215. Лермат Р. Проблемы технологии бетона /Пер с франц. - М.: Гос. изд. лит-ры по ст-ву, архитектуре и строит. матер., 1959. – 294 с.
216. Либерман Ю.А. Метод пофазного формирования высоконаполненных материалов //Тр. Всесоюз. конф. по механике дисперсных сред (Минск, 17-19 февр. 1969 г.)-Т. 5.- Минск, 1973. - С. 263 - 268.
217. Либерман Ю.А., Михайлов Н.В. Исследование упаковки дисперсного графита в условиях вибрационных действий// Коллоидный журнал. - 1968. - №3 (30). - С. 404 - 407.
218. Лунцен М., Мерсон Р. Основные процессы пищевых производств: Пер. с англ. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983. – 384 с.
219. Магнезиальные стаканы для скоростного разливания стали, изготовленные вибропрессованием/В.М. Ям, В.В. Мирошниченко, Л.Я. Осипова и др. // Огнеупоры, - 1978. - №3. - С. 6 - 13.
220. Малюшевский П.П., Толстых А.Б. Использование электрогидравлического эффекта в порошковой металлургии // Порошковая металлургия. – 1979. - №5. - С. 22 - 26.
221. Мамбеталиев Т.С. Исследование и разработка встряхивающих механизмов с регулируемым ударным импульсом: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.16.04, - М., 1982. – 16 с.
222. Масленников И.Е. Разработка и исследование гидравлических прессов с пульсирующей нагрузкой для калибрования труб и профилей: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.04.04. - М., 1975. – 25 с.
223. Матвеев И.Б. Выбор принципиальной схемы вибрационного пресса //Кузнечно-штамповочное производство. - 1973. - №8. - С.35 - 39.
224. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. - М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.
225. Матвеев И.Б., Иванов М.Е., Искович-Лотоцкий Р.Д. Клапаны-пульсаторы управления автоматическим циклом работы ударных машин с гидроприводом// Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб./МВ и ССО УССР. - Вып. 11. – К.: Техника, 1975. С. 66 - 69.
226. Матвеев И.Б., Искович-Лотоцкий Р.Д. Гидроинерционный вибропресс-молот двустороннего действия //Гидропривод и гидро-

- пневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. / МВ и ССО УССР. - Вып. 10. - К.: Техника, 1974. - С. 61 - 64.
227. Матвеев И.Б., Искович-Лотоцкий Р.Д. Гидравлический вибропресс-молот для порошковой металлургии /Кузнечно-штамповочное производство. - 1976. - №3. - С. 25 - 28.
228. Матвеев И.Б., Искович-Лотоцкий Р.Д. Новые виды элементов управления гидроимпульсным поводом //Вестник машиностроения. - 1976. - №3. - С. 19 - 21.
229. Матвеев И.В., Тарский В.Л. Оборудование литейных цехов. - М.: Машиностроение, 1976. - 440 с.
230. Математический практикум /Г.Н. Положий, Н.А. Пахарева, И.З. Степаненко и др.; Под ред. Г.Н. Положего. - М.: Наука, 1980. - 512с.
231. Машиностроительный гидропривод. /Л.А. Кондаков, Г.А.Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1978. - 495 с.
232. Модернизация ИВПМ и механизация технологического процесса виброформования изделий из тугоплавких порошковых материалов: Отчет о НИР /Винницкий политехнический институт: Руководитель И.Б. Матвеев. - МР76050302; Инв. №858124. - Винница, 1978. - 68 с.: ил.- Отв. исполн. Р.Р. Обертюх.
233. Мороз И.И. Технология строительной керамики. К.: Вища школа, 1980. - 384 с.
234. Мудров В.И., Кушко В.Л. Методы обработки измерений. - М.: Советское радио, 1976. - 192 с.
235. Муха И.М., Винниченко В.Н. Упрочнение твердых сплавов ультразвуковыми колебаниями. Ч.1. //Порошковая металлургия. - 1982. - №10. - С. 88 - 91.
236. Муха И.М., Винниченко В.Н. Упрочнение твердых сплавов ультразвуковыми колебаниями. Ч.2 //Порошковая металлургия, 1983. - №8 - С. 43 - 46.
237. Муха И.М., Довбищук М.Н., Мороз А.Л. Вибрационное прессование, твердосплавных порошков //Технология и организация производства. - 1969. - №3. - С. 83 - 85.
238. Навроцкий Г.А., Кузнечно-штамповочные автоматы. - М.: Машиностроение, 1965. - 424 с.
239. Наладка, и эксплуатация станков для вибрационной обработки/ А.П. Бабичев, Т.Н. Рысева, В.А. Самадуров, М.Д.Тамаркин. - М.: Машиностроение, 1988. - 64 с.
240. Николаев В.М., Горбанев В.П. Уплотнение и закрепление грунтов в стесненных условиях строительного производства. - М.: Стройиздат, 1968. - 150 с.

241. Новацкий В.К. Волновые задачи теории пластичности. - М.: Мир, 1978. - 307 с.
242. Новиков М.Н. Технология производства низковольтных фарфоровых изделий. - М.: Энергия, 1976. - 232 с.
243. Носков Ю.А., Батраков Н.И. Механизация и устройства для очистки полувагонов от остатков насыпных грузов. - М.: ЦНИИТЭМС, 1968. - 25 с.
244. Обертюх Р. Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростола: Дис . . . канд. техн. наук: 05. 03. 05. - М., 1986. - 313 с. - д. с. п.
245. Об опыте изготовления погружных стаканов и стопор-моноблоков методом гидростатического прессования /В.Г. Сиваш, Е.Д.Посохова Н.Т. Дырда и др. //Огнеупорные материалы для оптического стекловарения: Сб. тр. Госуд. оптич. ин-та. - М., 1977. - С. 26 - 27.
246. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта/ Г.А. Гулый, П.П. Малюшевский, Е.В. Кривицкий и др.; Под ред. Г.А. Гулого. - М.: Машиностроение, 1977. - 320 с.
247. Оборудование для механических и кинематических испытаний. - М.: ОНТИ, 1970. - 76 с.
248. Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах/ Карташов И.Н. и др. - К.: "Вища школа", 1975. - 186 с.
249. Об упругих свойствах песчано-глинистых смесей при статическом и динамическом нагружении/ А.И. Горский, Е.Б.Иванов-Эмин, О.Н. Косичкин, Г.А. Гавриленко //Литейное производство. - №12, 1968. - С. 22 - 25.
250. О кинематике вибрационного уплотнения порошка вольфрама/ И.А. Добрушина, М.Р. Спасская, И.Г. Шаталова и др. //Докл. АН СССР, 1969. - Вып. 189. - С. 525 - 527.
251. Ольховский И.А., Торопов С.А. Исследования по виброуплотнению многошамотных и легковесных огнеупорных масс. Тр. Всесоюз. ин-та огнеупоров - Л., 1969. - Вып. 41. - С. 291 - 309.
252. Ольховский И.А., Торопов С.А. Крупноразмерные огнеупорные изделия, изготовленные методом виброформования для насадок воздухонагревателей к доменным печам //Тр. Всесоюз. ин-та огнеупоров.- Л. 1969. - Вып. 41. - С. 269 - 284.
253. Ольховский И.А., Торопов С.А., Гаруцев А.Б. Влияние параметров вибраций на свойстве многошамотных, высокоглинозе-

- мистых и форстеритовых изделий//Тр. Восточного ин-та огнеупоров. - Свердловск, 1970. - Вып. 10. С. 90 - 99.
254. Опытнo-промышленный образец вибропресса усилием 20 тс./ И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх и др.// Кузнечно-штамповочное производство. - 1978. - №5. - С. 34 - 37.
255. Осадчий Е. П. Проектирование датчиков для измерения механических величин. - М.: Машиностроение, 1979. - 480 с.
256. Основы теории колебаний /В.В. Мигулин, В.И. Лебедев, Е.Р. Мустель и др.; Под ред. В.В. Мигулина, - М.: Наука, 1978. – 391 с.
257. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний.- М.: Наука, 1980. – 270 с.
258. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. - М.: Наука, 1977. – 224 с.
259. Пантелеев В.Ф. Исследование гидросистем периодического нагружения с клапанами-пульсаторами: Дис... канд. техн. наук: 05.02.03. - М., 1978. – 216 с.
260. Патент на винахід 12377 А, Україна МПК⁶ П5В 21/12. Генератор імпульсів тиску. /Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх, І.В. Севостьянов, Д.М. Климчук (UA). - № 94097057. Заявлено 26.09.94; Опубл. 02.12.96, Бюл. № 1.
261. Патент на винахід 12381 А, Україна МПК⁶ В21J 9/06. Гідроімпульсний вібропрес- молот / Р.Р. Обертюх, Р.Д. Искович-Лотоцкий, І.В. Севостьянов, Д.М. Климчук (UA). - №94097041; Заявлено 23.09.94; Опубл. 02.12.96, Бюл. №1.
262. Патент на винахід 21594 А, Україна МПК⁶ В 21 J 9/06. Стенд з гідроімпульсним приводом для відпрацьовування режимів вібропресування / Р.Д. Искович-Лотоцкий, І.В. Севостьянов, Р.Р.Обертюх, Ю.В. Булига (UA). - №95083732; Заявлено 23.09.96; Опубл. 06.01.98, Бюл. №2.
263. Пентюк Б.Н. Разработка конструкции и методики проектирования вибропресса с насосно-аккумуляторным приводом по технологическим параметрам прессования заготовок из огнеупорных масс: Дис... канд. техн. наук: 05.03.05. - М., 1985. – 230 с. – д.с.п.
264. Пейн Г. Физика колебаний и волн. - М.: Мир, 1979. – 390 с.
265. Пирогов А.А., Ракина В.П., Волков Н.У. Вибрационное уплотнение смоломагнезиевых масс //Огнеупоры.–1967.–№6.–С.10- 14.
266. Повышение качества металлических порошков посредством вибрационной обработки: Отчет о НИР /Одесское высш. инж. морское уч-ще; Руководитель П.Ф. Овчинников. - №7Р76061814; Инв. №Б624309. - Одесса, 1979. – 120 с.
267. Покровский Г.И. Исследование по физике грунтов. - М. – Л.: ОНТИ, 1937. – 136 с.

268. Покровский Г.И., Некрасов А.А, Статическая теория почв// Вестник Военно-инж. акад. РККА. - 1934. - №1. - С. 120 - 175.
269. Покровский Г.И., Эрлих А.А., Лалетин Н.В. Новые методы исследования сжимаемости и внутреннего трения в почвах //Вестник Военно-инж. акад. РККА. - 1934. - №1. - С. 74 - 120.
270. Политов И.В., Кузнецов Н.А. Использование вибрации для очистки и отделки поверхностей деталей. Ленинград, 1966. - 36 с.
271. Пономаренко Ю.Ф. Испытание гидропередач. – М.: Машиностроение, 1969. – 291 с.
272. Попильский Р.Я., Кондрашов Ф.В. Прессование керамических порошков. – М.: Metallurgy, 1968. - 272 с.
273. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.
274. Потураев В.Н., Миронюк А.Ф. Исследование процесса вырубки на гидравлических прессах с применением вибраций //Кузнечно-штамповочное производство. - 1969. - №11. - С. 21 - 22.
275. Потураев В.Н., Миронюк А.Ф., Пендраковский Н.Н. Некоторые результаты исследования вибрационного уплотнения металлических порошков на вибропрессах// Порошковая металлургия. - 1975. - №12. -С. 23 - 27.
276. Потураев В.Н., Миронюк А.Ф. Расчет и исследование гидравлического вибратора для вибропрессования материалов// Горная механика и машиностроение; сб. науч. тр. - М.: Недра, 1967.
277. Почтовик Г.Я., Злочевский А.Б., Яковлев А.И. Методы и средства испытания строительных конструкций. - М.: Высшая школа, 1973. – 158 с.
278. Принципы классификации процессов формования порошковых материалов. /К.Н. Богоявленский, В.А. Кузнецов, Мартенс К.К. и др. Порошковая металлургия. - 1985. - №6. - С. 89 - 94.
279. Прищепионок Л.А., Мельник В.А. Рягузов А.Л. Исследование экспериментального образца пресса для вибрационной зачистки модели ИМ-61// Кузнечно-штамповочное производство. - 1972. - №9. - С. 27 - 28.
280. Производство огнеупоров полусухим способом. /А.К. Карклит, А.П. Ларин, С.А. Лосев и др. - М.: Metallurgy, 1972. – 368 с.
281. Промышленное освоение виброударного формования карбидкремниевых огнеупоров. /В.М. Ям, В.Т. Олейник, С.В. Плиневский и др. //Огнеупоры. - 1970. - №8. - С. 7 - 12.
282. Прюммер Р.А. Достижения в области взрывного прессования металлических и керамических порошков и их смесей // Порошковая металлургия: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф. - Минск, 1977. - С. 14 - 22.

283. Радомысельский И.Д., Сердюк Г.Г., Щербань Н.И. Конструкционные порошковые материалы. – К.: Техніка, 1985. – 152 с.
284. Радомысельский И.Д., Ясь Д.С., Павленко В.И. Производство и использование порошковых деталей в легкой промышленности. – К.: Техніка, 1982. – 175 с.
285. Разработка и исследование вибрационного импульсного пресса для формообразования заготовок порошковой металлургии: Отчет НИР/ Винницкий политехнический институт. Руководитель И.Б. Матвеев. - №ГР76026910; Инв №Б491804. - Винница, 1976. -122 с.: ил. - Отв. исполн. Р.Д. Искович-Лотоцкий.
286. Разработка, исследование и изготовление опытных образцов вибрационного оборудования для прессования огнеупорных масс: Отчет о НИР /Винницкий политехнический институт. – Руководитель Р.Д. Искович-Лотоцкий. - №ГР76095626; Инв. №Б857130. – Винница, 1979. - 93 с.: ил. -Отв. исполн. Б.Н. Пентюк.
287. Разработка, исследование и освоение установки с гидроприводом для подготовки и уплотнения формовочной смеси в литейном производстве. Отчет о НИР /Винницкий политехнический институт, - Руководитель Р.Д. Искович-Лотоцкий. - №ГР01814004972; Инв. №02820076584. - Винница, 1985. – 74 с.: ил. Отв. исполн. Н.Н. Вирнык.
288. Разработка конструкции и экспериментальное исследование гидроимпульсного привода инерционного вибропресс-молота для порошковой металлургии /И.Б. Матвеев, Р.Р. Обертюх, Р.Д. Искович-Лотоцкий //Состояние, перспективы и опыт применения гидропривода в машиностроении.–К.: Общ. "Знание", 1978.- С. 22 - 23.
289. Разработка нового технологического процесса и оборудования для производства прессованных электрокерамических изделий: Отчет о НИР /Винницкий политехнический институт. – Руководитель Р.Д. Искович-Лотоцкий.- №ГР80067797; Инв.№02850040815. - Винница, 1985. - 118с.: ил. - Отв. исполн. Б.Н.Пентюк. – д.с.п.
290. Разработка оборудования на основе гидроимпульсного привода для производства керамических и огнеупорных изделий: Отчет о НИР /Винницкий политехнический институт. - Руководитель Р.Д. Искович-Лотоцкий. - №ГР78055404; Инв. №Б946241. - Винница, 1978. – 86 с.: ил. - Отв. исполн. Б.Н. Пентюк.
291. Разработка вибропрессовой установки с гидроимпульсным приводом для линии производства газотурбинных дисков из жаропрочных сплавов; Отчет о НИР /Винницкий политехнический институт. - Руководитель Р.Д. Искович-Лотоцкий. - №7Р01850063926, Инв. №02850040790. - Винница. 1986. - 174 с.: ил. - Отв. исполн. Р.Р. Обертюх. - д.с.п.

292. Раковский В.С., Саклинский В.В. Порошковая металлургия в машиностроении. Справочное пособие. - М.; Машиностроение, 1972. – 126 с.
293. Ребиндер П.А., Щукин Е. Д., Марголис Л.Я. О механической прочности пористых однодисперсных тел //Доклады АН СССР, 1964. - №154. - С. 695 - 698.
294. Реологические основы виброуплотнения упруго-вязко-пластических сред. /В.М. Ям, А. Б. Солодовник, Р.Ф. Иохансон и др.// Производство огнеупоров — 1975. - №4 (47), - С. 102 - 115.
295. Реологические основы виброуплотнения упруго-вязко-пластических сред. /В.М. Ям, А.Б. Солодовник, Р.Ф. Иохансон и др.// Производство огнеупоров, - 1975. - №5 (48). - С. 75 - 87.
296. Розанов Б.В. Гидравлические прессы.-М.: Машгиз, 1959. – 428 с.
297. Савинов О.А., Лавринович Е.В. Теория и методы вибрационного формования железобетонных изделий. - Л.: Стройиздат, 1972. – 228 с.
298. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. - М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
299. Свойства порошков металлов, тугоплавких соединений и спеченных материалов. Информационный справочник. – К.: Наукова думка, 1978. – 184 с.
300. Севостьянов И.В. Вибропресс с гидроимпульсным приводом для многокомпонентного нагружения порошковых заготовок: Дис... канд. техн. наук: 05.03.05. - Винница, 1998. – 232 с.
301. Севост'янов І. В. Синтез схем вібропресів для багатоконпонентного пресування заготовок. //Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 1998. - №1 (18). - С. 93 - 96.
302. Сервисен С.В., Гарф М.Э., Кузьменко В.А. Динамика машин для испытания на усталость. - М.: Машиностроение, 1967. – 460 с.
303. Смирнов-Аляев Г.А., Чикидовский В.П. Экспериментальное исследование в обработке металлов давлением. - Л.: Машиностроение, 1972. – 360 с.
304. Смирнов В.В. Исследование усилий при прокатке колец подшипников качения// Прокатные станы и технология прокатки. - М.: Тр. МВТУ.- 1955.- №62. - С.19-23.
305. Создание опытного оборудования для вибрационной обработки изделий, состоящего из модели ИМЗГК и опытного образца установки для заполнения капсул: Отчет/ Винницкий политехнический ин-т, предприятие п.я. Г-4361; Руководитель Матвеев И.Б., №ГР 81089991; Инв. №2830031405. – М., 1982. – 137с., : ил. – Отв. Испол. Обертюх Р.Р.
306. Соклинский В.Б. Машины ударного разрушения. - М.: Машино-

- строение, 1962. – 184 с.
307. Соколовский В.В. Распространение цилиндрических волн сдвига в упруго-вязко-пластической среде // Доклады АН СССР. - 1948. №60. С. 128 - 136.
308. Соппротивление материалов / Г.С.Писаренко, В.А. Агарев, А.Л. Квитка и др.; Под ред. Г.С. Писаренко. – К.: Техніка, 1967. – 791 с.
309. Соронер В.И. Вибрированный бетон. - М.: ЦНИПС, 1934. – 122с.
310. Спасский М.Р., Щукин Е.Д. Модель вибрационно-уплотняемой дисперсной среды // Коллоидный журнал. - 1970. - №35. - С. 897 - 905.
311. Справочник по гидроприводам горных машин/ В.Ф.Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейлин и др.–М.: Недра, 1973.– 501 с.
312. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением. - М.: Машиностроение, 1977. – 423 с.
313. Субач А.П. Динамика процессов и машин объемной и центробежной обработки насыпных деталей. - Рига: Знание, 1991. - 400 с.
314. Тартаковский И.П. Применение вибрационного прессования металлокерамических порошков при изготовлении деталей приборов// Автоматика и приборостроение. - 1965. - №3. - С. 60 - 62.
315. Тимохова М.И. Квазиизостатическое прессование керамических колец // Стекло и керамика. - 1981. - №4. - С. 19 - 20.
316. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. - М.: Наука, 1966. – 724 с.
317. Томчук В.І. Реалізація кінематичних схем вібраційного розкочування кілець на машинах з гідроприводом // Вестник Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Технологии в машиностроении. – 2001. - Выпуск №129. - Часть 2. - С. 209-216.
318. Тябликов Ю.Е. Гидравлическое возбуждение переменных нагрузок и движений в технике механических испытаний: Дис... докт. техн. наук: 01.02.06. - М. 1974. -2 т.: Т1. – 287 с.; Т2. – 267 с.
319. Файкин В.И. Исследование процесса вибрационного формования пористых труб из порошковых материалов. Автореф. дис... канд. техн. наук: 0.171. - М., 1970. – 21 с.
320. Файкин В.И., Петров Г.Н., Волошин-Челпан Э.К. О влиянии пригрузки при виброформовании изделий из порошковых материалов // Уч. записки Моск. ин-та тонкой хим. технол. - 1970. - №2. С.202 - 207.
321. Файтельсон Л.А., Линарте П.П., Бриендис П.П. Опыт вибропоршневого формования железобетонных конструкций. Рига: Изд-во АН Латв. ССР. 1965. – 41 с.
322. Форсайт Дж., Малькольм М., Моулер К. Машинные методы ма-

- тематических вычислений /Пер. с англ. - М.: Мир, 1980. – 272 с.
323. Францевич И.Н., Воронов Ф.Ф., Бакута С.А. Упругие постоянные и модули упругости металлов и неметаллов. – К.: Наукова думка, 1982. – 285 с.
324. Фурманов С.И., Хуторцов Г.М., Михайлов Н.В. О виброупаковке сыпучих материалов из фракций с широким интервалом дисперсности //Коллоидный журнал. - 1969. - №5 (31). - С. 762 - 766.
325. Хархута М.Я. Машины для уплотнения грунтов. – Л.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
326. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1983. – 478 с.
327. Цикаленко В.С., Зборовский А.В., Радомысельский Н.Д. Современное состояние развития промышленности порошковой металлургии //Технология и организация производства. - 1969. - №3. - С. 80 - 83.
328. Цытович Н.А. Механика грунтов - М.: Высшая школа, 1979. – 272 с.
329. Чиченев Н.А., Кудрин А.Б., Полухин П.И. Методы исследования процессов обработки металлов давлением. - М.: Металлургия, 1977. – 311 с.
330. Чмых О.В. Виброимпульсное формование карбидокремниевых изделий: Дис... канд. техн. наук: 05.17.11. - К., 1985. д.с.п.
331. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
332. Шапошников Д.Ф. Половцев Е.Н. Кишкин И.В. Разработка и внедрение открытой холодной раскатки подшипниковых колец. Экспресс-информация ГПЗ-16, М.: НИИмаш, 1981. С.67-87.
333. Шаталова И.Г., Горбунов Н.С., Лихтман В.И. Физико-механические основы вибрационного уплотнения порошковых материалов. - М.: Наука, 1965. – 164 с.
334. Шехтер О.Л. Экспериментальное исследование виброкомпрессионных свойств песков// Тр. Моск. НИИ оснований и фундаментов. - 1953. - №22. - С. 88 - 95.
335. Шмигальский В.Н. Формирование изделий на виброплощадках. - М.: Стройиздат. 1968. – 104 с.
336. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч.II. Динамика - М.: Высшая школа, 1966. – 410 с.
337. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. - М.: Высшая школа 1975. – 248 с.
338. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике для инженеров и студентов вузов. - М.: Наука, 1964. – 847 с.
339. Ям В.М. Взаимодействие слоя сыпучего материала с элемента-

- ми установки и влияние ее на эффективность процесса виброударного уплотнения//Тр. Всесоюз. ин-та огнеупоров. - Л., 1969. - Вып.41. - С. 235 - 253.
340. Ям В.М., Мирошниченко В.В., Житомирская Т.Е. Исследования схем виброустановок для формования фасонных и крупногабаритных огнеупоров //Тр. Всесоюз. ин-та огнеупоров. - Л., 1974. - Вып.46. - С. 170 -180.
341. Ям В.М., Савинов О.А., Брауде Ф.Г. О виброударном методе уплотнения некоторых сыпучих материалов //Тр. Всесоюз. ин-та огнеупоров. - Л., 1967. - Вып. 38. - С. 112 - 135.
342. Ям В.М., Степанов В.Ф., Евсеенко Н.К. Плотность изделий из полусухих карбид-кремниевых масс при виброударном уплотнении //Огнеупоры. - 1969. - №11. С. 17 - 19.
343. Ямкицкий Э.Л. Влияние качества подготовки пресспорошков на структуру изделий, изготовленных статическим прессованием и методом вибрационного уплотнения //Тр. Всесоюз. ин-та огнеупоров. - Л., 1969. - Вып. 41. - С. 310 - 319.
344. Ayer G.E., Soppet F.E. Vibratory Compaction: Part I. Compaction Spherical Shapes, Argonne National Laboratory, 111. // J. Am. Ceram. Soc. - 1965. - Vol. 48, - N 4. - P. 180 - 185.
345. Ayer G.E; Soppet F.E. Vibratory Compaction: Part II. Compaction Angular Shapes. Argonne National Laboratory, 111. // J. Am. Ceram. Soc. - 1966. - Vol. 49. - N 4. - P. 207 – 210.
346. Baader W. Das Verhalten eines Schuttgutes auf schwingenden Siebrosten. //Grundlagen der Landtechnik; - 1961. - Heft 13.
347. Baird M.H.I. //The Canad. J. Ceramic Engin. - 1963. - Col. 14. - N 2. - P. 41 - 45.
348. Bell W.C., Dillender P.D., Zominac H.R., Menning E.C. //J. Am. Ceram. Soc. - 1955. - Vol. 38. - N 11. - P. 114 - 121.
349. Carman P.C. //Trans. Inst. Chem. Engin. - 1937. - Vol. 15. - P. 150.
350. Chijiiwa K., Hatamura Y., Yoneyama I. A Trial on Direct Forming with Vibration. - Bull. of JSME. - 1985. - Vol. 28. - N240. P. 1308 - 1315.
351. Evans P.E. and Millman R.S. Vibratory Packing Powder. //Powder Metallurgy. - 1964. - Vol. 7. - N 13. - P. 50 - 60.
352. Farthing T.W. and Co. //Metallurgy Berilium. London: Chapman and Hall Ltd., 1968. - 327 p.
353. Hauth J.J. //Atomic Energy Commission Report: Vibrationally Compacted Ceramic Fuels. - HW67777. - 1961. – 44 p.
354. Hayashi T., Arakawa K., Morimoto Y. Iransient Wave Propagation in Linearly Viscoelastic Laminated Composites /Composite Materials/ Japan-US Conf. - Tokyo: Appl. science Publ. 1982. - P. 39 - 46.

355. Kroll W. Uber das Verhalten von Schuttgut in lotrechtsch wingenden Gefassen. //Forschung auf dem Gebiet der Inge nieurwissen. - 1954. – N 1.
356. Kohami S, Maeda T. Studies on hydraulic oscillator, -Bull. JSME.- 1982. - vol. 25. - N 201. – P. 380 - 386.
357. McGearry R.K. Mechanical Packing Spherical Particles - J. Am. Ceram. Soc. - 1961. - Vol. 44 - N 10. - P. 49 - 58.
358. McFetidge D., Byrne J. Вибрационное прессование керамических порошков. //Proc. Brit. Ceram. Soc. - 1969. – N 12. - P. 165 - 178.
359. Norrison W.M. Principle and Application Flow Divider Valves Hydraulics. //Hydraulics Power Transmission. - 1962. - N 10. - P. 91 - 103.
360. Rao V.A., Ramamurty V., Siddhanty M.N. Performance hydraulic vibration machine. //Mech. Eng. Division. India - 1970. - Vol. 51. - N 1. - P. 29 -32.
361. Smith I.D. High frequency hydraulic vibrators. //J.Mech. Engineering Science - 1971. - Vol. 13. - N 6. - P. 380 - 383.
362. Stoops Robert F. Получение на виброударных прессах заготовок с плотностью 98,2 % от теоретической //Ceramic Industry. - 1964. - N 3. - P. 54 - 57.
363. Westman A.F.R. and Hugill M.R. Packing of Particles. // J. Am. Ceram. Soc. - 1930. Vol. 13. - N 10. - P. 767 - 769.
364. Zivanivic B., Ristic M.M. Влияние частоты и ускорения вибрации на уплотнение керамических окислов // Interceram. - 1967. Vol. 16. - N 1. -P. 61 - 68.

Наукове видання

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович
Обертюх Роман Романович
Севостьянов Іван Вячеславович**

ПРОЦЕСИ ТА МАШИНИ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Монографія

Редактор Т.А.Ягельська

Оригінал-макет підготовлено автором І.В.Севостьяновим

Видавництво ВНТУ «УНІВЕРСУМ-Вінниця»
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001 р.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95
ВНТУ, головний корпус, к.114
Тел. (0432) 58-05-32

Підписано до друку Формат 29,7x42¼
Гарнітура Times New Roman. Папір офсетний
Друк різнографічний Ум. друк. арк.
Наклад 100 прим. Зам. №

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001 р.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95
ВНТУ, ГНК, к.113
Тел.: (0432) 58-01-59