

УДК 621.77 (075.8)

І86

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № від . .2017 р.)

Рецензенти:

І. П. Паламарчук, доктор технічних наук, професор

І. О. Сивак, доктор технічних наук, професор

Ю. І. Муляр, кандидат технічних наук, доцент

Іскович-Лотоцький, Р. Д., Івашко Є.І.

І86 Спеціальні процеси та машини обробки тиском : навчальний посібник / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Є. І. Івашко – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 219 с.

У посібнику наведено основні теоретичні відомості щодо спеціальних процесів та машин обробки тиском. Також наведені типові конструктивні схеми обладнання для спеціальних процесів обробки тиском, описано принцип їх роботи а також дана методика розрахунку для даного обладнання.

УДК 621.77 (075.8)

ЗМІСТ

| | |
|---|-----|
| Вступ | 4 |
| 1. Процеси вібраційної та віброударної обробки | 5 |
| 2. Формоутворення порошкових заготовок виробів з використанням вібрацій | 9 |
| 2.1 Проблеми формоутворення | 9 |
| 2.2 Стан теорії процесів формоутворення | 16 |
| 2.3 Спеціальне обладнання для формоутворення | 26 |
| 3. Процеси віброударного пресування (ВУП) при інерційному навантаженні заготовок | 46 |
| 3.1. Особливості інерційного навантаження заготовок | 46 |
| 3.2. Зміна фізико-механічних властивостей заготовок при дискретному навантаженні | 59 |
| 3.3. Моделювання процесу інерційного навантаження порошкової заготовки | 68 |
| 4. Основні положення резонансно-структурної теорії процесів віброударного пресування заготовок при інерційному навантаженні | 83 |
| 5. Вибір принципів схемних рішень розробки вібропресового обладнання | 100 |
| 5.1. Розробка принципів схем гідроімпульсного приводу (ГІП) | 103 |
| 5.2. Розробка принципів та конструктивних схем віброзбуджувачів ГІП | 107 |
| 5.3. Розробка нових конструкцій вібропрес-молотів з ГІП | 112 |
| 6. Аналіз конструкції інерційних вібропрес-молотів (ІВПМ) | 122 |
| 6.1. Особливості взаємодії рухомих ланок ІВПМ | 122 |
| 6.2. Структурна схема та динамічна модель ІВПМ | 129 |
| 6.2.1. Аналіз динамічної моделі ІВПМ з віброзбуджувачем "на вході" | 137 |
| 6.2.2. Аналіз динамічної моделі ІВПМ з віброзбуджувачем "на виході" | 145 |
| 6.2.3. Аналіз динамічної моделі ІВПМ для заданого силового впливу | 150 |
| 7. Дослідження робочих процесів ІВПМ | 155 |
| 7.1. Дослідження перехідних процесів взаємодії рухомих ланок ІВПМ | 155 |
| 7.2. Визначення оптимальних співвідношень конструктивних параметрів ІВПМ | 177 |
| 7.3. Аналіз основних робочих режимів ІВПМ | 184 |
| 7.4. Енерговитрати в процесі віброударного пресування | 192 |
| Література | 198 |

Вступ

Зміст навчального посібника відповідає робочим плану та програмі дисципліни «Спеціальні процеси та машини обробки тиском», курс якої викладається для студентів напряму підготовки «магістр» за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування» денної форм навчання.

У посібнику наведені основні положення щодо вибору типу приводу спеціальних машин обробки тиском за визначеними параметрами та виконання розрахунку параметрів приводів таких машин а також вивчення теорії спеціальних процесів обробки тиском.

У першому та другому розділах розглядаються процеси вібраційної та віброударної обробки та формоутворення порошкових заготовок виробів з використанням вібрацій. У третьому розділі проводиться глибокий аналіз віброударного пресування при інерційному навантаженні заготовок. Детально описані особливості інерційного навантаження заготовок з врахуванням особливостей інерційного навантаження заготовок, зміни фізико-механічних властивостей заготовок при дискретному навантаженні, а також специфіки моделювання процесу інерційного навантаження порошкової заготовки. У четвертому наведені основні положення резонансно-структурної теорії процесів віброударного пресування заготовок при інерційному навантаженні. У п'ятому проведений аналіз принципів схемних рішень розробленого вібропресового обладнання з гідроімпульсним приводом і конструктивних схем вібробуджувачів з гідроімпульсним приводом. У шостому проведений аналіз конструкцій інерційних вібропрес-молотів з детальними описами особливостей взаємодії їх рухомих ланок та структурної схеми та динамічної моделі.

У останньому, сьомому розділі посібника наведені результати досліджень робочих процесів інерційних вібропрес-молотів, а саме: перехідних процесів взаємодії рухомих ланок, методика визначення оптимальних співвідношень конструктивних параметрів інерційних вібропрес-молотів, аналізу основних робочих режимів ІВПМ, енерговитрат в процесі віброударного пресування.

1. ПРОЦЕСИ ВІБРАЦІЙНОЇ ТА ВІБРОУДАРНОЇ ОБРОБКИ

Вібраційні та віброударні процеси застосовуються практично в усіх галузях промисловості. Висока ефективність даних процесів забезпечується завдяки реалізації найоптимальніших силових впливів на об'єкт обробки, а також досягнення в результаті цього його необхідних внутрішніх фізико-механічних параметрів, в тому числі міцності та щільності. Класифікація процесів за ознаками вібраційних та віброударних здійснюється залежно від того, яка зі складових навантаження коливальна (пульсуюча) або ударна (імпульсна) є основною в даній конкретній технології. Саме названі складові і є факторами інтенсифікації цих процесів.

Під час реалізації вібраційних процесів об'єкт обробки або виконавчий робочий елемент машини здійснюють коливальні рухи з невеликою (порядку кілька міліметрів або часток міліметра) і достатньо високою (до 100 Гц) частотою.

Віброударні процеси характеризуються періодичним короточасним одностороннім відхиленням об'єкта обробки або виконавчого елемента від положення рівноваги під впливом невеликої амплітуди і значної частоти (див. попередній абзац), що забезпечуються зовнішніми періодичними силовими впливами у вигляді ударних імпульсів розрахункової енергії.

В табл. 1.1 наведені основні технологічні процеси, в яких використовуються вібраційні або віброударні впливи. Реалізація даних процесів здійснюється на основі серійного або дослідно-конструкторського вібраційного та віброударного обладнання.

Схеми вібраційних та віброударних процесів (рис. 1.1) і способи їх реалізації знайшли широке застосування у виробництві заготовок з порошкових матеріалів (а), ущільненні формувальних сумішей (б), фінішній обробці поверхонь деталей абразивними матеріалами (в), реалізації будівельно-монтажних технологій (г) і технологій обробки пластичних матеріалів тиском (д), під час проведення типових випробовувань (е), садово-збиральних (ж) та навантажувально-розвантажувальних робіт (з).

Останнім часом досліджується застосування вібраційних та віброударних впливів в процесах холодного радіального розкочування кільцевих заготовок та зневоднювання відходів харчових виробництв. Все це доводить їх високу ефективність та універсальність. Схеми цих процесів (див. рис. 1.1) показані сумісно з графіками рекомендованих типових змін зовнішнього періодичного впливу $F(t)$ на об'єкт обробки. При цьому коливальний рух може здійснювати як сам об'єкт обробки 1 під впливом статичного зусилля N , коли він закріплюється на робочому столі 2 вібраційної машини, (див. рис. 1.1, а, б), так і виконавчий елемент 3 (рис. 1.1, д) при жорсткому нерухомому закріпленні об'єкта обробки. Схема

обробки заготовок абразивними матеріалами передбачає сумісний рух робочого стола 2 та об'єктів обробки 1, розміщених в рухомому абразивному середовищі контейнера 3 (рис. 1.1, в), що виконує функції різального інструменту.

Таблиця 1.1 – Основні вібраційні та віброударні технологічні процеси

| Технологічний процес | Технологічна операція | Метод обробки | Галузь економіки | Примітка |
|--|--|---------------|---|------------------------------|
| Отримання заготовок виробів з непластичних порошкових матеріалів | Ущільнення, формоутворення, пресування | ВУ | Електротехнічна промисловість, металургія, машино-, автомобілебудування | Промислове впровадження, НДР |
| Отримання виробів з пластичних матеріалів при обробці тиском | Витяжка, осадка, штампування, калібрування, волочіння, розкочування | В | Машинобудування | |
| Остаточна обробка виробів абразивними матеріалами | Шліфування, полірування, доробка, зміцнення | В | Машинобудування | |
| Виготовлення ливарних форм | Формоутворення, ущільнення | ВУ | Металургія, ливарне виробництво | Промислове впровадження |
| Випробовування деталей та вузлів машин | Ресурсні, форсовані і інші типові випробовування | В, ВУ | Приладобудування, радіотехніка, авіа-, трактор-, машинобудування | Промислове впровадження, НДР |
| Навантажувально-розвантажувальні роботи | Розвантаження ємностей із сипкими вантажами, транспортування, навантаження | В, ВУ | Залізничний і автомобільний транспорт | |
| Будівельно-монтажні роботи | Забивання паль, ущільнення ґрунтів, пісків, бетонів | ВУ | Будівництво | Промислове впровадження |
| Садово-збиральні роботи | Збирання урожаю фруктів і ягід | ВУ | Сільське господарство | НДР |

Примітка.

1. В – вібраційний;
2. ВУ – віброударний.

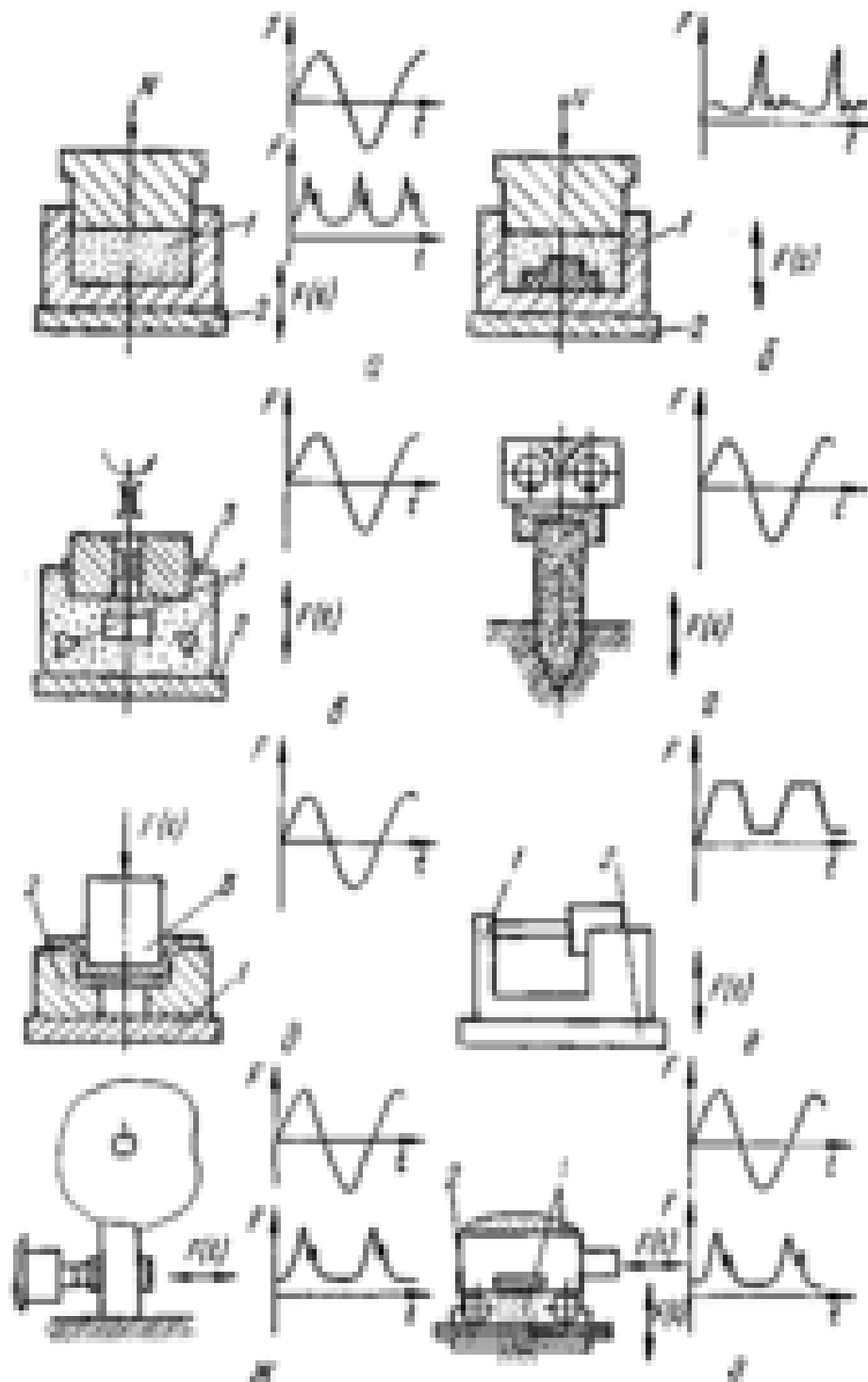


Рисунок 1.1 – Схеми вібраційних та віброударних технологічних процесів

Для реалізації розглянутих процесів застосовуються вібраційні та віброударні машини, які створюються за єдиною структурною схемою (рис. 1.2). Від джерела живлення і приводу, через елементи керування і регулювання енергія передається генератору вібрацій, а від останнього – об'єкту обробки виконавчим елементом (робочим столом, пунсоном контейнером), який забезпечує необхідні умови протікання процесу.



Рисунок 1.2 – Структурна схема вібраційних та віброударних машин

Використання корисних вібрацій значною мірою підвищує ефективність технологічних процесів, в яких об'єктами обробки є порошкові матеріали, формувальні суміші, пісок, гравій, вугілля та інші сипкі середовища. Результатом вібраційних або віброударних впливів на них, згідно із рядом досліджень, є: збільшення щільності і рівнощільності готових виробів по об'єму; зменшення ефективних коефіцієнтів тертя між частинками матеріалу і поверхнями бокових стінок, наприклад, в прес-формах; значне (в десятки разів) зменшення потрібних зусиль пресування у порівнянні зі статичним пресуванням, за рахунок зниження сил бокового та внутрішнього тертя, а також збільшення рухомості частинок матеріалу в напрямку прикладеного зусилля пресування при так званому „псевдозрідженні”. Пластичні суцільні та порошкові металеві заготовки піддаються, головним чином, обробці тиском – волочінню, витяжці, калібруванню, пресуванню. Властивості металевих матеріалів добре вивчені, а процеси їх деформування описуються математичними залежностями теорії пластичності. Заготовки з непластичних матеріалів (керамічних, вогнетривких, фарфоро-фаянсових прес-порошків) в процесі формоутворення або ущільнення не піддаються пластичному деформуванню (явище пластичного деформування може спостерігатись у них тільки у випадку введення добавок, що зв'язують та пластифікують). Для таких заготовок небажані навантаження, що перевищують межу пружності і викликають руйнування вихідних частинок. Неметалеві матеріали мають реологічні властивості, для них характерні релаксаційні явища.

2. ФОРМОУТВОРЕННЯ ПОРОШКОВИХ ЗАГОТОВОК ВИРОБІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІБРАЦІЙ

2.1 Проблеми формоутворення

Технологічний процес виробництва виробів з нових високо-ефективних матеріалів на основі порошків металів і неметалів, їх сплавів та з'єднань (оксидів, карбідів, нітридів, силіцидів і інших) з наповнювачами в якості добавок, що в'яжуть та пластифікують, можна уявити послідовно виконуваними операціями підготовки шихти (порошкового матеріалу), формоутворення заготовок та їх термообробки.

Підготовка однорідної шихти заданого складу здійснюється змішуванням порошкових компонентів і наповнювача в кульових млинах, шнекових, планетарних, лопатевих і вібраційних змішувачах або осадженням одного з компонентів шихти на поверхню частинок іншого. Для приготування порошків використовуються механічні (вихровий розмел, подрібнення в кульових і вібраційних млинах, розпилення водою і газом) і хімічні (електроліз, відновлення, розкладання, металотермія) методи, що, у свою чергу, визначають форму (пелюсткову, осколкову, сферичну та інші) та дисперсність частинок порошку. Поділ порошків за фракціями здійснюється шляхом ситового аналізу, сепарування або мікроскопічного аналізу. В якості наповнювачів широко використовуються рідкий бакеліт, розчин синтетичного каучуку в бензині, парафін, парафіно-воскові сплави, солі жирних кислот, захисні колоїди, гас, бензол і інші.

Одержання з шихти міцних заготовок з необхідною густиною і заданою конфігурацією, розміри яких у визначеному полі допусків відповідають розмірам готових виробів, у спеціальній літературі ототожнюється з поняттями формування, формоутворення, пресування, ущільнення, консолідація. На нашу думку, для позначення даної операції в технологічному процесі виробництва виробів з порошкових матеріалів доцільно використовувати термін „формоутворення”, що досить коректно і цілком відбиває її сутність, дозволяє упорядкувати загальну термінологію, в якій для визначення методів формоутворення можуть бути застосовані традиційні поняття „пресування” і „ущільнення”, термін „формування” – для визначення аналогічної операції в ливарному виробництві, а „консолідація” – для визначення завершених процесів одержання суцільних і зв'язних твердих тіл з порошкових матеріалів.

Формоутворення заготовок здійснюється методами пресування, вільної насипки у форму, лиття суспензій і паст, ущільнення, утрамбування і рядом їх комбінацій. Найпоширеніше формоутворення заготовок методом пресування, реалізованим різними способами, наприклад, простим, східчастим, ізостатичним, мундштуковим, імпульсним, ударним, вібраційним, віброударним. Пресування здійснюється на відповідному

пресовому обладнанні за рахунок тиску, створюваного пуансоном під дією осьового зусилля на відкритій поверхні порошкового матеріалу, розміщеного в контейнері звичайної прес-форми закритого типу, або стисненим однорідним середовищем (рідиною, газом) при використанні оболонкових форм. Задану схему пресування забезпечує конструктивне виконання прес-форми (одно- або двостороння, з матрицею, що плаває, з рухомим пуансоном і т.п.). Застосування інших методів формоутворення визначається їх можливостями і залежить від вимог, що пред'являються до складу шихти, геометричних і фізико-механічних характеристик заготовок.

Термообробка забезпечує перетворення заготовки в міцні вироби із заданими фізико-механічними властивостями. Низькотемпературній термообробці, або сушінню (при температурі до 200 °С) після формоутворення піддаються заготовки практично зі всіх порошкових матеріалів з метою їх додаткового зміцнення перед транспортуванням, складанням або завантаженням в зону високотемпературної термообробки (спікання, випалу). Спікання характерне для металопорошків і супроводжується нагріванням і витримкою заготовки при температурі спікання $T_{сп}$ нижчою температури плавлення $T_{пл}$ частинок металу. Звичайно $T_{сп}=(0,7...0,9) T_{пл}$. До основних видів спікання відносяться: спікання у твердій фазі і рідкофазне спікання. Випал характерний для одержання виробів з багатокомпонентних оксидних порошоків вогнетривких і керамічних матеріалів і передбачає в процесі термообробки рідкофазне спікання тільки деяких компонентів складу шихти. По суті випал і спікання є ідентичними операціями.

Заходи з упорядкування всього різноманіття існуючих і безупинно розроблюваних нових способів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів робилися в працях. Визначений крок вперед у даному напрямку зробили автори в роботі, однак ряд її положень, наприклад, визначення понять „формування”, „пресування”, „динамічні” і „імпульсні процеси” можна вважати спірними і такими що потребують доказів.

Для вивчення загальної структури методів та обладнання процесів формоутворення, на нашу думку, доцільно застосувати ієрархічну класифікацію в послідовності підпорядкування „процес – метод – спосіб – обладнання – оснащення”. Докладний розгляд даної класифікації для малорозповсюджених методів формоутворення, наприклад, лиття паст і суспензій, вільного засипання, утрамбування, ущільнення в монографії наводити недоцільно і тому нижче вона буде наведена в повному обсязі тільки для пресового методу, що характеризується розмаїтістю способів його реалізації в умовах виробництва на спеціальному обладнанні. Структурна класифікація методів та обладнання процесів формоутворення заготовок, що є проміжним етапом загального технологічного процесу виробництва виробів з порошкових матеріалів і в першу чергу забезпечує виконання вимог до їх експлуатаційних властивостей, показана на рис. 2.1.

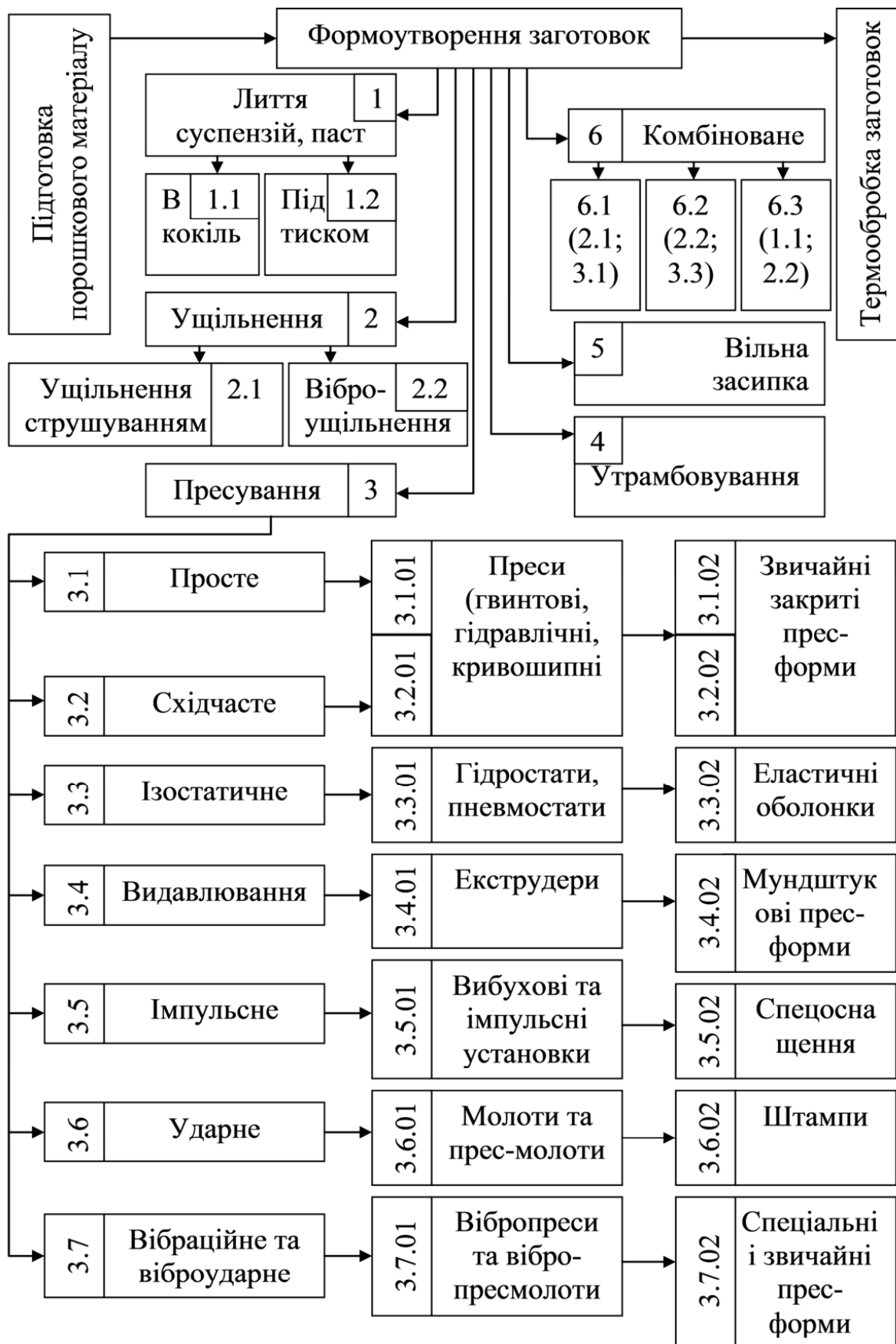


Рисунок 2.1 – Структурна класифікація методів та обладнання для формування

У запропонованій класифікації кожному методу формоутворення присвоєні номери, зазначені на відповідних позиціях арабськими цифрами від 1 до 6. Наявність шести позицій обумовлена тим, що крім вказаних вище п'яти методів формоутворення заготовок до класифікації додатково введений комбінований метод, позначений позицією 6.

Для кодового позначення способів, за допомогою яких реалізуються методи формоутворення, до номера позиції методу додається порядковий номер відповідного способу, записаний через крапку. Наприклад, код 1.2 – спосіб лиття в кокіль, а код 2.1 – спосіб ущільнення струшуванням. Для позначення способів комбінованого методу додатково в дужках записуються коди відомих способів формоутворення, розділені крапкою з комою.

Наприклад, 6.1 (2.1; 3.1) – спосіб струшування з підпресовуванням. Для кодування обладнання й оснащення, розглянутого в даній класифікації пресового методу формоутворення використовуються коди відповідних способів з додаванням індексів 01 (обладнання) та 02 (оснащення). Наприклад, для простого пресування код обладнання – пресів гідравлічних, гвинтових, кривошипних – 3.1.01, а код оснащення – прес-форм закритого типу – 3.1.02.

Кодований запис інформації щодо структурних елементів даної класифікації дозволяє використовувати її для розв'язання за допомогою комп'ютерної техніки задач аналізу та синтезу технологічних комплексів, а також одиничного обладнання спеціального та спеціалізованого призначення для формоутворення заготовок з порошкових матеріалів.

Успішне розв'язання на основі методів порошкової металургії задач одержання для різних галузей економіки нових прогресивних матеріалів із заданими властивостями безпосередньо пов'язано з вирішенням ряду проблем виробництва виробів з даних матеріалів, щовиникають на відповідних етапах технологічного процесу. Аналіз вказаних проблем показує, що задача реалізації процесів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів, особливо складної конфігурації і великих габаритів, є одною з найважливіших та найактуальніших. Існуючі методи розв'язання даної задачі часто не забезпечують можливості розширення та відновлення номенклатури й асортименту випуску виробів із прогресивних порошкових матеріалів у зв'язку з тим, що заготовки вказаних виробів не відповідають (або відповідають частково) цілому ряду технічних вимог – заданим оптимальним значенням:

- механічної міцності для безпечного виймання виробу з прес-форми, його транспортування та складування;
- густини та допустимої нерівногустини;
- пористості та стану частинок основи порошкового матеріалу;
- ступеня відповідності конфігурації заготовки готовому виробу.

З відомих методів формоутворення, як вказувалося вище, найрозповсюдженішим, внаслідок своєї економічності і простоті реалізації,

є метод пресування. Різні способи пресування дозволяють під час формоутворення заготовок забезпечити переважне виконання деяких пунктів зазначених вище технічних вимог і в результаті одержати виріб з визначеними експлуатаційними властивостями. Наприклад, застосування способу простого пресування може забезпечити високу густину і, як наслідок, достатню міцність заготовок невеликих виробів простої конфігурації з відношенням висоти до ширини (діаметра) не більшим 2,0...2,5 типу втулок, вкладишів і т.п., але він є непридатним для формоутворення великогабаритних заготовок через неможливість забезпечення їх високої рівногустини по об'єму та міцності, а також внаслідок необхідності застосування обладнання, що створює високі питомі зусилля на заготовці від 100 до 1000 МПа, в залежності від марки пресованого матеріалу. Просте пресування є також неприйнятним при необхідності формоутворення заготовок виробів складної конфігурації. Виключення складають заготовки невеликих виробів, що піддаються додатковій обробці різанням, внаслідок чого істотно підвищується їх вартість у цілому.

Східчасти пресування забезпечує кращу релаксацію пружних напружень, сприяє витисненню повітря в результаті стиснення порошку, підвищенню густини та рівногустини заготовок, зниженню в них пружних деформацій. Даний спосіб пресування рекомендується для формоутворення великогабаритних заготовок простої конфігурації, але має низьку продуктивність.

Ізостатичне пресування дозволяє забезпечити високу густину і рівногустину при формоутворенні великогабаритних заготовок складної конфігурації. Різновид даного способу – гідростатичне пресування при робочому тиску до 1000 МПа широко використовується на заводах вогнетривів під час випуску унікальних виробів для хімічної промисловості та чорної металургії. Так на Семилукському заводі вогнетривів гідростатичним пресуванням одержували великогабаритні хромокислі та цинкові блоки для великотонажних установок виробництва скловолокна одностадійним методом. Богдановичський і Костянтинівський заводи вогнетривів виготовляли великогабаритні складнофасонні вогнетривкі вироби типу заглибних стаканів і моноблокових стопорів проміжних ковшів розливання сталі (рис. 2.2). Обмежують використання гідростатичного пресування швидкий знос еластичного формоутворювального елемента і складність його виготовлення, додаткові витрати на попереднє вібровакуумне ущільнення заготовки, особливі вимоги до виконання заходів щодо охорони праці і техніки безпеки і досить низька продуктивність. Однак, незважаючи на зазначені недоліки, спосіб гідростатичного пресування є досить перспективним і його розробці в наш час приділяють багато уваги в нашій країні та за кордоном.

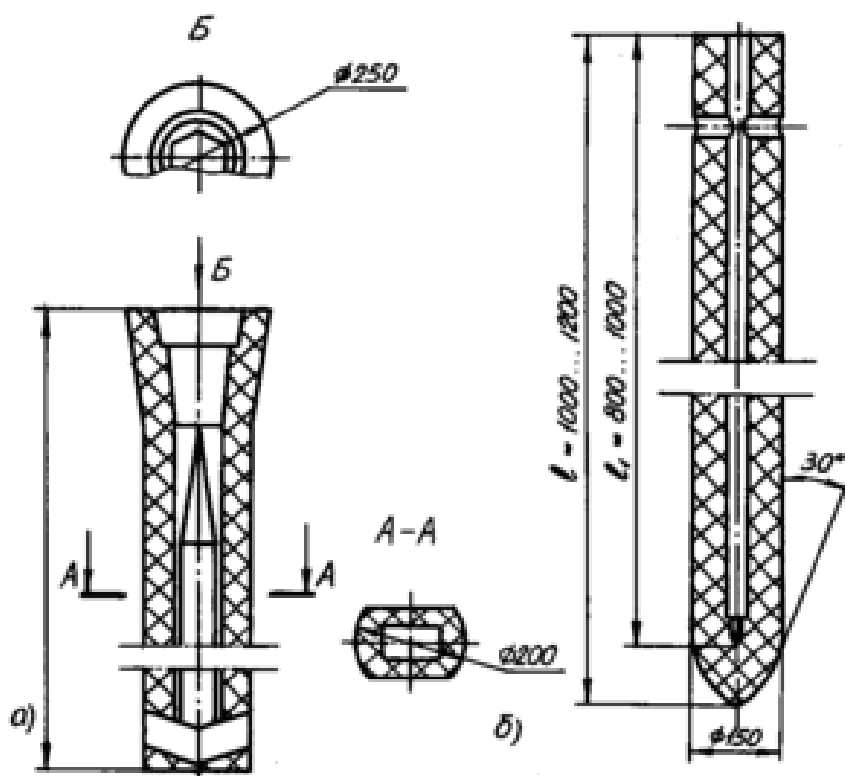


Рисунок 2.2 – Конструкції заготовок заглибних стаканів (а) і моноблокових стопорів (б)

Імпульсний спосіб пресування може забезпечити вищу густину заготовки, ніж статичні способи, але його реалізація в ряді випадків супроводжується певними труднощами, пов'язаними з експлуатацією обладнання. Так, імпульсне вибухове пресування в порошковій металургії застосовується порівняно рідко, головним чином, у дослідному одиничному або дрібносерійному виробництві плит, труб, профілів і т.п. довжиномірних тонкостінних виробів. Імпульсне гідродинамічне пресування застосовується для формоутворення заготовок невеликих виробів типу втулок і кілець.

Визначення способів вібраційного та віброударного пресування в даний час пов'язане з труднощами, що полягають у тому, що деякі автори процеси формоутворення заготовки з порошкового матеріалу в прес-формі закритого типу під впливом тиску на неї з боку пуансона визначають як "формування". З урахуванням існуючих розбіжностей ряд аналогічних способів формоутворення при одночасному накладенні вібрацій (або вібрацій і ударів) на елементи прес-форми був визначений як віброформування, віброущільнення, віброударне ущільнення. Однак, відповідно до загальноприйнятої в теорії процесів обробки тиском термінології, у прес-формі під впливом тиску на заготовку з боку пуансона, здійснюється процес пресування. Тому, на нашу думку, вказані способи одержання заготовок слід віднести до способів формоутворення заготовок методом пресування, доповнивши ними відомі способи,

наприклад, вібраційного [86, 184, 202] та віброударного [159, 235] пресування.

Вібраційне та віброударне пресування, у порівнянні з іншими способами пресування, забезпечує виконання технічних вимог до заготовки більш економічно. Зокрема, останнє пояснюється значним (у десятки і навіть сотні разів) зниженням робочого зусилля у порівнянні із зусиллям статичного пресування [160, 192], зменшенням зносу деталей прес-форм, а також забезпеченням можливості їх виготовлення з тонкими стінками [147]. Особлива ефективність вібраційного пресування відзначається при формоутворенні заготовок виробів складної конфігурації і великих габаритів, виробництво яких раніше було утруднено або практично неможливо [89, 91, 266].

Перша докладна публікація, присвячена вібраційному ущільненню порошків, з'явилася в США в 1930 р. [307]. Приблизно в цей же час в СРСР колективом учених Військово-інженерної академії РСЧА були проведені дослідження, що відзначили ефективність вібраційного ущільнення сипучих ґрунтів, бетонів і т.п. матеріалів [223, 225, 259]. Однак подальшого розвитку вказані роботи у зазначений період не одержали і тільки в 50-і роки вітчизняні та закордонні дослідники знову звернулися до питання можливості застосування вібраційних впливів для ущільнення порошкових матеріалів і сумішей [60, 292, 299, 301], ґрунтів [278] і бетонів [53, 115, 181, 279]. У подальших закордонних публікаціях у відкритому друці відомості про результати дослідження й освоєння вібраційного пресування носили обмежений характер [289, 290, 293, 294], що можна пояснити виконанням ряду з них на замовлення військових відомств [288, 295, 297].

У нашій країні особливу увагу вібраційному пресуванню почали приділяти в 60-і роки в зв'язку з потребою освоєння випуску виробів з нових прогресивних порошкових матеріалів (зносостійких, тугоплавких, вогнетривких і т.п.), уперше створених у ІПМ АН УРСР [253].

Перші дослідно-промислові технології і відповідне спеціальне обладнання для реалізації процесів вібраційного пресування були розроблені для формоутворення заготовок з вогнетривких та тугоплавких порошкових матеріалів (рис. 2.3) і впроваджені на Семилукському заводі вогнетривів [86, 163], Броварському заводі порошкової металургії [91, 192, 214] і Боровичському комбінаті вогнетривів [89]. Початок вказаним роботам поклали дослідження, виконані у Всесоюзному інституті вогнетривів (ВІВ) м. Ленінграда [10, 87, 283, 285, 268], Київському політехнічному інституті [133, 134, 135, 262] і його Вінницькій філії (з 1974 р. Вінницький політехнічний інститут (ВПІ), з 1994 р. Вінницький державний технічний університет (ВДТУ), з 2003 р. Вінницький національний технічний університет (ВНТУ)) [160, 239].

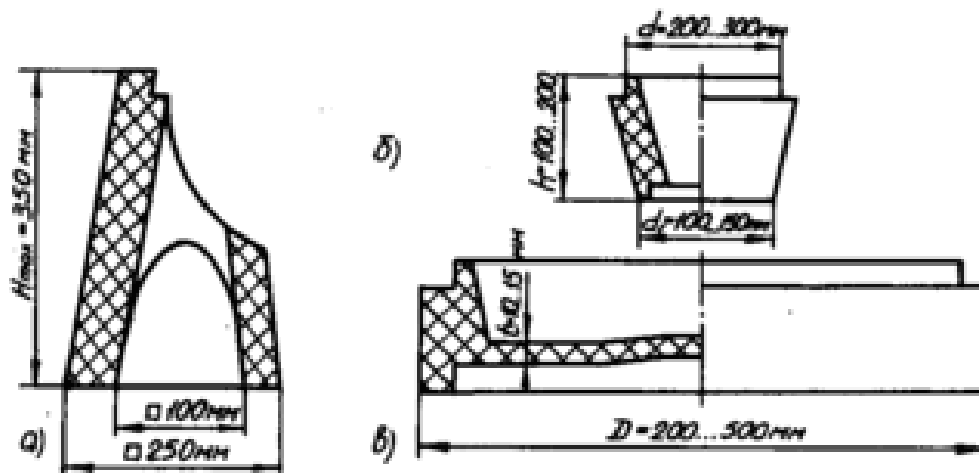


Рисунок 2.3 – Конструкції заготовок виробів типу „свисток” (а), „конус” (б) та „капсель” (в)

Досліджувалася можливість застосування вібрацій для пресування деяких видів порошкових матеріалів у ІХФ АН СРСР [210, 162, 277], Східному інституті вогнетривів м. Свердловська [213, 222], УкрНДІВ м. Харкова [119], УНДІСП м. Києва [92, 111, 174] і в ряді інших науково-дослідних установах [101, 229, 251, 287]. Варто відмітити великий внесок у розробку нових способів та схем вібраційного пресування порошкових матеріалів наукових колективів ряду кафедр ВУЗів країни – Білоруського [200, 201, 202], Краснодарського [211, 212], Ризького [268] політехнічних інститутів, Московських інститутів хіміко-технологічного [183, 260, 271], тонкої хімічної технології [266, 267], хімічного машинобудування [96, 97, 98], інженерно-будівельного [108, 109].

Часто для промислової реалізації багатьох із запропонованих і, як показали дослідження, досить ефективних способів і схем було потрібно створення унікального вібропресового обладнання, у зв'язку з тим, що рекомендації з вибору його параметрів відпрацьовувалися на дорогих, але малопотужних лабораторних установках [98, 229, 289, 308], які забезпечували лише широкий діапазон зміни частот (20...4000 Гц) і віброприскорень (11g ...100g) при мінімальних енергіях ходу (10... 0,1 Дж). Тому впровадженими виявилися тільки ті способи і схеми вібраційного пресування, що забезпечувалися економічним, простим у виготовленні й в експлуатації спеціальним обладнанням, доукомплектованим механічними вібраторами, що випускалися серійно [56, 88, 208] або створеним на базі гідроімпульсного приводу [100, 147, 193]. Дане обладнання дозволило в умовах виробництва підтвердити, відзначену раніше [122, 131, 239], особливу ефективність віброударного (віброімпульсного) пресування заготовок виробів з непластичних порошкових матеріалів для інерційних схем навантаження і низькочастотних режимів зовнішнього силового впливу. Вибір параметрів вібраційного пресування визначеного порошкового матеріалу в умовах виробництва звичайно здійснювався на

основі наявних відомих рекомендацій і даних додатково проведених експериментів, що враховували конфігурацію, габарити та масу конкретної заготовки [60, 163, 292]. Для визначення деяких параметрів вібропресування ряду порошкових матеріалів у роботах [288, 289] запропоновані напівемпіричні залежності, що враховують умови навантаження заготовки.

Про відсутність єдиного підходу при виборі параметрів вібропресування може свідчити той факт, що в умовах виробництва для формоутворення ідентичних за якістю та приблизно однакових за габаритами і масою заготовок виробів були встановлені такі робочі режими навантаження: частота 50 Гц, амплітуда 1...1,2 мм, питоме зусилля притискання 0,22...0,275 МПа, тривалість віброударного впливу 25...30 с [163]; частота 18...20 Гц, амплітуда 3...5 мм, питоме зусилля притискання до 0,2 МПа, тривалість віброударного впливу до 10 с [147].

Очевидно, що вибір режимів впливу в даних випадках ґрунтувався тільки на можливостях використовуваного вібропресового обладнання.

Відомі [295] рекомендації щодо застосування високочастотних (>100 Гц) навантажень можна пояснити необхідністю створення розрахункових віброприскорень (>10g) для малих (<1 мм) амплітуд вібрацій робочої ланки машини з обмеженою потужністю приводу.

Загальний аналіз робіт з вібраційного та віброударного пресування дозволив відзначити особливу ефективність даних способів для формоутворення заготовок виробів складної конфігурації і великих габаритів з порошкових матеріалів із частинками основи, що важко деформуються [91, 147, 163, 214, 235], однак відсутність наукової теорії зазначених процесів утруднює їх широке впровадження.

2.2 Стан теорії процесів формоутворення

Вібраційному пресуванню заготовок виробів з порошкових матеріалів передувало вібраційне ущільнення даних матеріалів, а також ґрунтів, бетонів, формувальних сумішей і інших дисперсних середовищ. Подібність фізико-хімічних властивостей вказаних об'єктів обробки та характеру впливу на них багато в чому обумовило і спільність основних положень теорій відповідних процесів, що надалі доповнювалися і допрацьовувалися з врахуванням особливостей кожного з них.

Перші теоретичні концепції про вплив вібрацій на дисперсні середовища були сформульовані в роботах, присвячених вивченню ґрунтів. На прикладі дослідження бокових напруг у зразках з піщаних ґрунтів з врахуванням сил внутрішнього тертя при статичному та вібраційному навантаженні автори [225] відзначили позитивний вплив вібрацій, який полягає в зменшенні бокових напруг, що, на їх думку, визначалося енергією вібрацій. Збільшення даної енергії „обумовлює зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя” але не більше ніж на 25...30%

(незалежно від подальшого збільшення енергії). Для аналітичного дослідження впливу вібрацій на механічні характеристики ґрунтів в роботі [224] було запропоновано використовувати статистичні методи, у зв'язку з тим, що взаємодії частинок у складній системі підпорядковуються статистичним законам. Такий підхід дозволив визначити закономірність розподілення напруг у ґрунті, а також сил внутрішнього тертя, намітити шляхи дослідження впливу вібрацій на міцність ґрунтів [223].

Подібна оцінка механізму впливу вібрацій на бетонну суміш була дана в роботах [53, 181]. Корективи загального представлення залежності сил внутрішнього тертя між частинками дисперсного середовища від частоти, амплітуди й інших параметрів вібрацій були зроблені в роботі [66], в якій введені поняття про ефективний коефіцієнт тертя, виражений через класичний коефіцієнт тертя і параметри вібрацій. Авторами розглянуто три загальних випадки прикладення вібрацій у вигляді змінної за величиною та напрямком сили $\Phi = \Phi_0 \sin \omega t$ до тіла масою m , що знаходиться на горизонтальній площині під дією постійних сил N та S (рис. 2.4). Для всіх випадків аналітично встановлено, що умовна величина ефективного коефіцієнта тертя спокою f_1^* залежить від напрямку дії сили Φ і не може ототожнюватися з дійсним значенням коефіцієнта тертя спокою f_1 .

$$f_1^* = \frac{S}{N} = f_1 \left(1 - \frac{\Phi_0}{f_1 N} \right), \text{ для } \Phi \parallel S \text{ та } \perp N; \quad (2.1)$$

$$f_1^* = f_1 \left(1 - \frac{\Phi_0}{N} \right), \text{ для } \Phi \perp S \text{ та } \parallel N; \quad (2.2)$$

$$f_1^* = f_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_0}{f_1 N} \right)^2}, \text{ для } \Phi \perp S \text{ та } \perp N. \quad (2.3)$$

Авторами також зроблений висновок про практичне значення систем, у яких сила Φ виникає або в результаті роботи дебалансного вібратора безперервної дії для її амплітудного значення $\Phi_0 = m_0 \cdot e \cdot \omega^2$ ($m_0 \cdot e$ – статичний момент дебалансів) або в результаті гармонійних коливань тіла m на площині для $\Phi_0 = m_0 \cdot a \cdot \omega^2$ (a – амплітуда коливань). Відзначено можливе співвідношення між силами опору, амплітудою впливу та поточною силою, коли в системі створюються умови еквівалентні в'язкому тертю. Для даного випадку введено поняття ефективного коефіцієнта „в'язкого” тертя β^* , або коефіцієнта вібров'язкості, величина якого визначається зі співвідношення

$$\beta^* = \frac{S}{v_{cp}}, \quad (2.4)$$

де S – рушійна сила; v_{cp} – середня швидкість руху частинок середовища.

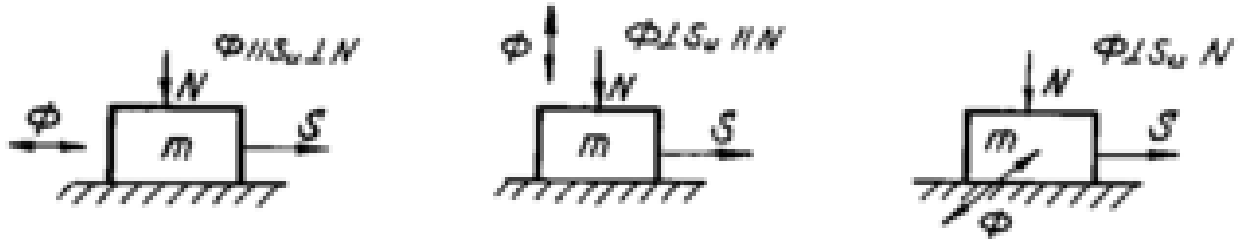


Рисунок 2.4 – Загальні випадки прикладення змінної сили Φ до тіла m навантаженого постійними силами N та S

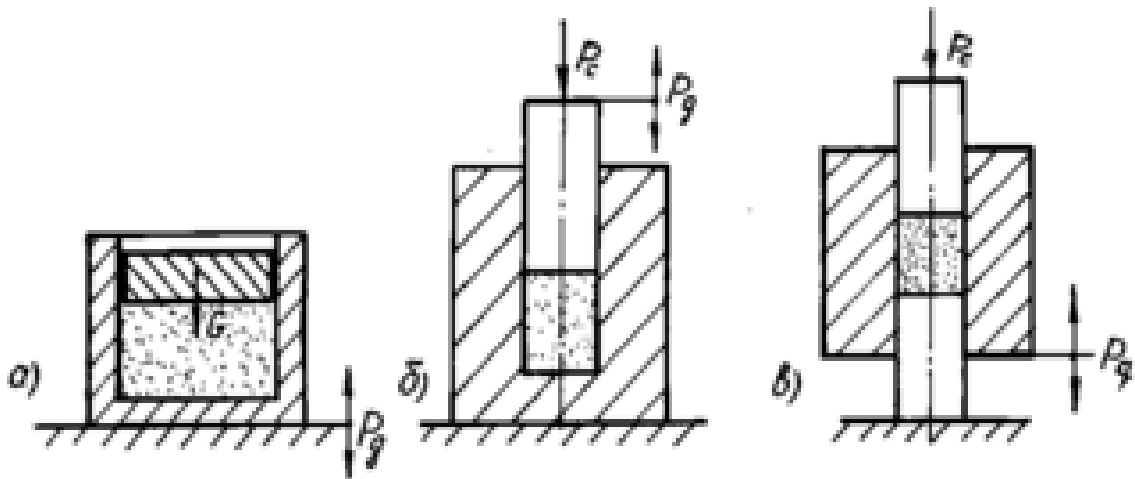


Рисунок 2.5 – Схеми пресування заготовок у закритій прес-формі при вібруванні контейнера (а), пуансона (б) та матриці (в)

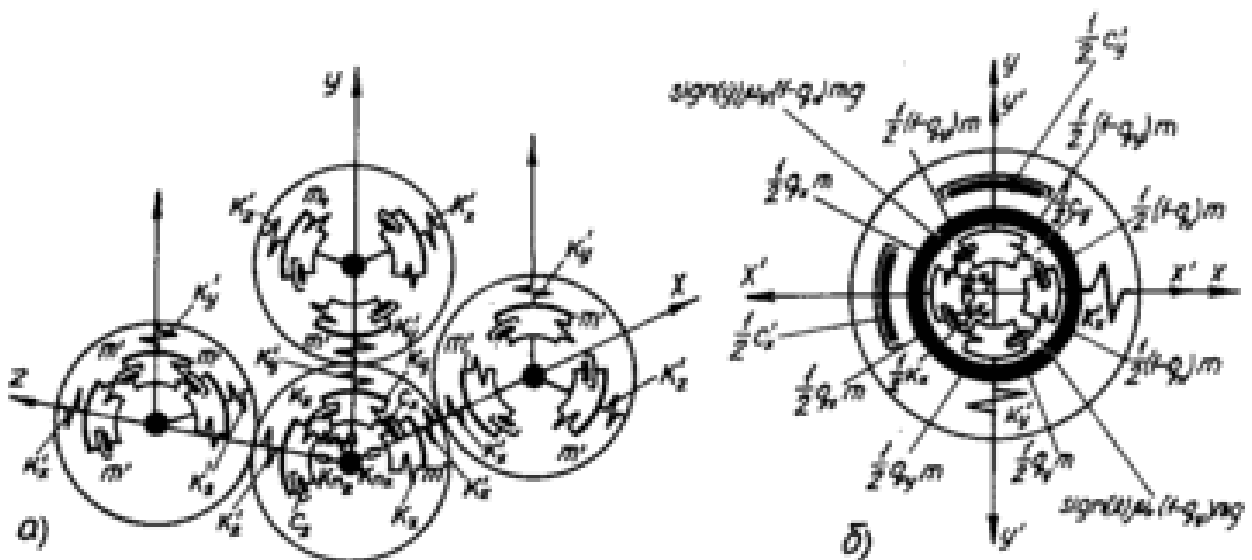


Рисунок 2.6 – Феноменологічні моделі дисперсного середовища: а - просторового; б - дрібнодисперсного

За ініціативою академіка П.А. Ребіндера розділ механіки, що вивчає вплив вібрацій на різні складні середовища, у тому числі дисперсні, був названий віброреологією [80]. Відповідно до основних положень віброреології, характер вібрацій визначає величини умовних модулів пружності, коефіцієнтів тертя та в'язкості (віброреологічних констант), що оцінюють удавану зміну фізичних або механічних властивостей матеріалу середовища за умови незмінності їх "дійсних" значень. З врахуванням віброреологічних концепцій І.І.Биховським [76] була узагальнена та сформульована загальна теорія віброуцільнення дисперсних середовищ. Для оцінювання процесу віброуцільнення автором введено поняття ефективної частоти вібрування суміші із "зернистим наповнювачем", частинки якого контактують безпосередньо між собою, а також з рідиною та пухирцями повітря. Оскільки можливий рух частинки відносно навколишнього середовища відбувається при безпосередньому ковзному контакті з іншими частинками, то в разі щільнішого їх укладання збільшуються сили внутрішнього тертя, а також породжуються сили обумовлені пластичними властивостями рідкої фази, в'язким опором, пружністю, зчепленням. Уцільнення середовища під дією вібрацій відбувається за рахунок прослизання одних твердих частинок відносно інших під дією зусиль значно менших, ніж при звичайному статичному навантаженні. Дане явище було названо "псевдозрідженням", а частота, що викликає "псевдозрідження" – ефективною частотою вібрування, при якій частинки середовища переміщуються одна відносно одної, головним чином, за рахунок дії сил власної ваги. Ефективність процесів вібрування сумішей з "зернистим наповнювачем", що при статичному навантаженні з малими швидкостями зрушення мають тільки пластичні або пружно-пластичні властивості, пояснюється трансформуванням пластичного опору при динамічному зсуві у нелінійний в'язкий опір, що залежить від параметрів вібраційного впливу.

Вібраційне уцільнення заготовок виробів з порошкових матеріалів здійснювалося у відкритих контейнерах і виявилось недостатньо ефективним через низьку міцність і розпушення верхніх відкритих шарів заготовок [108]. Тому воно використовувалося як операція попередня, наприклад, ізостатичному пресуванню [119]. Надалі вільну поверхню порошкового матеріалу у контейнері, що вібрує, закрили інерційним вантажем (рис. 2.5, а), тобто практично процес уцільнення замінили пресуванням, однак у відповідних публікаціях останнє відзначене не було.

У ряді робіт [97, 98, 131], незважаючи на застосування класичних схем пресування заготовок у прес-формах закритого типу при впливі вібрацій на пуансон (рис. 2.5, б) або матрицю (рис. 2.5, в), дослідники за традицією часто використовували терміни "уцільнення" або "формування", що вносило певну плутанину у вивчення даного питання.

Процес вібраційного пресування за схемами вібруючого пуансона і вібруючої матриці, або як його назвали автори "віброуцільнення", – з

позицій механіки суцільних середовищ був розглянутий у роботах [248, 249], що дозволили встановити залежність ефективних віброреологічних констант пружно-в'язко-пластичного середовища, зокрема удаваної в'язкості зсуву, від швидкості зсуву. Авторами запропоновані методи розрахунку вібраційних полів з врахуванням пластичних напруг і дана оцінка впливу на процес ущільнення "гармонійного та імпульсного режимів віброформування для коливань нижнього пуансона, для вертикальних коливань форми і для крутильних коливань".

Реальна залежність величини напруг зсуву τ від швидкості зсуву dv_x/dy

$$\tau = \tau_0 + f\left(\frac{dv_x}{dy}\right) \quad (2.5)$$

в розрахунках апроксимувалася моделлю бінгамівського пластику [248, 249]

$$\tau = \tau_0^* + \eta_1 \frac{dv_x}{dy}, \quad (2.6)$$

де τ_0^* – динамічна напруга зсуву; η – уявна в'язкість зсуву.

Дана апроксимація дозволила авторам надалі використовувати математичний апарат теорії пластичної течії [261] і одержати аналітичні залежності для визначення тензора напруг σ_{ik} у карбідокремнієвій суміші, що відповідає нелінійній в'язкій рідині зі змінним коефіцієнтом бінгамівської в'язкості. Вказані залежності використовувалися для складання рівнянь руху суміші в циліндричній системі координат для одномірного зсуву в процесі віброформування карбідокремнієвих кілець. Виконаний у роботі розрахунок вібраційних полів циліндричних заготовок дозволив рекомендувати для ущільнення імпульсні коливання, що "у порівнянні з еквівалентними гармонійними ... дозволяють збільшити інтенсивність швидкостей зрушення в середньому на два порядки, а для оцінювання зміни реологічних властивостей (в'язкість)... крім амплітуди і частоти коливань, необхідно враховувати геометрію та розміри форми".

Наведені в роботі [249] аналітичні залежності основних реологічних концепцій теорії вібропресування порошкових матеріалів, безсумнівно, після відповідної обробки з метою їх спрощення можуть бути використані для створення методики практичних проектних розрахунків параметрів вібраційного навантаження. Однак існуючі реологічні концепції не завжди дозволяють обґрунтувати ефективність процесів вібраційного пресування порошкових матеріалів, особливо в тих випадках коли величина напруги зсуву менша динамічного зсуву й отже, відсутня текучість матеріалу. Такий стан заготовки характеризується дискретним періодичним досягненням під дією коливальних динамічних впливів кінцевих значень

внутрішніх напруг, причому максимальні значення даних напруг не перевищують меж пружності заготовки в цілому. Отже, оцінювання ефективності процесу деформування заготовки, що досягла кінцевих пружних властивостей, з позицій реології є невідповідним, у зв'язку з чим потрібний інший підхід.

При вібраційному пресуванні, навантаження (стиск) заготовки в прес-формі здійснюється зусиллями, що періодично змінюються із заданою частотою. Дані зусилля формуються в результаті додавання динамічних (вібраційних) і статичних складових зовнішніх силових впливів на заготовку. Аналіз відомих схем навантаження заготовок при вібраційному пресуванні [86, 133, 192] показує, що схеми вібруючого пуансона і вібруючої матриці в більше відповідають класичній схемі пресування, ніж схема з інерційним вантажем (див. рис. 2.5). Головним чином, вказана відповідність проявляється в безперервності процесу зближення частинок порошкового матеріалу (ущільнення) під дією статичної складової (P_c) зовнішнього силового впливу, що за величиною звичайно значно перевищує динамічну складову (P_d). За даними [97] $P_d=4000$ кгс, $P_c=100$ тс і $P_d=200$ кгс, $P_c=10$ тс. Схема інерційного навантаження дозволяє навантажувати заготовку зусиллями $P_d > P_c$ і, тим самим, забезпечує дискретний характер процесу пресування. За даними [160] $P_d=105$ кгс; $P_c=15$ кгс. Природно припустити, що такий характер процесу багато в чому буде визначатися поточними фізико-механічними властивостями заготовки, зафіксованими в початковий момент кожного розглянутого циклу навантаження, співвідношенням статичної і динамічної складових ($P_d:P_c$) зовнішнього силового впливу, а також величиною і законом зміни останньої, створюваної в результаті вібрацій, або механічних коливань з малими амплітудами [81] робочої ланки машини.

Як показали дослідження [91, 147, 214], для формоутворення заготовок виробів складної конфігурації і великих габаритів з непластичних порошкових матеріалів найефективнішою, а іноді і єдиною, є видозмінена схема інерційного навантаження зі статичним притисканням, що забезпечує протікання процесу ущільнення для значно менших (у десятки разів) робочих зусиллях у порівнянні із зусиллями статичного пресування. Якщо для схеми з вібруючим пуансоном і вібруючою матрицею ефективність процесу ущільнення пластичних порошкових матеріалів і, менше, непластичних матеріалів з великим вмістом добавок, що пластифікують, зв'язують та змащують, могла бути обґрунтована зниженням "ефективних" і дійсних реологічних констант, внаслідок чого зменшуються сили тертя заготовки об стінки матриці або сили внутрішнього тертя частинок [56], то для схеми з інерційним вантажем таке обґрунтування неприйнятне через дискретність процесу ущільнення. Аналогічно з позицій віброреології не можна обґрунтувати особливу ефективність вказаної схеми навантаження для пресування сухих і напівсухих порошкових матеріалів [159].

Механізм вібраційного пресування порошкових матеріалів у прес-формах закритого типу з інерційним вантажем представлений у роботах [260, 277] періодичним руйнуванням вихідної структури заготовки напругами, що розтягують і виникають під дією навантажень зі змінним знаком, з утворенням нової структури з щільнішим укладанням частинок за рахунок упорядкування їх розташування, можливого пластичного деформування та руйнування напругами, що стискають. Проведені дослідження [92, 94, 162, 271] підтверджують залежність досяжної щільності заготовки з порошкового матеріалу від його гранулометричного складу та форми частинок, особливо, якщо останні непластичні і мають здатність до ламкого руйнування. У роботах [293, 294] запропонована методика підвищення щільності заготовки підбором багатофракційного складу порошку, виходячи з умови сферичної форми його частинок, що на практиці здійснити досить складно. Відзначена також і залежність щільності заготовки від співвідношення розмірів прес-форми (контейнера) і частинок порошку [112], що одержала назву “пристінкового ефекту” – зниження щільності заготовки в прес-формі. Автор рекомендує не допускати співвідношення розмірів меншого ніж 10 і не використовувати тонкодисперсні порошки з розмірами частинок менших 1...2 мкм, ущільнення яких погіршується внаслідок впливу адгезійних сил.

Зусилля притискання є осовою статичною складовою сили пресування на пуансоні. Відповідний тиск пресування, або питоме зусилля притискання, що визначається як відношення зусилля притискання до площі відкритої поверхні заготовки з боку пуансона, сприяє кращому формоутворенню заготовки за рахунок більш щільного укладання частинок порошку [131, 267]. Існуючі рекомендації з вибору величини питомого зусилля притискання під час вібраційного пресування визначалися схемою навантаження заготовки, складом і фізико-механічними характеристиками порошкового матеріалу. Звичайно зусилля притискання створюється вантажами, що у залежності від призначення поділяються на інерційні та безінерційні [279]. Збільшення питомого зусилля притискання потрібно для порошкових матеріалів з великим вмістом добавок, що в'яжуть та пластифікують [90, 184, 277, 286], причому для інерційних схем навантаження відмічене збільшення обмежене через виникнення ефекту утрамбування верхніх шарів заготовки [213].

При виборі параметрів вібрацій, що найбільше впливають на процес ущільнення порошкового матеріалу, у даний час єдиної думки не існує. У відомих рекомендаціях пропонувалося вважати такими параметрами частоту, амплітуду [109, 162, 212, 277] та їх похідні – швидкість, прискорення, інтенсивність [98, 105, 279]. При цьому вказувалось, що призначати їх слід залежно від конкретних фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу. Наприклад, зі зменшенням розмірів частинок порошку частоту рекомендувалося збільшувати, а зі збільшенням вмісту наповнювача (мастила або в'язки) – збільшувати

амплітуду та прискорення і т.п. Вихідні величини параметрів для кожного матеріалу визначалися експериментально, головним чином, шляхом їх варіювання у визначених межах, що обмежуються можливостями лабораторного обладнання.

У роботі [279] був проведений загальний аналіз відомих рекомендацій з вибору параметрів вібрацій і розглянуті питання ефективності застосування різних видів вібрацій (одночастотних і полічастотних), їх спрямованості (вертикальні, горизонтальні, колові), раціонального використання додаткового вантажу і схем його встановлення. Особливий інтерес представляє висновок автора, що для „збільшення інтенсивності вібрацій” і забезпечення тим самим максимальної ефективності ущільнення, необхідно переходити від синусоїдальних (одночастотних) до несинусоїдальних (полічастотних) коливань.

Відмічений у ряді робіт [288, 295, 297] ефект резонансного ущільнення частинок порошкових матеріалів тривалий час був об'єктом протиріч. Одні дослідники висували гіпотезу про різні резонансні частоти у частинок різних фракцій [181], інші доводили, що наявність частоти резонансних коливань у частинок одного розміру заздалегідь забезпечує ефективні коливання частинок інших розмірів [76]. Найобґрунтованішим можна вважати висновок [209], зроблений у результаті вивчення залежностей абсолютної і відносної деформації циліндричних зразків із сумішей дисперсних матеріалів від пружних властивостей самого матеріалу при статичному та динамічному зовнішньому впливі. В даних дослідженнях встановлено, що частота зовнішнього силового впливу має знаходитись у безпосередньому зв'язку з власною частотою зразка, що представляє собою дисперсне середовище твердих частинок з наповнювачами, розміщене в замкненому об'ємі прес-форми, а ущільнення цього середовища найефективніше відбувається при збігу частот зовнішнього силового впливу з власною частотою об'єкта, яка у процесі ущільнення суміші може збільшуватися і досягати кінцевого значення для заданої величини зовнішнього динамічного силового впливу. Компенсацію приросту власної частоти об'єкта обробки в процесі його ущільнення можна забезпечити циклічною зміною частоти зовнішніх збурень в області резонансу [295].

Загальний підхід до оцінювання резонансного ефекту ущільнення, оснований на механічних концепціях, що взяті для матеріалів, у яких реологічні властивості виражені слабо або відсутні взагалі. З даних позицій можна розглядати процес формоутворення заготовок з порошкових матеріалів без наповнювача або з малим його вмістом, частинки основи яких непластичні, а сам матеріал знаходиться у прес-формі, навантажений постійним зусиллям статичного притискання і піддається зовнішньому вібраційному впливу із заданою резонансною частотою.

Основні положення загальної теорії вібраційного впливу на дисперсні середовища, у тому числі і в разі вібраційного ущільнення порошків, були сформульовані Н.Ф. Гончаревичем і К.В. Фроловим, що об'єднали

реологічну і механічну концепції описуючі внутрішні процеси взаємодії частинок дисперсного середовища і наповнювача. У роботі [107] авторами запропонований метод механореологічної феноменології, а також спосіб розробки універсальних механореологічних моделей, що часом виступають як єдина система, часом розпадаються на ряд окремих феноменологічних моделей, які описують окремі елементи досліджуваного об'єкта. Складні об'єкти описуються системою реологічних і механічних рівнянь, як правило, нелінійних. Механореологічна феноменологія досягається створенням системи логічних умов, на основі яких аналізують процес та визначають моменти переходу від одних характерних станів до інших. Характерна особливість механореологічної феноменології – пристосування методів сучасної реології до опису реальних статистичних за своєю природою процесів, що характеризуються випадковими значеннями параметрів і невідповідними числовими величинами. Наприклад, випадковою твердістю та випадковою в'язкістю і невідповідними числовими величинами у вигляді середніх значень та параметрів – математичним очікуванням, середньою потужністю, дисперсією, кореляційною функцією і т.п.

Дисперсне середовище, у загальному випадку, може бути представлене просторовою багатомасовою, пружнов'язкопластично-інерційною системою (див. рис. 2.5). Кожен реологічний осередок такої системи має інерційні властивості, що характеризуються його масами m і m' , пружними властивостями, закладеними в пружних елементах K та K' , а також гістерезисними властивостями, що моделюються в'язкими s і пластичними K_p елементами. Реологічні осередки взаємодіють через пружні елементи і пари в'язкого та сухого тертя. Автори пропонують, на основі методів еквівалентного моделювання, з використанням стандартних реологічних елементів у разі доповнення їх, за потреби, спеціальними елементами, представляти все різноманіття діючих у реальних системах сил зчеплення між частками еквівалентними в'язкими і сухими опорами.

На рис. 2.6. показана феноменологічна модель дрібнодисперсного середовища, рівняння руху якого під дією вібрацій у напрямку осі x за законом $A_x \sin \omega t$ і в напрямку осі y за законом $A_y \cdot \sin(\omega t + \gamma)$ мають вигляд

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2n_x \dot{x} + p_x^2 x = A_x \omega^2 \sin \omega t - 2n'_x \omega A_x \cos \omega t - \\ - \frac{4}{\pi} q_{yx} \mu_x g \cos(\omega t + \varphi_x) - q_x^* g; \\ \ddot{y} + 2n_y \dot{y} + p_y^2 y = A_y \omega^2 \sin(\omega t + \gamma) - 2n'_y \omega A_y \cos(\omega t + \gamma) - \\ - \frac{4}{\pi} q_{xy} \mu_y g \cos(\omega t + \varphi_y) - q_y^* g, \end{cases} \quad (2.7)$$

де $2n'_x \omega A_x \cos \omega t + \frac{4}{\pi} q_{yx} \mu_x g \cos(\omega t + \varphi_x)$ та

$2n'_y \omega A_y \cos(\omega t + \gamma) + \frac{4}{\pi} q_{xy} \mu_y g \cos(\omega t + \varphi_y)$ лінеаризовані в'язкі та сухі

опори; n_x, n_y – сумарні коефіцієнти демпфірування; q_x^*, q_y^* і q_{xy}, q_{yx} – співвідношення мас середовища; n'_x, n'_y – коефіцієнти зовнішнього опору; p_x, p_y – власні частоти коливань масиву в напрямку осей x, y .

Можливості механореологічної феноменології дозволяють враховувати всі аспекти поведінки досліджуваного середовища під дією вібрацій, однак, як указують самі автори „труднощі розрахункового характеру обмежують їх практичне використання”.

Наведений аналіз основних положень механореологічної теорії вібраційного ущільнення і пресування дисперсних середовищ показує, що необхідно їх істотне доповнення з метою створення загальної теорії процесу. Незважаючи на відсутність практичних рекомендацій, у наш час достатньо добре розроблено реологічну концепцію теорії, що ж стосується її механореологічної концепції, то вона вимагає конкретного ув'язування фізико-механічних властивостей об'єкта обробки з параметрами зовнішнього вібраційного впливу, розробки науково-методичних рекомендацій для її практичного використання у проектуванні відповідних процесів та обладнання. В плані вирішення зазначених проблем виконано ряд досліджень, результати яких викладені в даній роботі.

2.3 Спеціальне обладнання для формоутворення

Перші промислові технології формоутворення заготовок виробів з порошкових матеріалів здійснювалися на традиційному пресовому обладнанні: кривошипних, гвинтових та гідравлічних пресах [178]. Дане обладнання широко використовується і зараз, однак його обмежені можливості не дозволяють розширювати номенклатуру випуску й освоювати виробництво нових виробів складної конфігурації і великих габаритів, потреба в яких в різних галузях промисловості постійно зростає [61, 69, 238].

Роботи зі створення спеціального обладнання для формоутворення заготовок методом пресування часто завершувалися на стадії випробовувань дослідного або освоєння дослідно-промислового зразка. Основними причинами, що змушували припинити роботу, були невідповідність створених машин вимогам промислової експлуатації, їх низька технічна та економічна ефективність. З відомих видів спеціального обладнання, створеного для випуску заготовок складної конфігурації і великих габаритів, промислове застосування одержали гідростати [178, 234], імпульсні установки [165, 207, 236], вібраційні преси [146, 147], що

реалізують відповідно ізостатичні, імпульсні і вібраційні в тому числі і віброударні способи пресування.

Гідростати у вітчизняній і закордонній практиці почали застосовуватися у 50-і роки ХХ ст. для формоутворення заготовок вогнетривких виробів [234]. Надалі дане обладнання взяла на своє озброєння порошкова металургія [246]. Принцип дії гідростата (рис.2.7) оснований на рівномірному всебічному обтисненні еластичної пластмасової або гумової форми 1 з порошковим матеріалом 2 робочою рідиною 3 під високим тиском (до 3000 МПа), створюваним у замкненому товстостінному циліндрі 4 за допомогою гідромультиплікатора 5 (або насоса). Перед здійсненням гідростатичного пресування звичайно проводиться ущільнення матеріалу 2 у формі 1 безпосередньо в циліндрі 4 при частотах від 50 до 100 Гц до розрідження 600 мм ртутного стовпа, у продовж 30...60 с [120].

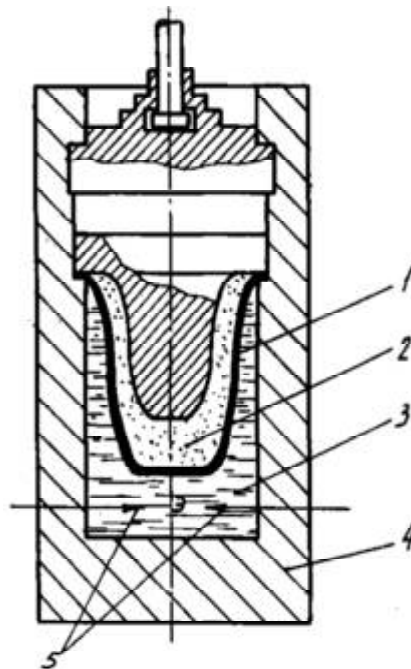


Рисунок 2.7 – Установа для ізостатичного пресування (гідростат)

Цикл обробки одного виробу на гідростаті триває в середньому 10...15 хвилин. Аналогічним є принцип дії установок, в яких робоча рідина замінена повітрям або інертним газом. Дані установки, або пневмостати застосовуються для гарячого ізостатичного пресування при температурі до 1500°C, що дозволяє поєднати операції формоутворення і термообробки порошкових виробів [234]. Основними недоліками гидро- і пневмостатів є їх низька продуктивність у порівнянні, наприклад, зі звичайними статичними пресами, а також необхідність виконання особливих вимог з техніки безпеки, підвищений знос еластичних форм і складність їх виготовлення.

Імпульсні установки, в яких в якості джерела енергії використовують вибухові речовини (ВР) [236] або електричний розряд у рідині [207], у

порошковій металургії знайшли застосування порівняно недавно [185]. Для виготовлення великогабаритних заготовок труб, довгомірних профілів і т.п. виробів використовуються імпульсні установки з бронекамерою [178], корпус якої виконує функції матриці (рис. 2.8). Для пресування заготовок невеликих за розмірами і простих за формою виробів – установки створені за схемою звичайного гідравлічного або пневматичного молота, у яких в порожнині робочого циліндра, заповненого відповідно водою або інертним газом, відбувається електричний розряд або вибух заряду ВР [121, 207].

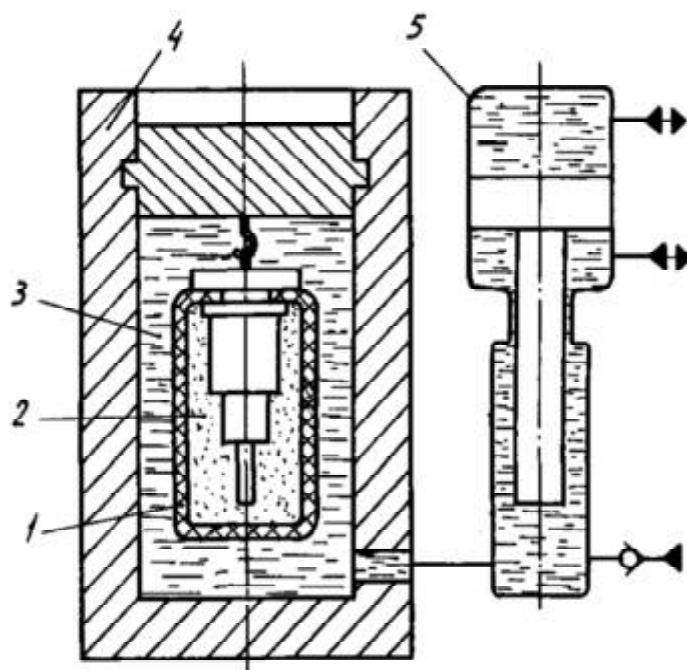


Рисунок 2.8 – Імпульсна установка для пресування електричним розрядом:
1 – еластична форма; 2 – заготовка; 3 – рідина; 4 – конус; 5 -
електророзрядник

Великого поширення імпульсні установки, незважаючи на простоту конструкції, не одержали і їх застосування обмежалося, головним чином, дослідно-промисловим виробництвом. Слід зазначити, що ефективність динамічного способу пресування, реалізованого на імпульсних установках, полягає в досягненні високої густини заготовки за рахунок високошвидкісного (до 300 м/с) деформування порошкового матеріалу. Однак у даному випадку висока густина заготовки не є показником її якості, тому що процес пресування супроводжується руйнуванням часток порошку.

Також, згідно із вимогами техніки безпеки, для експлуатації імпульсних установок необхідні окремі приміщення або спеціально обладнані площадки, що обмежує їх застосування у виробничих умовах.

Різноманіття спеціального обладнання, що застосовувалося або застосовується для реалізації вібраційних способів пресування порошкових матеріалів, обумовлено не тільки різними варіантами

рекомендованих схем навантаження заготовки при обробці [98, 133, 235], але і різноманіттям типів приводів механізмів генерування вібрацій, або віброзбуджувачів [81, 130]. Найрозповсюдженішим є обладнання з механічним [88], гідравлічним [193] і комбінованим [55] типом приводу віброзбуджувача робочої ланки машини, що розташовується над (вверх) або під (вниз) об'єктом обробки. Підведення енергії до робочої ланки забезпечується елементом, середовищем або полем в залежності від використовуваного енергоносія. Спеціальне обладнання для вібраційного пресування доцільно класифікувати за типом приводу як вібраційні преси [146], які є машинами для обробки матеріалів тиском із застосуванням корисних вібрацій, у зв'язку з тим, що процес формоутворення заготовок у замкненому об'ємі прес-форми відбувається під дією зовнішніх сил тиску [261], що включають постійну та змінну складові і викликають зміну внутрішніх напруг та об'ємних деформацій.

Аналіз принципів та конструктивних схем вібраційного обладнання, а також можливостей його застосування для реалізації процесів формоутворення заготовок порошкових виробів доцільно провести на прикладах вібраційних пресів, використовуваних у промисловості з метою здійснення різних вібраційних технологій обробки матеріалів тиском.

Конструктивно всі відомі вібраційні преси компонуються за традиційною схемою одно- або двостоякового виконання, з верхнім або нижнім розташуванням приводу головної робочої ланки, оснащеного віброзбуджувачем, що задає параметри технологічних режимів вібраційного навантаження.

Відомі вібраційні преси (рис. 2.9) з механічним приводом вібрацій створювалися на базі звичайних, частіше гідравлічних пресів з верхнім розташуванням робочої ланки, шляхом додаткового оснащення їх кінематичним ексцентриковим або відцентровим віброзбуджувачем 1, установленим на рухомій поперечині [228, 233] або нерухомій поперечині (столі) преса [226, 284]. При встановленні на пресі кінематичного віброзбуджувача (рис. 2.10) між його ексцентриковим приводом 1 і робочою ланкою 3 знаходиться пружний елемент 2, що виключає накладення жорстких зв'язків на систему "віброзбуджувач – стіл преса". У відцентрових збуджувачах (рис. 2.11) дані жорсткі зв'язки відсутні і примусова сила створюється в разі обертання неврівноваженого інерційного елемента, наприклад, дебаланса 1, жорстко зв'язаного з валом 2, підшипники якого встановлені в корпусі віброзбуджувача 3 (а) або в разі переміщення бігунка 1 по біговій доріжці 2 корпусу 3, яке передається від повідця 4 в результаті обертання вала 5 (б). За типом інерційного елемента відцентрові збуджувачі одержали назву відповідно дебалансних і планетарних [81].

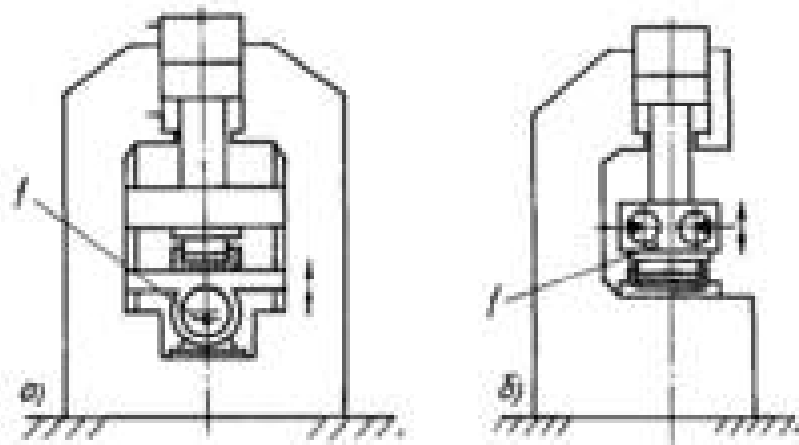


Рисунок 2.9 – Вібраційний прес з механічним нижнім (а) та верхнім (б) приводом вібрацій

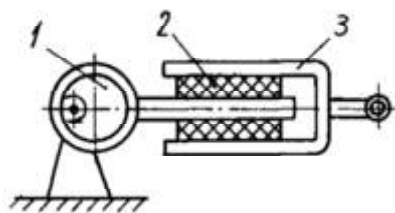


Рисунок 2.10 – Вібробуджувач кіне-матичний з пружним елементом

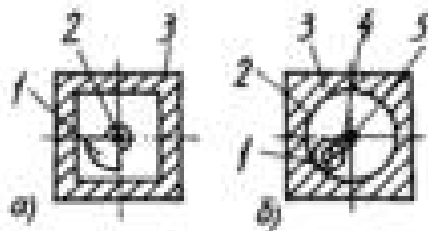


Рисунок 2.11 – Відцентрові дебалансні (а) та планетарні (б) вібробуджувачі

У створенні вібраційних пресів з механічним приводом для різних вібраційних технологій робилися спроби використовувати всі типи описаних вище вібробуджувачів, однак найбільше поширення в умовах виробництва одержали переважно двовалові дебалансні вібробуджувачі [88], застосування яких дозволяє розвантажити конструкцію преса від бокових складових примусової сили. Схему вібраційного преса, показаного на рис. 2.12, розроблено ВІВ м.Ленінграда. Прес оснащувався різними за потужністю і примусовою силою уніфікованими блоками двовалових дебалансних вібробуджувачів і успішно застосовувався для пресування особливо складних фасонних вогнетривких виробів [89, 90, 163, 184]. Він містить станину у вигляді замкненої силової рами, що складається з основи 1, напрямних колон 2 і архітрава 4, на якому закріплений гідроциліндр 5 установочних переміщень рухомої поперечини 3. Стіл 6 оснащений двовальним дебалансним вібробуджувачем 7, що

приводиться в обертання електродвигунами за допомогою карданних передач (на схемі не показані). На практиці знайшли застосування вібраційні преси моделей ВП-3, ВП-4, ВП-5 конструкції ВІО, що розвивають максимальне робоче зусилля 11,8 тс (116 кН) при частоті коливань столу 50 Гц з амплітудою $4 \cdot 10^{-3}$ м і оснащені приводом потужністю 20 кВт. Простота конструкції пресів ВП, а також доступність серійного випуску дебалансних віброзбуджувачів з робочим зусиллям до 24 тс (236 кН) багато в чому визначила досить широке їх розповсюдження, незважаючи на високий рівень шуму, необхідність надійної віброізоляції у вигляді масивного фундаменту, низьку експлуатаційну надійність через наявність великої кількості недовговічних елементів вібраційного приводу (карданної передачі, підшипників дебалансних валів, синхронізаторів), відсутність можливості регулювання параметрів віброзбуджувача а, отже, і зміни технологічних режимів пресування.

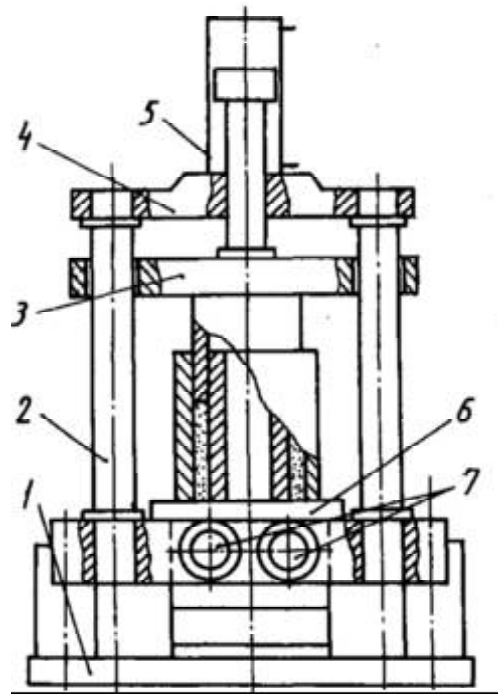


Рисунок 2.12 – Вібраційний прес конструкції ВІО з дебалансним приводом

Вібраційне обладнання з електричним приводом призначено, головним чином, для лабораторій, експериментальних цехів науково-дослідних інститутів та промислових підприємств, що відпрацьовують рекомендації для практичного застосування нових високоефективних способів вібраційного пресування. На даному обладнанні застосовуються електричні віброзбуджувачі, що за принципом дії підрозділяються на магнітні та динамічні [81]. В електромагнітних віброзбуджувачах (рис. 2.13) сили, що збуджують коливання, виникають у результаті впливу на феромагнітні тіла у вигляді осердя 2 перемінного в часі магнітного поля, створеного в процесі протіканні струму в обмотці 1. При змінному

струмі змінні в часі навантаження збуджують коливання якоря 3 і з'єднаної з ним робочої ланки 4.

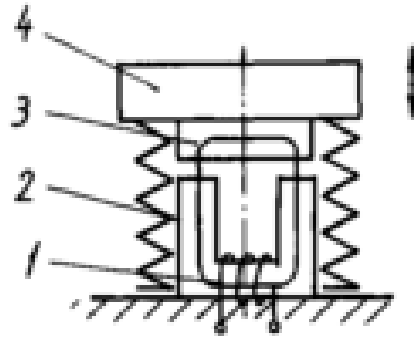


Рисунок 2.13 – Вібробуджувач електромагнітний

Простота конструкції електромагнітних вібробуджувачів не може компенсувати такі їх недоліки як значна металоємність, великі витрати дорогих електротехнічних матеріалів, залежність амплітуди вібрацій від навантаження та від величини допустимого зазору між якорем і осердям електромагніту.

В електродинамічних вібробуджувачах (рис. 2.14) змінна сила виникає при взаємодії постійного магнітного поля з провідником, по якому протікає змінний електричний струм. Постійне магнітне поле створює постійний магніт або електромагніт 1 з обмоткою збудження (підмагнічування) 2. Робоча ланка 3 вібробуджувача, призначена для передачі руху, з'єднана з каркасом рухомої обмотки 5 і оснащена пружними елементами повернення 4.

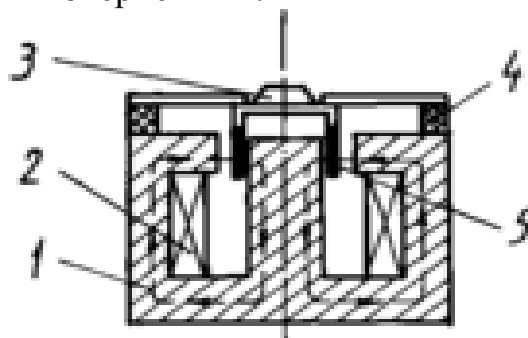


Рисунок 2.14 – Вібробуджувач електродинамічний

Електродинамічні вібробуджувачі забезпечують відтворення великих діапазонів частот у поєднанні із великими амплітудними значеннями примусової сили в результаті гармонійної вібрації. Найпоширеніші частотні діапазони 5...3000 Гц, однак в дослідних конструкціях забезпечується діапазон 15000...30000 Гц. Амплітуда примусової сили може також широко змінюватися – від 1 Н до 105 Н. Однак для потужних вібробуджувачів, що могли б забезпечити вібраційне пресування заготовок великогабаритних виробів в умовах виробництва, потрібні додаткові потужності і узгоджувальні трансформатори. Складність такого обладнання і, як наслідок, дуже висока його вартість, чутливість до важких

умов експлуатації, наявність значних магнітних полів розсіювання, обмежує його застосування лабораторіями. Серед вітчизняних конструкцій вібраційних машин з електродинамічним збудженням одержали поширення установки типу ВЭДС [98, 229], а за кордоном – Goodman 390A [295], Zing Model 227 [288], Syntron Type [289].

Вібраційні преси з гідравлічним приводом [55, 175, 180], створені на базі звичайних одно- і двостоякових пресів (рис. 2.15) з верхнім або нижнім розташуванням приводу робочої ланки 1, забезпечують одностороннє періодичне навантаження заготовки 4. Відомі розробки гідравлічних вібраційних пресів для двостороннього пресування [5, 9], але практичного застосування вони не знайшли. У всіх схемах компоновки вібропреса коливання його робочої ланки здійснюються безпосередньо за рахунок періодичної зміни тиску в порожнині робочого циліндра 2, створюваної гідравлічним віброзбуджувачем 3. Використання в приводі робочої ланки гідравлічних віброзбуджувачів різних типів визначило широке різноманіття типів гідравлічних вібропресів, розроблених і створених рядом проектно-конструкторських і науково-дослідних організацій. Всі типи гідравлічних віброзбуджувачів, що знайшли застосування або були випробувані в приводах вібраційних пресів, створених на базі звичайних гідропресів, запропоновано [81] класифікувати на пульсаторні та автоколивальні (табл. 2.1).

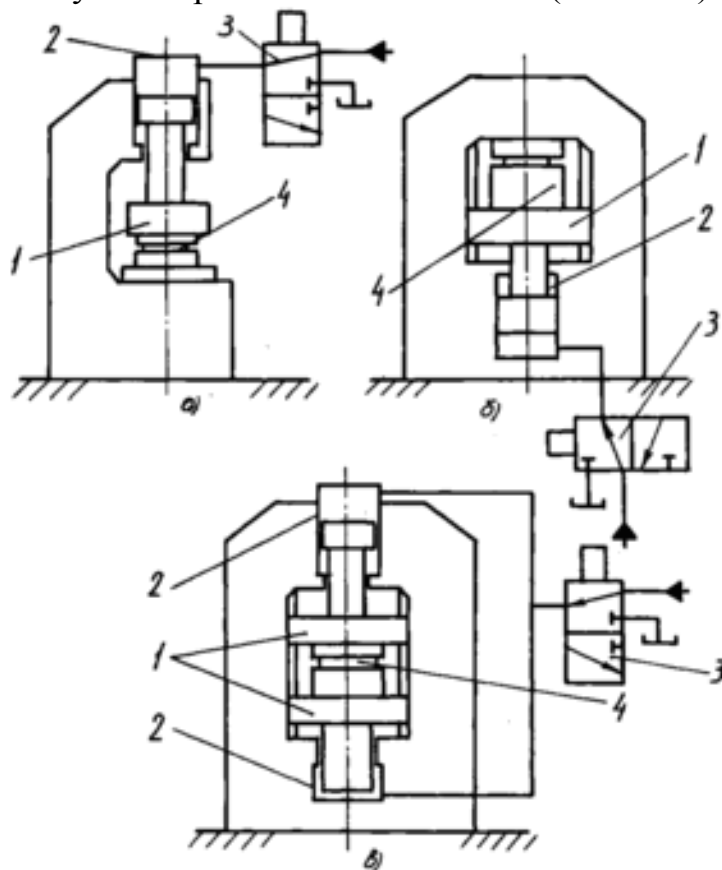
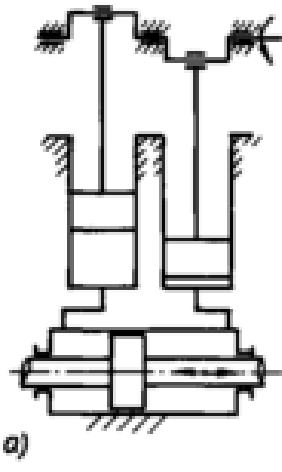
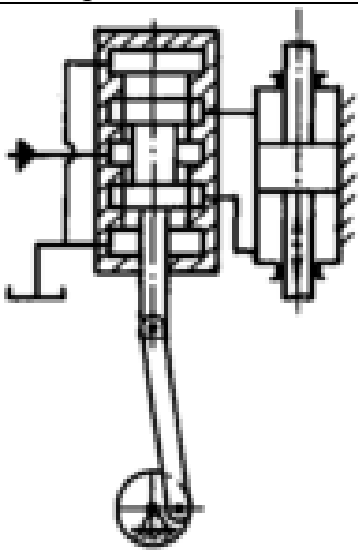
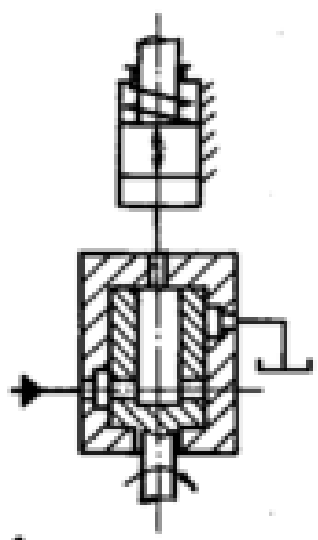
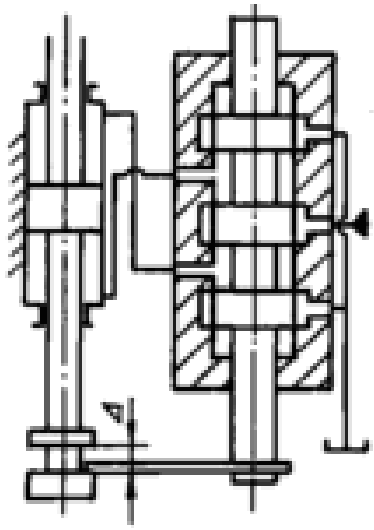
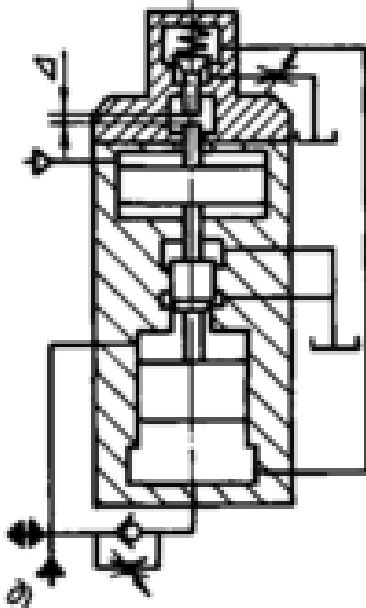
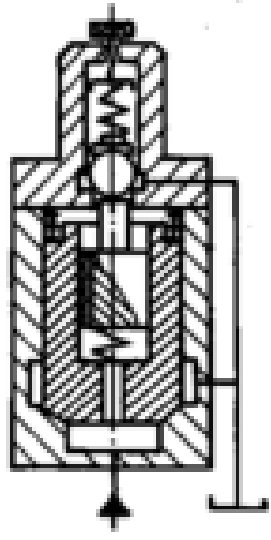


Рисунок 2.15 – Вібраційні преси з гідравлічним приводом робочої ланки: а – верхнім; б – нижнім; в – двостороннім

Таблиця 2.1 – Схеми гідравлічних вібробуджувачів

| Пульсаторні вібробуджувачі | | |
|---|---|---|
| із замкнутою циркуляцією | з примусовим осьовим переміщенням | з примусовим обертанням |
|  |  |  |
| насосний вібробуджувач | золотниковий вібробуджувач | золотниково-втулковий вібробуджувач |
| Автоколивальні вібробуджувачі | | |
| із зазором механічного зворотного зв'язку з робочим органом | із сервоклапаном | зі зворотним зв'язком за тиском |
|  |  |  |
| гідромеханічний вібробуджувач | вібробуджувач типу „пульсатор” | вібробуджувач типу „клапан-пульсатор” |

Пульсаторні вібробуджувачі за принципом створення періодичного тиску в робочому гідроциліндрі підрозділяються на насосні з замкнутою

циркуляцією робочої рідини [254], золотникові з примусовим осьовим переміщенням або обертанням розподільного елемента від окремого приводу [55, 265]. Простота конструкцій пульсаторних віброзбуджувачів привернула до них увагу конструкторів вібропресового обладнання, однак широкого розповсюдження вони не одержали внаслідок ряду істотних недоліків, що виявляються в процесі експлуатації. Такими недоліками для насосних віброзбуджувачів є – інтенсивне нагрівання робочої рідини в замкнених гідросистемах, а для золотникових із примусовим механічним відкриттям – значні втрати потужності на дроселювання рідини в результаті збільшення її подачі в гідросистему при незмінній швидкості переміщення або обертання розподільного елемента, складність приводу та регулювання величини енергії, що підводиться для здійснення одного робочого ходу.

Застосування автоколивальних гідравлічних віброзбуджувачів з механічним і гідравлічним зворотними зв'язками в приводі вібраційних пресів дозволило дещо розширити можливості останніх при регулюванні параметрів навантаження [55].

Незважаючи на залежність параметрів вібрацій від навантаження на поршні, шум і ударний характер роботи, автоколивальні гідравлічні віброзбуджувачі одержали широке розповсюдження в реальних конструкціях гідравлічних вібропресів. Перші конструкції гідромеханічних автоколивальних віброзбуджувачів із зазором у жорсткому механічному зворотному зв'язку за переміщенням робочого органа мали обмежені кінематичні і силові характеристики і могли бути використані тільки в лабораторних моделях вібропресів, наприклад, пресах ГДП [180].

Для вібраційних гідравлічних пресів найпридатнішими, з точки зору надійності експлуатації, технологічності і можливості реалізації заданих параметрів навантаження, є автоколивальні віброзбуджувачі із зазором у механічному зворотному зв'язку між розподільним елементом та сервоклапаном [175, 176], а також з гідравлічним зворотним зв'язком за перепадом тиску [147, 189, 193]. Вказані віброзбуджувачі в спеціальній літературі відомі як „пульсатори” та „клапани-пульсатори”, що не відповідає рекомендованій термінології класифікації [81]. „Пульсатори” знайшли застосування у вібропресах типу ППН, а „клапани-пульсатори” вперше були використані на дослідних зразках гідроінерційних пресів типу ГП [189], розроблених у ЕНІКМАШ.

На рис. 2.17 показана схема преса пульсуючого навантаження типу ППН [187]. В нижній частині його двостоякової станини 1 розміщений привід ланки 2, що діє на заготовку, розміщену в рознімному штампі 3. За допомогою пульсатора 4 у порожнині робочого гідроциліндра створюється тиск, що періодично змінюється і викликає вібраційні переміщення робочої ланки преса.

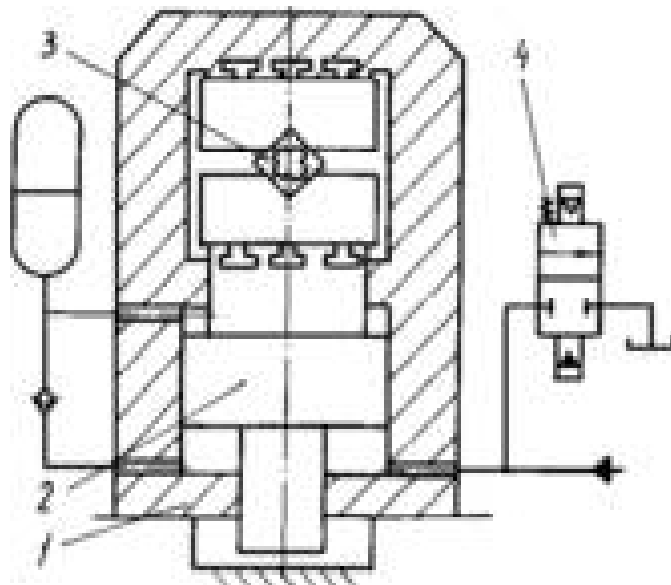


Рисунок 2.17 – Прес пульсуючого навантаження (ППН)

Преси моделей ППН-100 (з верхнім приводом) і ППН-315 (з нижнім приводом) відповідно з робочим зусиллям 100 і 315 тс використовувалися для калібрування труб і профілів з легких сплавів [187].

Гідроінерційні преси типу ГПІ виявилися принципово новим рішенням вібраційних пресів. За способом створення робочого зусилля на заготовці вони істотно відрізняються від вібраційних пресів, створених на базі звичайних гідропресів. На рис. 2.18 показана схема гідроінерційного преса [4], у якого плунжер 5 забезпечує на заготовці 6 динамічне зусилля, обумовлене періодичним генеруванням у порожнині робочого гідроциліндра (його корпусом служить рухома відносно станини 1 інерційна маса 2) імпульсів тиску рідини, що подається через клапан-пульсатор 4 і телескопічний трубопровід 3. За результатами проведених на пресах ГПІ експериментів, переваг інерційної схеми навантаження відзначено не було.

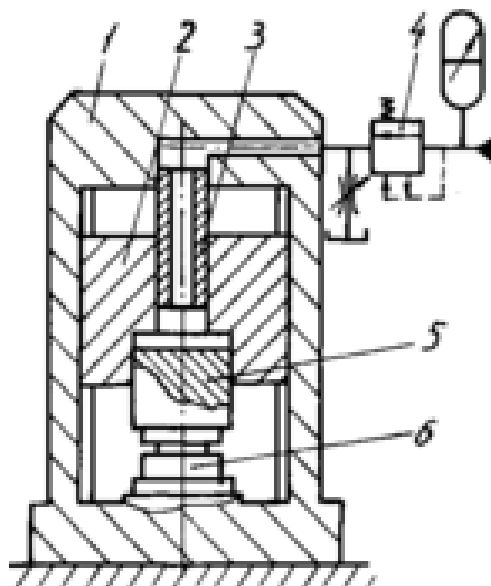


Рисунок 2.18 – Гідрравлічний інерційний прес (ГПІ)

З врахуванням вимог, що пред'являються до способу формоутворення заготовок з карбід кремнієвих порошкових матеріалів, у Вінницькій філії КПІ на замовлення Броварського заводу порошкової металургії [239] під науковим керівництвом І.Б. Матвєєва був створений новий тип гідравлічних інерційних вібропрес-молотів [13], уперше досліджений автором [160]. Інерційний вібропрес-молот (ІВПМ) (рис. 2.19) містить нижній привід столу 2 з елементами пружного повернення 3 і рухоми поперечину 6 із закріпленою на ній змінною інерційною масою 5, що вільно переміщується по напрямних колонах, утворюючих жорстку раму з верхньою та нижньою поперечинами станини 1. У приводі ІВПМ використовується автоколивальний віброзбуджувач (клапан-пульсатор) 7 зі зворотним зв'язком за тиском й одноходовий гідроаккумулятор 8. Такий гідроімпульсний привід [100, 193] забезпечує чіткий взаємозв'язок між енергією, накопиченою в гідроаккумуляторі на один робочий хід машини і тиском у гідросистемі, дозволяє регулювати параметри ІВПМ за енергією імпульсу. Інерційна схема навантаження на ІВПМ у поєднанні із додатковим статичним притисканням дають можливість реалізувати вібраційний і віброударний режими навантаження заготовки 4 при взаємодії останньої із рухомою поперечиною [192].

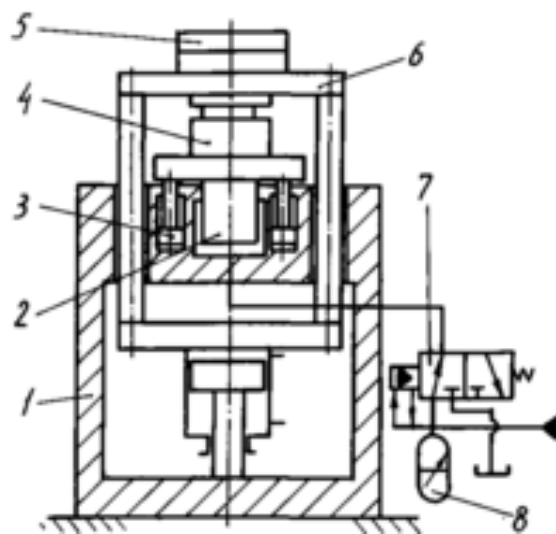


Рисунок 2.19 – Інерційний вібропрес-молот (ІВПМ)

Дослідно-промислова експлуатація ІВПМ [91, 214], створених за результатами досліджень автора [160] у 1972 – 1974 рр., показала універсальність даного обладнання при здійсненні пресування заготовок складної конфігурації і великих габаритів з карбід-кремнієвих порошкових матеріалів, його високу ефективність і виявила необхідність проведення подальших робіт із забезпечення широкого промислового впровадження ІВПМ, у яких варто виділити два основних напрямки:

1 – удосконалювання вузлів гідроімпульсного приводу і розробка нових віброзбуджувачів із широким діапазоном регулювання їх швидкодії та частоти спрацьовування;

2 – розробка, дослідження й освоєння процесів та обладнання для вібраційного та віброударного пресування заготовок виробів з порошкових матеріалів.

Перший напрямок носив характер дослідно-конструкторських робіт, у результаті яких були створені оригінальні конструкції гідравлічних вібробуджувачів, наприклад, клапанів-пульсаторів [24, 46], що забезпечують надійну роботу приводу ІВПМ і можливість його регулювання в досить широких межах [198]. На рис. 2.20 показана конструктивна схема такого автоколивального двокаскадного триходового двопозиційного клапана-пульсатора зі зворотним зв'язком за тиском. Перший кульковий каскад клапана-пульсатора, або сервоклапан I забезпечує спрацьовування другого золотникового каскаду II і подачу імпульсу тиску рідини в порожнину робочого гідроциліндра ІВПМ при досягненні в системі заданого тиску. За рахунок різниці площ f_1 і f_2 і перепаду тисків на дроселі 2 кулька 1 сервоклапана утримується у відкритому положенні і забезпечує створення перепаду тисків між порожнинами А і Б для відкриття золотника 3 другого каскаду клапана-пульсатора на період розряджання одноходового гідроаккумулятора 4 у порожнину робочого гідроциліндра ІВПМ. Однак тенденція удосконалення вібробуджувачів гідроімпульсного приводу шляхом збільшення ступеня їх складності не завжди виправдана, особливо в тих випадках, коли виготовлення даної апаратури здійснюється силами споживача-замовника на підприємствах немашинобудівного профілю, а технологічними вимогами обумовлена необхідність забезпечення регулювання параметрів вібробуджувача.

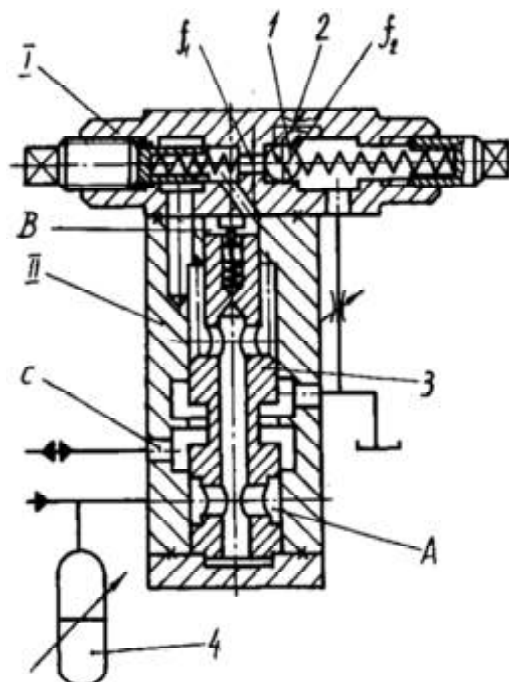


Рисунок 2.20 – Вібробуджувач гідравлічний зі зворотним зв'язком за тиском

Другий напрямок, на нашу думку, є перспективнішим, тому що його розробка дозволяє науково обґрунтувати методику проектування ІВПМ за регламентованими параметрами технологічного процесу пресування, вибраними з врахуванням властивостей порошкового матеріалу заготовки, її конфігурації та габаритів [145, 146, 243].

Значний інтерес представляє можливість створення спеціального вібропресового обладнання з інерційною схемою навантаження і комбінованим приводом, наприклад, на базі існуючих імпульсних електрогідравлічних установок (ЕГУ) типу „Удар” (рис. 2.21) [207]. Однак в наш час створення вібропресів з електрогідравлічним приводом недоцільно через обмежені можливості останнього. Наприклад, для пресів типу „Удар” електрична (енергетична) частина машини сягає 80% повного об’єму і забезпечує передачу розрахункової енергії імпульсу тиску рідини при частоті проходження не більше 2-3 імпульсів за хвилину. При необхідності підвищення частоти проходження імпульсів в ЕГУ і переході на режим роботи вібропреса, енергія одного імпульсу при незмінних параметрах привода значно зменшується, що не забезпечує вирішення поставлених технологічних задач, особливо при вібропресуванні виробів складної конфігурації і великих габаритів.

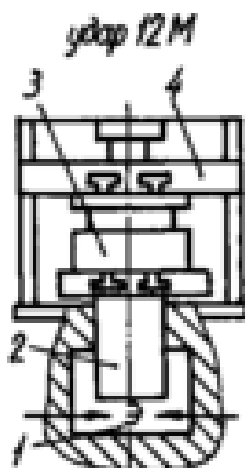


Рисунок 2.21 – Імпульсна електрогідравлічна установка (ЕГУ) типу „Урал”

Технічні характеристики вібропресового обладнання, що було випробувано в умовах виробництва наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики вібропресового обладнання

| Найменування характеристики | Тип обладнання | | | | |
|--------------------------------|----------------|------|------|------|-----|
| | ВП | ГП | ППН | ІВПМ | ЕГУ |
| Максимальне робоче зусилля, кН | 200 | 2000 | 3150 | 320 | 320 |

Продовження таблиці 2.2.

| | | | | | |
|--|---|----------------------------------|---|---|--|
| Межі зміни частоти робочих ходів, Гц | 50 | 1...10 | 50 | 1...40 | 1...55 |
| Межі регулювання ходу робочої ланки, м | $4 \cdot 10^{-3}$ | $10^{-2} \dots 10^{-3}$ | 10^{-3} | $10^{-2} \dots 10^{-3}$ | $10^{-3} \dots 10^{-4}$ |
| Тип привода робочої ланки | М | Г | Г | Г | ЕГ |
| Рівень впровадження | ДП, П | Д | ДП | ДП, П | Д |
| Цільове призначення | Виробництво вогнетривких виробів з пластичних та напівсухих мас | Осадження та витягування металів | Калібрування та шліхтування труб і профілів | Пресування заготовок з порошкових матеріалів формувальних та стержневих сумішей | Пресування заготовок з порошкових матеріалів |

Примітки:

1. М – механічний;
2. Г – гідравлічний;
3. ЕГ – електрогідравлічний;
4. Д – дослідний;
5. ДП – дослідно-промисловий;
6. П – промисловий.

Вібраційне пресування заготовок порошкових виробів в умовах виробництва здійснювалося, головним чином, на вібропресах двох типів – ВП і ІВПМ, відповідно, з механічним і гідравлічним приводами. Порівняння характеристик вібропресів даних типів показує переваги ІВПМ за можливістю регулювання параметрів навантаження а, отже, і розв’язання більш ширших виробничих задач. Інші загальновідомі переваги гідравлічного приводу [196] дозволяють вважати ІВПМ перспективнішим обладнанням, особливо, за необхідності збільшення потужності і створюваних робочих зусиль, зниження металоємності, розв’язання задач підвищення ступеня механізації й автоматизації технологічного процесу, збільшення надійності і довговічності елементів приводу машини.

Дослідження вібропресового обладнання звичайно зводились до аналізу відомих конструкцій віброзбуджувачів та подальшому синтезу на їх основі машин, що забезпечують необхідну схему навантаження заготовки. При дослідженні даних машин широко використовувалися розроблені раніше методи фізичного і математичного моделювання процесів збудження вібрацій, а також аналітичного дослідження кінематики і динаміки робочих ланок віброзбуджувачів [55, 56, 254, 265], що є одночасно робочими ланками машини. Результати дослідження у вигляді аналітичних залежностей і практичних рекомендацій застосовувалися при проектних розрахунках та при виборі параметрів приводу вібропресового обладнання.

За такою методикою проводилися дослідження вібропресів з механічним відцентровим віброзбуджувачем, що забезпечує реалізацію як вібраційної так і віброударної схеми навантаження об'єкта обробки [283, 285]. Колова сила F_a , що викликає вібрації при відцентровому збудженні визначалася виходячи з маси m_0 невідцентрованої обертової тіла (дебаланса), його ексцентриситету r та кутової швидкості ω ($F_a = m_0 r \omega^2$). При фізичному моделюванні процесу збудження вібрацій робочої ланки вібропреса, на якому установлювався віброзбуджувач, користувалися типовою розрахунковою схемою [56], що показана на рис. 2.22.

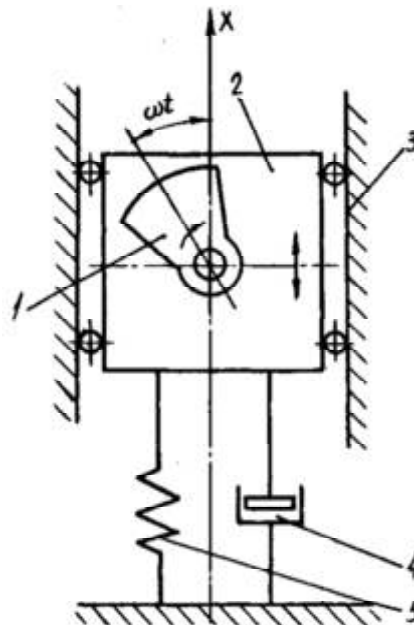


Рисунок 2.22 – Розрахункова схема збудження вібрацій робочої ланки вібропреса з механічним дебалансним приводом

Корпус 1 відцентрового дебаланса віброзбуджувача, що обертається зі швидкістю ω закріплений на робочій ланці вібропреса масою m_1 , яка здійснює коливальні зворотно-поступальні переміщення по напрямних 3. Характер взаємодії робочої ланки з напрямними і станиною вібропреса на розрахунковій схемі моделюються за допомогою в'язких демпферів 4 (з

коефіцієнтом в'язкого опору b) і пружних зв'язків (з коефіцієнтом жорсткості c). Для найпростішого лінеаризованого випадку ($b=\text{const}$, $c=\text{const}$) математична модель змушеного коливального руху робочої ланки вібропреса масою m_1 уздовж осі x під дією сили $F_a \cos \omega t$ подається неоднорідним диференціальним рівнянням другого порядку

$$(m_0 + m_1)\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_a \omega t, \quad (2.8)$$

розв'язок якого відомий [177] і використовувався для визначення параметрів сталих коливань, наприклад, максимального зміщення X_a робочої ланки в моменти часу

$$t = 2 \cdot n / \omega; \quad (n = 0; 1; 2; \dots; n);$$

$$X_a = m_0 r \omega^2 / (m_0 + m_1) \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}, \quad (2.9)$$

де $\omega = \sqrt{c / (m_0 + m_1)}$; $h = b / 2(m_0 + m_1)$.

За величиною параметрів сталих коливань у подальшому проводився аналіз силового впливу робочої ланки на заготовку

Аналогічні дослідження проводилися і для віброударних схем [76, 172], в яких навантаження здійснювалося в результаті ударів робочої ланки машини об інше тіло. В даному випадку додатково враховувалася стрибкоподібна зміна кутової швидкості під час удару.

При проектуванні вібропресового обладнання з механічним відцентровим віброзбуджувачем особлива увага приділялася його привідній частині, зокрема підшипниковим вузлам, що піддавались найінтенсивнішому навантаженню. Вибір підшипників рекомендувалося здійснювати за допустимою частотою обертання дебаланса, що перевищує робочу частоту, а потім перевіряти їх довговічність і за необхідності збільшувати число підшипників [55]. Незважаючи на спроби оптимізації умов роботи підшипників, доводилося передбачати можливість їх найпростішої заміни, навіть якщо при цьому ускладнювалася конструкція віброзбуджувача в цілому.

Відомі теоретичні дослідження вібропресів з гідравлічними віброзбуджувачами проводилися з використанням аналогічних методів [187, 189]. В цих дослідженнях велика увага приділялась пошуку схемних рішень нових конструкцій віброзбуджувачів та вібропресів, однак необґрунтованість даного пошуку часто приводила до непотрібного розширення множини можливих конструктивних рішень, і в першу чергу за рахунок тих варіантів, що не мають практичної цінності [5, 6, 188]. Фізичне моделювання процесів періодичної зміни тиску в порожнині робочого гідроциліндра здійснювалося з врахуванням в'язких і пружних властивостей рідини. В залежності від типу і схеми підключення

віброзбуджувача при заданій циклічності T його спрацьовування устанавлювалася визначена закономірність (математична модель) зростання й убавання в часі t тиску p_u у порожнині робочого гідроциліндра у вигляді функції

$$p_u = p_u(p_0, x, \dot{x}, t + T), \quad (2.10)$$

де p_0 – початковий тиск у гідросистемі; x, \dot{x} – переміщення та швидкість приведеної маси плунжера робочого гідроциліндра [160, 189].

Залежність (2.10) після відповідних апроксимацій і введення припущень [188] використовувалася для визначення примусової сили $F = p_u \cdot S_n$, що діє на плунжер S_n робочого гідроциліндра вібропреса, математична модель руху якого вздовж осі x описувалася рівнянням [101]

$$m\ddot{x} + a\dot{x}^2 + b_n\dot{x} + c_yx + R\text{sign}\dot{x} = p_u S_n, \quad (2.11)$$

складеним на основі розрахункової схеми, показаної на рис. 2.23.

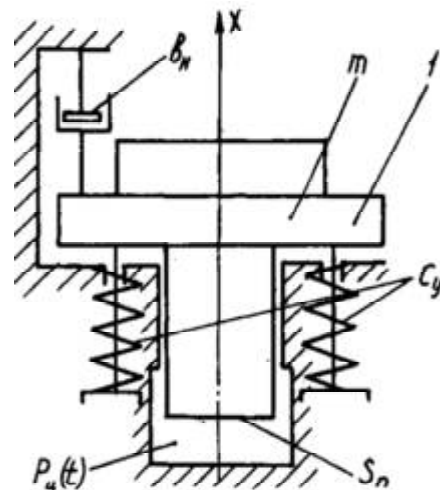


Рисунок 2.23 – Розрахункова схема збудження вібрацій робочої ланки вібропреса з гідроприводом

Математична модель (2.11) руху тіла масою m складалась з урахуванням діючих сил сухого $R\text{sign}\dot{x}$ і в'язкого $b_n\dot{x}$ тертя, пружного опору c_yx , а можливість її аналітичного розв'язання в кожному конкретному випадку залежала від форми вираження примусової сили F . Для пульсаторних віброзбуджувачів із примусовим обертанням золотника з постійною кутовою швидкістю вираз (2.10) апроксимувався залежністю [55]

$$F = p_0 S_n \sin \omega t,$$

а для автоколивальних віброзбуджувачів приводу залежністю [154]

$$F = \left\{ \begin{array}{l} kt; \\ p_0 S_n - k_1(t - t_1); \\ 0 \end{array} \right\} \text{ для } \left\{ \begin{array}{l} 0 \leq t \leq t_1; \\ t_1 \leq t \leq t_2; \\ t_2 \leq t \leq T_u, \end{array} \right\} \quad (2.13)$$

де $p_0 \cdot S_n$ – максимальне значення примусової сили; T_u – період спрацьовування віброзбуджувача; t_1 – час збільшення тиску від 0 до p_0 ; t_2 – час падіння тиску від p_0 до 0; $k = p_0 \cdot S_n / t_1$; $k_1 = p_0 \cdot S_n / (t_2 - t_1)$ – коефіцієнти пропорційності.

При моделюванні процесів періодичної зміни тиску в порожнині робочого гідроциліндра вібропреса звичайно бралось припущення про релейність спрацьовування запірного елемента віброзбуджувача, що спочатку підтвердилось експериментально [160], а надалі в роботі [218] було доведено аналітично. Розв'язок рівняння (2.11) у вигляді $x = x(t)$, $\dot{x} = \dot{x}(t)$ та $\ddot{x} = \ddot{x}(t)$ [160] використовувався в проектних розрахунках приводу робочих ланок вібропресів з гідравлічними віброзбуджувачами [147]. До даних проектних розрахунків входить обчислення основних параметрів віброзбуджувача: величини умовного проходу, часу відкриття запірного елемента на величину умовного проходу (швидкодії) і частоти його спрацьовування. Режими вібраційного пресування порошкового матеріалу в прес-формах закритого типу звичайно встановлювалися експериментально за результатами досліджень на лабораторних віброустановках процесів формоутворення заготовок виробів найпростіших за формою та невеликих за розмірами. Однак часто виявлялося, що відтворення даних режимів на реальному вібропресовому обладнанні для інших заготовок неефективно. З цього приводу в роботі [97] автор приходить до висновку (з яким не можна погодитися) про неможливість створення однаково ефективного вібропресового обладнання для формоутворення заготовок різних виробів. Тут же запропоновані фізичні моделі різних способів вібраційного пресування. Розрахункова схема однієї з них (з вібруючою матрицею) показана на рис. 2.24. Її математична модель описувалася рівнянням II роду

$$m\ddot{x} + cx + T\ddot{x}/(x)^2 = Q \cos \omega t,$$

де m – маса коливних деталей прес-форми; c – жорсткість пружин; T – рівнодійна сил втрат на тертя в системі „виріб – матриця”; Q – примусова сила віброзбуджувача; ω – кутова частота примусових коливань; t – тривалість процесу; x , \dot{x} , \ddot{x} – переміщення, швидкість та прискорення матриці при вібруванні.

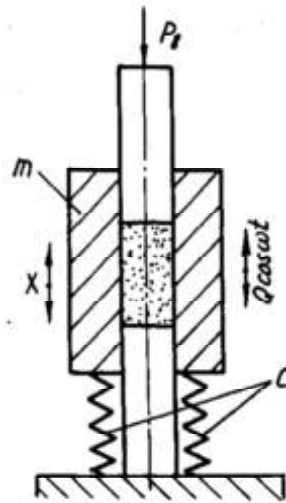


Рисунок 2.24 – Розрахункова схема процесу вібраційного пресування з віброуючою матрицею

З розв’язку цього рівняння за методом Джекобсена отримана умова існування двох режимів коливального руху пари „матриця-виріб”, що були відтворені на вібропресовому обладнанні, створеному за наведеною вище схемою на базі преса П-474 зусиллям 100 тс [95]. Однак подальшого розвитку дане обладнання не одержало, хоча схема „віброуючої матриці” і використовувалася при пресуванні виробів зі значними розмірами по вертикалі для зниження сил тертя між поверхнями виробу та стінками прес-форми [267].

Задачі проектування вібропресового обладнання, сформульовані на основі розглянутих вище теоретичних досліджень обмежувалися вибором параметрів приводу, що забезпечували задані режими вібраційного пресування, або визначенням цих режимів за заданими параметрами приводу. Однак технологічна ефективність обладнання, створеного з використанням даних методик проектування, залишалась досить низькою. У першому випадку – внаслідок необхідності використання рекомендованих режимів навантаження для реалізації промислових технологій, а в другому – через неможливість використання даного обладнання для здійснення інших режимів навантаження, окрім того, для якого проводився розрахунок з врахуванням конкретного типорозміру виробу та складу його матеріалу.

3. ПРОЦЕСИ ВІБРОУДАРНОГО ПРЕСУВАННЯ (ВУП) ПРИ ІНЕРЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ ЗАГОТОВОК

3.1. Особливості інерційного навантаження заготовок

При інерційному навантаженні заготовки періодичне збільшення зусилля деформування і подальше розвантаження відбуваються за рахунок взаємодії пуансона, який виконує роль інерційного вантажу, із заготовкою, що знаходиться у замкненому об'ємі контейнера прес-форми і здійснює періодичні короткоходові зворотно-поступальні переміщення, або вібрації. Інерційне навантаження заготовки в реальній машині (рис. 3.1) забезпечує пуансон 6, з'єднаний із рухомою поперечиною 7, яка вільно переміщується уздовж напрямних 1. Зміна параметрів навантаження заготовки при незмінних параметрах приводу досягається встановленням додаткових змінних інерційних мас 8 на поперечині 7, а також прикладенням додаткового статичного навантаження $P_{ст}$.

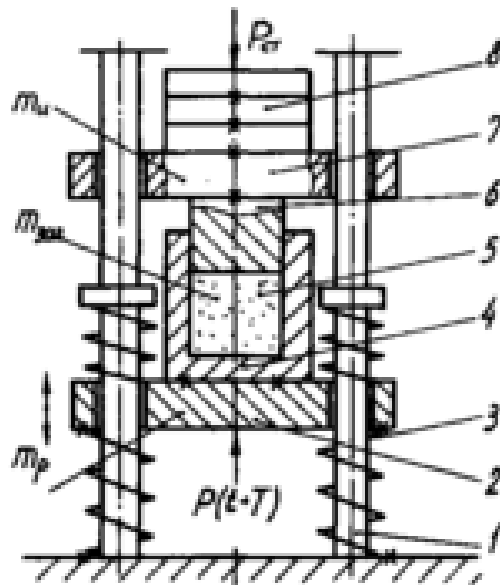


Рисунок 3.1 – Схема інерційного навантаження заготовки при пружних обмежуючих зв'язках

Контейнер 4 прес-форми жорстко кріпиться на робочому столі 2 і під впливом зовнішнього періодичного зусилля $P(t+T)$ здійснює коливальні переміщення з розрахунковою амплітудою відносно нерухомої станини машини. Для фіксації вихідного положення робочого столу 2 відносно станини встановлюються пружини 3, які додатково визначають деякі закономірності його переміщення. Процес пресування заготовки виробу з порошкового матеріалу при інерційній схемі навантаження характеризується дискретним періодичним зближенням центрів мас частин машини, що входять у зіткнення – інерційного вантажу, пуансона 6,

рухомої траверси 7 та змінних інерційних мас 8 (маса m_i) і робочої ланки – столу 2 з контейнером 4 (маса m_p), що супроводжується, збільшенням густини маси $m_{заг}$, розташованої в зоні контакту між ними.

Різниця відстаней між центрами мас m_i та m_p для двох будь-яких послідовних положень системи при періодичному переміщенні столу з вихідного положення відповідає збільшенню абсолютної деформації заготовки.

Генерування зовнішнього періодичного зусилля $P(t+T)$ можна забезпечити кінематичним і силовим збудженням вібрацій або періодичним зворотно-поступальним робочим ходом столу машини (рис. 3.2). Для кінематичного збудження вібрацій столу можна використовувати кривошипно-шатунний або ексцентриковий кулачковий механізми [81], проте їх можливості обмежені міцністю деталей механізмів, що сприймають значні динамічні навантаження, які виникають при збільшенні числа обертів приводного вала, а також зростанні маси рухомих частин. Небажаним є також зменшення енергії одного робочого ходу машини в результаті збільшення загального числа подвійних ходів при незмінній потужності приводу.

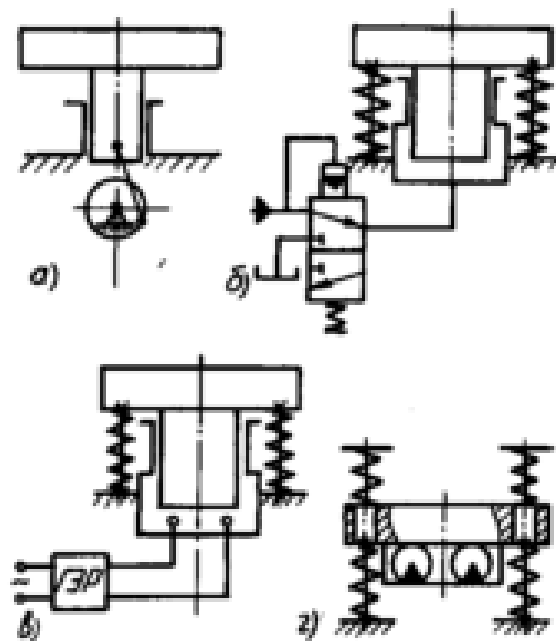


Рисунок 3.2 – Способи збудження вібрацій робочої ланки: а – кінематичний; б, в, г - динамічний

Силове збудження вібрацій столу машини забезпечують установки з гідроімпульсним та електрогідравлічним приводами [100, 207]. Спосіб силового збудження є ефективнішим, оскільки дозволяє реалізувати машини, що забезпечують практично будь-які значення енергії одного робочого ходу. При цьому між приводом і виконавчою ланкою машини відсутній жорсткий кінематичний зв'язок. Оцінюючи можливості дебалансного приводу для реалізації інерційної схеми навантаження при

вібраційному або віброударному характері переміщень столу, слід визнати даний тип привода відповідним силовому збудженню, оскільки енергія одного робочого ходу столу визначається відцентровою силою обертання дебалансів і не залежить від стану системи.

Незалежно від способу збудження вібрацій при інерційній схемі навантаження заготовка піддається складному силовому зовнішньому впливу з боку робочої ланки та інерційного вантажу. Вібраційна дія на заготовку визначається характером періодичних зворотно-поступальних переміщень столу машини. При кінематичному збудженні вібрацій стіл звичайно здійснює гармонійні коливання з частотою і амплітудою, які визначаються кутовою швидкістю ω обертання приводного вала та розмірами ланок перетворювального механізму, а величина енергії E_x одного робочого ходу столу (в даному випадку енергії одного повного коливання з періодом T) обмежена потужністю приводу машини N , оскільки

$$E_x = \int_0^T N dt = \int_0^T P(t)v(t)dt, \quad (3.1)$$

де $v(t)$ – поточне значення швидкості переміщення столу. Збільшення частоти коливань столу f_p , відповідне зменшенню періоду коливань, при заданій потужності приводу N в нашому випадку призведе до зменшення енергії одного робочого ходу E_x .

При силовому збудженні вібрацій енергія, що передається за один робочий хід столу, накопичується поза коливальною системою і не залежить від параметрів останньої. Тому, оцінюючи частоту коливань столу за умовою жорсткого закріплення на ньому всіх інших рухомих ланок машини, можна користуватися залежністю [63]

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_y}{m_\Sigma}} = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{T}, \quad (3.2)$$

де m_Σ – приведена до столу 2 маса рухомих ланок машини; c_y – приведена жорсткість пружин 3; T – період власних коливань; ω_0 – власна частота коливань.

Амплітуда коливань столу знаходиться в прямій залежності від величини енергії E_x , що підводиться за один хід, а також від миттєвої потужності джерела енергії $N_{\text{мим}}$ або швидкості передачі енергії споживачу

$$N_{\text{min}} = \frac{\int_0^{E_p} dE_x}{\int_0^{\tau_0} d\tau} = P(\tau) \cdot v(\tau), \quad (3.3)$$

де τ_0 – час передачі енергії.

З виразу (3.3)

$$E_x = \int_0^{\tau_0} v(\tau) \cdot P(\tau) d\tau, \quad (3.4)$$

Остання залежність за своїм фізичним значенням відповідає залежності (3.1). Головною умовою силового способу збудження вібрацій є необхідне співвідношення періоду коливального циклу $T=1/f_p$ та часу, у продовж якого відбувається передача енергії від джерела до споживача, що дозволяє ввести поняття імпульсної зовнішньої силової дії на систему рухомих елементів машини [217]

$$K = \int_0^{\tau_0} P(\tau) d\tau, \quad (3.5)$$

де K – імпульс зовнішніх сил, що впливають на систему рухомих елементів.

При збудженні вібрацій лінійно-пружної коливальної системи, яку умовно представляє стіл машини, підпружинений відносно основи (див. рис. 3.1), його переміщення будуть здійснюватися за гармонійним законом. У разі кінематичного збудження закон переміщення столу, що однозначно визначає діючі зусилля, може бути представлений у вигляді

$$A = A_0 \sin \omega t \quad \text{або} \quad A = A_0 \cos \omega t, \quad (3.6)$$

де A – поточне положення столу; A_0 – максимальне відхилення столу від положення рівноваги, що визначається кінематичними параметрами. При силовому збудженні закон переміщення столу визначається за реакцією коливальної системи на імпульсну зовнішню силову дію. Для миттєвого ударного імпульсу ($\tau_0 \ll T$) [79]

$$A = \frac{\int_0^{\tau_0} P(\tau) d\tau}{a\omega_0} \cdot \sin \omega_0 t, \quad (3.7)$$

де a – інерційний коефіцієнт системи, що має розмірність маси і в даному випадку може бути замінений величиною m_{Σ} .

Перевага силового способу збудження вібрацій столу ковальсько-пресової машини полягає, головним чином, в незалежності закону руху столу від кінематичних параметрів механічної системи приводу збудження вібрацій. Тому максимальне віброприскорення столу машини dA^2/dt^2 під час силового способу збудження вібрацій значно перевищує максимальне досягне віброприскорення при кінетичному збудженні. Під час інерційного навантаження в результаті взаємодії рухомих частин машини (робочої ланки та інерційного вантажу) на заготовку діють зусилля з боку контейнера і пуансона. Величина даних зусиль та характер їх зміни визначаються законом переміщення робочої ланки і фізико-механічними властивостями заготовки. Якщо під час кінематичного збудження вібрацій закон переміщення робочої ланки заданий параметрами ланок механізму приводу і швидкістю обертання приводного вала, то під час силового збудження для визначення закону переміщення слід розглядати поведінку системи рухомих ланок машини під дією імпульсу зовнішніх сил. Використовуючи закон збереження імпульсу K зовнішніх сил, що діють на систему “робоча ланка – заготовка – інерційний вантаж”, можна показати послідовність процесу переміщення заготовки при інерційній схемі навантаження.

В загальному випадку переміщення характеризується співвідношенням

$$K = K_1 + K_2 + K_3, \quad (3.8)$$

де K_1 – імпульс робочої ланки ($K_1 = \text{const}$); K_2 – імпульс інерційного вантажу, що змінюється від K_{2min} до K_{2max} ; K_3 – імпульс заготовки, що змінюється від K_{3min} до K_{3max} . На першому етапі пресування імпульс зовнішніх сил значно перевищує суму імпульсів робочої ланки K_1 та інерційного вантажу K_{2min} . Різниця, що змінюється в процесі пресування

$$K - (K_1 + K_2) = K_3, \quad (3.9)$$

визначає енергію E_{np} , що витрачається, головним чином, на роботу пластичного деформування заготовки масою m_{zag} під час зближення робочої ланки машини з інерційним вантажем у момент прикладення імпульсу K .

В міру ущільнення заготовки величина K_3 зменшується. Завершення пресування заготовки, тобто досягнення кінцевої густини при максимальній жорсткості, може бути охарактеризовано співвідношенням

$$K = K_1 + K_{2max} + K_{3min} = K_{1np} + K_{2max}, \quad (3.11)$$

де $K_{1np} = K_1 + K_{3min}$ – імпульс робочої ланки з приєднаною масою заготовки.

Звичайно $K_1 \approx K_{1np}$, оскільки маса заготовки значно (більше ніж на порядок) менша маси робочої ланки, а її пластична деформація практично відсутня.

З вищевикладеного випливає, що у момент досягнення заготовкою кінцевої густини, коливання системи рухомих ланок машини під дією імпульсу зовнішніх сил може розглядатись як відносний рух двох тіл: робочої ланки із заготовкою, сумісне переміщення яких відносно станини обумовлено наявністю пружного зв'язку та інерційного вантажу, що вільно лежить на поверхні заготовки.

В загальному випадку, закон переміщення робочої ланки та умови її взаємодії з інерційним вантажем визначають можливість повного або часткового розвантаження заготовки з метою зняття залишкових внутрішніх напруг, що необхідно для підвищення ефективності процесу ущільнення порошкового матеріалу [234]. Для інерційних схем навантаження з пружно підвішеною робочою ланкою, що здійснює вимушені коливання відносно положення рівноваги ($x_p = 0$), наприклад, за синусоїдальним законом, розвантаження заготовки від дії сил з боку інерційного вантажу звичайно настає під час переходу робочої ланки через положення рівноваги і в результаті її подальшого руху в крайнє нижнє положення ($x_p = -A_0$). Причому, в даний період часу на заготовку починають діяти сили інерції, що виштовхують її з контейнера прес-форми, а для $\ddot{x}_p \gg \bar{g}$ спостерігається руйнування поверхні заготовки з боку інерційного вантажу, яке можна усунути за допомогою додаткового статичного притискання [105].

Для усунення шкідливої дії на заготовку сили, що виштовхує і руйнує її верхні шари, нами була запропонована інерційна схема навантаження (рис. 3.3), реалізована на новому спеціальному устаткуванні [13, 160] з силовим збудженням вібрацій робочої ланки за допомогою гідроімпульсного приводу [100]. В даній схемі передбачено обмеження переміщень робочої ланки 1, що здійснює вимушені коливання відносно станини 2 під дією імпульсів зовнішніх сил K , які проходять із заданою частотою. В нижньому початковому положенні робоча ланка 1 притиснена до станини силою тяжіння рухомих ланок системи "робоча ланка–заготовка–інерційний вантаж", а під час збудження вібрацій здійснює відносно даного положення періодичні переміщення вверх, обмежені елементами пружного повернення 3. Накладені обмеження залежно від параметрів самої системи і параметрів імпульсного силового впливу визначають існування ряду визначених режимів навантаження заготовки, що характеризуються її взаємодією з робочою ланкою та інерційним вантажем. Для розширення меж регулювання параметрів системи передбачено використання додаткового статичного притискання $P_{ст}$ інерційного вантажу 4 до заготовки, а також попереднє стискання

елементів пружного повернення робочої ланки 2, виконаних у вигляді пружин 3.

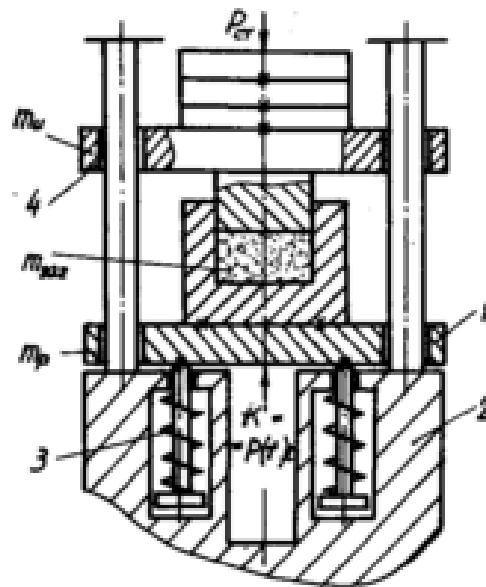


Рисунок 3.3 – Схема інерційного навантаження заготовки при жорстких (знизу) та пружних (зверху), зв'язках, що обмежують

Запропоновану схему інерційного навантаження заготовок (див. рис. 3.3) при силовому збудженні вібрацій можна охарактеризувати як віброударну, якщо взяти за класифікаційний критерій наявність жорстких обмежувачів переміщення робочої ланки 1 відносно станини 2. Проте, за характером взаємодії заготовки з інерційним вантажем 4 в процесі пресування, однозначно визначити режим інерційного навантаження як віброударний досить складно, оскільки з ущільненням частинок порошкового матеріалу в контейнері прес-форми змінюються фізико-механічні властивості заготовки а, отже, змінюється і характер її взаємодії з робочою ланкою та інерційним вантажем. У зв'язку з вищевикладеним, режим інерційного навантаження доцільно визначати у кожному конкретному випадку при сталих коливаннях робочої ланки та інерційного вантажу з моменту досягнення заготовкою кінцевої густини укладання частинок і відсутності в ній пластичних деформацій, що відповідає завершенню процесу пресування заготовки.

Для визначення можливих режимів інерційного навантаження заготовок при силовому збудженні вібрацій розглянемо спрощену схему взаємодії двох абсолютно твердих тіл (рис. 3.4) $m_1=m_p+m_{заг}$ та $m_2=m_i$ під дією імпульсу зовнішніх сил з врахуванням припущення про те, що максимальні зусилля навантаження викликають у відпресованій заготовці тільки пружні деформації, величина яких незначна і ними можна знехтувати [160], а сама заготовка складає одне ціле з контейнером прес-форми. Така схема, на нашу думку, дозволить заздалегідь оцінити характер

взаємодії мас m_1 та m_2 (з урахуванням накладених обмежень на їх переміщення) за допомогою відомих методів класичної механіки [125].

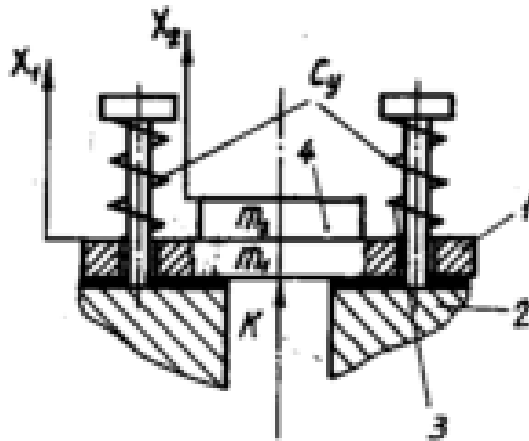


Рисунок 3.4 – Спрощена схема інерційного навантаження

Обмеження, що накладаються елементами пружного повернення 3 з еквівалентним коефіцієнтом жорсткості c_y на переміщення маси m_1 вверх та нерухоною основою 2 – при переміщенні її вниз, створюють певні умови взаємодії мас m_1 та m_2 , яка відбувається в результаті прикладення до маси m_1 імпульсу K_i , направлено вертикально вверх. При достатньо високій жорсткості місця контакту мас m_1 та m_2 рух останніх відбувається з однаковими прискореннями (перевантаженнями) a , отже, його можна розглядати як рух маси $m_{\Sigma}=m_1+m_2$, положення якої характеризується координатою $x=x_1=x_2$.

Для випадку впливу на дану пружну систему короткочасного ударного імпульсу K_i тривалістю $\tau_0 \rightarrow 0$ рух маси m_{Σ} (рис. 3.5, а) описується відомим виразом (3.7) і продовжується протягом напівперіоду її власних коливань

$$\frac{T}{2} = \frac{\pi}{\omega_0} = \pi \sqrt{\frac{m_{\Sigma}}{c_y}} \quad (\text{див. розд. 3.1}), \text{ причому для вказаного інтервалу часу}$$

прискорення системи

$$\ddot{x} = \frac{K_u}{m_{\Sigma}} \sqrt{\frac{c_y}{m_{\Sigma}}} \sin \sqrt{\frac{c_y}{m_{\Sigma}}} t \quad (3.12)$$

за знаком збігається з прискоренням вільного падіння g і забезпечує притискання маси m_2 до маси m_1 зусиллям

$$F_3 = m_2(-g + \ddot{x}) \quad (3.13)$$

У момент часу $t=T/2$ маса m_{Σ} повертається у початкове положення, досягнувши швидкості $v_0=K_i/m_{\Sigma}$ і вдаряється об нерухому основу. Характер удару маси m_{Σ} повинен бути абсолютно непружним (коефіцієнт

відновлення $\Theta=0$), тобто виключати повторний вплив на систему ударного імпульсу зовнішніх сил $K_{i+}=K_i \cdot \Theta$ і (знаки „-“, та „+“ визначають параметри системи відповідно до і після удару). В реальних машинах це досягається введенням спеціальних демпфірувальних елементів, що забезпечують гальмування маси m_Σ перед зіткненням на шляху h_t у продовж часу t_t з прискоренням

$$a_t = \frac{2(v_0 t - h_t)}{t_r^2} \quad (3.14)$$

і створюють умови для повторного притискання маси m_2 до маси m_1 із зусиллям $F_3 = a_t \cdot m_2$ [147].

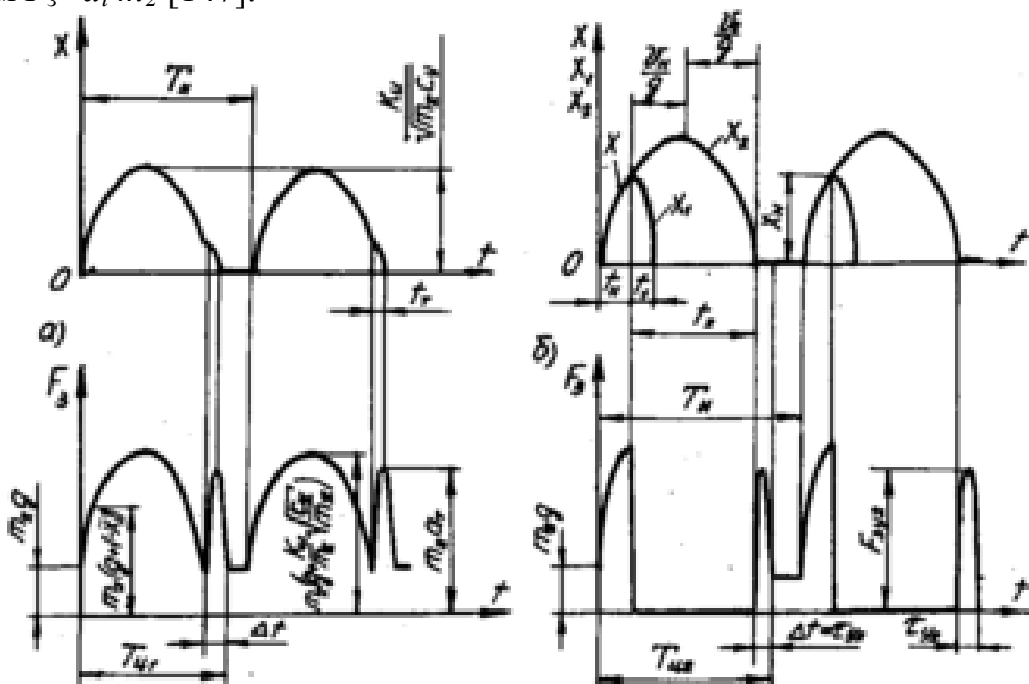


Рисунок 3.5 – Графіки переміщень $x - t$ мас m_1 і m_2 і зусиль притискання $F_3 - t$ маси m_2 до заготовки при їх сумісному (а) та роздільному (б) русі

Такий варіант силового впливу маси m_2 на масу m_1 визначає один зі способів інерційного навантаження заготовки і характеризується безвідривним рухом вантажу. Проте, безвідривний спосіб інерційного навантаження заготовки на практиці зустрічається рідко, оскільки при збільшенні величини імпульсу зовнішніх сил збільшується максимальний зсув маси m_Σ , що вимагає збільшення довжини пружини (елементів пружного повернення). Тому в реальних умовах вони звичайно працюють до контакту витків і, тим самим, у момент часу t_n накладають на систему ідеальний зв'язок, що обмежує величину зміщення маси m_1 вгору при її русі зі швидкістю $\dot{x}(t_n) = v_n$ (рис. 3.5, б). Для заданого обмеженого переміщення $x_n(t_n)$ на основі виразу (3.7) нескладно визначити тривалість силової взаємодії мас m_1 та m_2

$$t_n = \sqrt{\frac{m_\Sigma}{c_y}} \arcsin \frac{x_n}{x_{max}} = \sqrt{\frac{m_\Sigma}{c_y}} \arcsin \frac{x_n \sqrt{m_\Sigma \cdot c_y}}{K_u}. \quad (3.15)$$

У момент часу t_n швидкість сумісного руху мас

$$v_n = \dot{x}(t_n) = \frac{K_u}{m_\Sigma} \cos \arcsin \frac{x_n}{x_{max}} = v_0 \arcsin \frac{x_n}{x_{max}} \quad (3.16)$$

відповідає початковій швидкості незалежного руху вверх інерційного вантажу m_2 та швидкості маси m_1 у момент накладення ідеального зв'язку, що виключає можливість повороту маси m_1 , відносно центру тяжіння [138].

В результаті накладення ідеального зв'язку швидкість маси m_1 , у момент дотику витків пружин змінюється від $v_n = v_{n-}$ до 0, а потім залежно від коефіцієнта відновлення Θ – від 0 до v_{n+} ($v_{n+} = v_{n-} \cdot \Theta$).

Незалежний рух маси m_1 з початковими умовами $x_{01} = x_n$ та $\dot{x}_{01} = v_{n+}$ описується відомим з теорії коливань [216] виразом, який для випадку $\Theta = 0$ ($\dot{x}_{01} = 0$) має вигляд

$$x_1 = x_n \cos \sqrt{\frac{c_y}{m_1}}, \quad (3.17)$$

а незалежний рух $x_2(t)$ маси m_2 описується за аналогією з рухом тіла кинутого вертикально вверх з початковою швидкістю v_n [3].

Тривалість незалежного руху мас m_1 та m_2 з врахуванням виразу (3.16) визначається відповідно як

$$t_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_1}{c_y}} \quad \text{та} \quad t_2 = \frac{v_n + v_0}{g} = \frac{v_0}{g} \left(\cos \arcsin \frac{x_n}{x_{max}} + 1 \right). \quad (3.18)$$

На основі виразів (3.18) можна сформулювати умову незалежного руху мас m_1 та m_2 , виконання якої забезпечує розвантаження заготовки. Дана умова має вигляд

$$t_2 > t_1 \quad \text{або} \quad \frac{v_0}{g} \left(\cos \arcsin \frac{x_n}{x_{max}} + 1 \right) > \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_1}{c_y}}. \quad (3.19)$$

Для визначення часу від моменту початку взаємодії мас m_1 та m_2 до зіткнення маси m_1 з основою – t_{1y} , а також маси m_2 з масою m_1 – t_{2y} можна використовувати залежності

$$t_{1y} = t_n + t_1 \quad \text{та} \quad t_{2y} = t_n + t_2, \quad (3.20)$$

що складені з врахуванням виразів (3.15) і (3.18).

Під час незалежного руху мас m_1 та m_2 ($t_n < t < t_{2y}$) відсутній силовий вплив маси m_2 на масу m_1 , що в умовах інерційного навантаження заготовки відповідає її розвантаженню з боку пуансона. Тому подальше навантаження заготовки починається тільки у момент часу $t=t_{2y}$, коли маса m_2 вдаряється зі швидкістю v_0 об нерухому масу m_1 , що знаходиться у вихідному положенні, і передає останній ударний імпульс $K_{i2}=m_2 \cdot v_0$. Залежно від характеру зіткнення, що визначається станом заготовки, характеризованим коефіцієнтом відновлення Θ_3 , даний імпульс може бути поглинений ($\Theta_3=0$), відбитий частково ($0 < \Theta_3 < 1$) або повністю ($\Theta_3=1$). Якщо на першому етапі навантаження ($0 \leq t \leq t_n$) величина силового впливу на заготовку (3.13) оцінювалася за значенням переносного прискорення \ddot{x} маси m_2 (3.12), то у момент удару ($t=t_{2y}$) таке оцінювання за відомою величиною ударного імпульсу K_{i2} неможливе без врахування фізико-механічних властивостей заготовки, зокрема її спроможності деформуватись [137]. Тому на другому етапі навантаження під час зіткнення мас m_1 та m_2 , необхідно враховувати їх пружні деформації, що характеризують жорсткість стику. Припускаючи лінійний характер деформування відпресованої заготовки, її реакцію на ударний імпульс K_{i2} можна зобразити у вигляді синусоїдального імпульсу, параметри якого F_{3y2} та τ_{y2} визначаються жорсткістю заготовки.

Проведений аналіз можливих варіантів взаємодії мас m_1 та m_2 дозволяє виділити два основні способи інерційного дворазового навантаження заготовок, забезпечуваних періодичним із заданою частотою прикладенням до робочої ланки машини спрямованих вгору ударних імпульсів (див. рис. 3.3):

- при сумісному (безвідривному) русі інерційного вантажу із заготовкою у продовж всього циклу навантаження;
- за наявності проміжків часу в циклі навантаження з роздільним (відривним) рухом інерційного вантажу та заготовки.

За допомогою графіків переміщень $x-t$ та зусиль F_3-t (див. рис. 3.5), що характеризують способи інерційного дворазового навантаження заготовок, можна показати, що для регулювання параметрів даних навантажень доцільно використовувати додаткове статичне притискання маси m_2 та попередній натяг елементів пружного повернення, які забезпечують певну величину перевантаження в початковий момент циклу навантаження і зменшують тривалість його фаз.

Стійкість вказаних способів дворазового навантаження при періодичному (із заданою кутовою частотою ω_i) прикладенні до системи мас m_1 та m_2 ударних імпульсів K_i , забезпечується при дотриманні умови

$$T_n > T_{u1,2} \quad \text{або} \quad \frac{2\pi}{\omega_n} > T_{u1,2}, \quad (3.21)$$

де T_i – період прикладення зовнішніх ударних імпульсів; $T_{u1,2}$ – періоди (цикли) навантаження заготовки першим і другим способами при динамічній взаємодії мас m_1 та m_2 (в загальному випадку включають час ωt можливих динамічних взаємодій мас після зіткнення). Періоди навантаження заготовки при сумісному T_{u1} та роздільному T_{u2} русі інерційного вантажу можна визначити з урахуванням виразів (3.15) і (3.18) у вигляді

$$T_{u1} = \frac{T}{2} = \pi \sqrt{\frac{m_\Sigma}{c_y}} = \frac{\pi}{\omega_0} \quad \text{та} \quad T_{u2} = t_{2y} = t_n + t_2, \quad (3.22)$$

якщо допустити, що в системі переважають абсолютно непружні ударні взаємодії мас ($\Theta_3 \rightarrow 0$, $\Delta t \rightarrow 0$).

При порушенні умови (3.21) реалізація описаних способів інерційного навантаження можлива в дещо зміненому вигляді, із забезпеченням одноразового безударного (вібраційного) та ударного (молотового) навантаження заготовки (рис. 3.6). Для випадку $T_{u1} \geq T_i$ (див. рис. 3.6, а) рух маси m_Σ системи характеризується початковим відхиленням від положення рівноваги на величину x_0 .

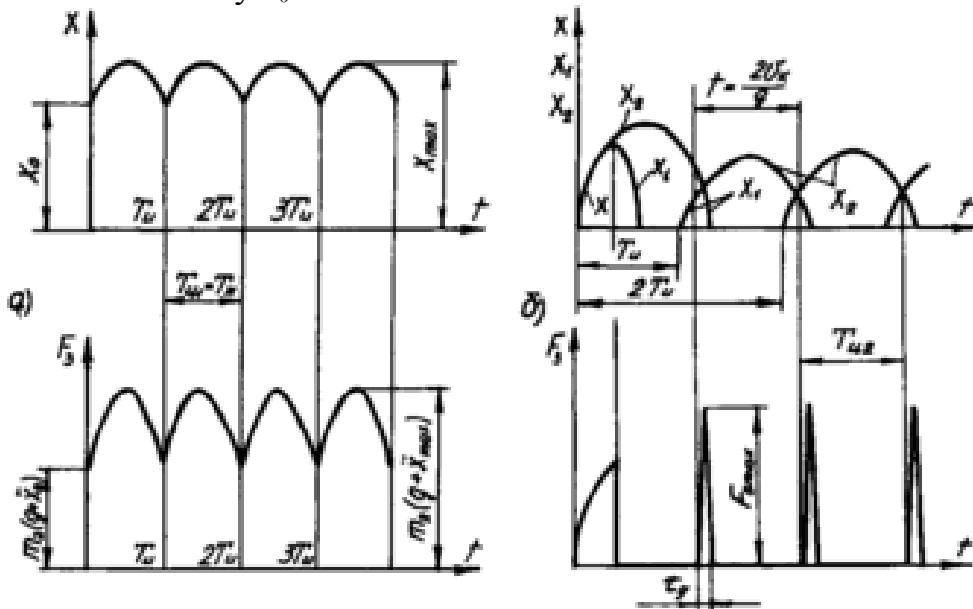


Рисунок 3.6 – Способи реалізації інерційного одноразового навантаження заготовки: безударного інерційного (а) та ударного молотового (б)

Закономірність зміни даного зміщення описується відомим виразом [217], згідно з яким початкове x_0 та найбільше x_{max} відхилення маси m_Σ від початкового положення складають

$$x_0 = \frac{K_u}{2\sqrt{m_{\Sigma}c_y}} \operatorname{ctg} \frac{\pi\omega_0}{\omega_u} \quad \text{та} \quad x_{max} = \frac{K_u}{2\sqrt{m_{\Sigma}c_y}} \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \frac{\pi\omega_0}{\omega_u}}. \quad (3.23)$$

З врахуванням виразів (3.21) та (3.22) можна показати, що умови безударного навантаження заготовки визначаються співвідношенням

$$\omega_0/\omega_u < 0,5 \quad (3.24)$$

Для випадку $T_{u2} \geq T_i$ сталі переміщення мас m_1 та m_2 супроводжуються підкиданням маси m_2 зі швидкістю v_k в моменти її взаємодії з масою m_1 . При цьому повинна виконуватися додаткова умова $T_i > t_{ly}$. У спеціальній літературі [56, 217] детально досліджені подібні випадки взаємодії двох тіл при кінематичному збудженні вібрації того з них, що виконує функції робочої ланки. Основні положення теорії даного процесу можуть бути узагальнені і на розглядуваний випадок. Слід зазначити, що підкидання маси m_2 (відскік) з початковою швидкістю v_k відбувається в результаті її зіткнення з масою m_1 і можливо тільки для $\Theta \neq 0$, а співвідношення між періодом прикладення зовнішніх ударних імпульсів та швидкістю відскоку повинно визначатися залежністю $T_i = 2v_k/g$.

Проведений аналіз випадків взаємодії мас m_1 та m_2 при їх сумісному і роздільному русі вказує на можливість існування вібраційного, ударно-вібраційного і ударного режимів інерційного навантаження заготовок.

Вібраційний режим інерційного навантаження (В) характеризується прикладенням до заздалегідь навантаженої заготовки одиничних напівсинусоїдальних імпульсів сил за частотою зовнішньої силової дії (див. рис. 3.6, а).

Ударно-вібраційний, або віброударний режим інерційного навантаження (УВ) характеризується періодичним прикладенням до заготовки з частотою зовнішньої силової дії двох імпульсів сил, залежно від форми яких даний режим вважають ближчим до вібраційного УВВ (див. рис. 3.5, а) або ударного УВУ (див. рис. 3.5, б) навантаження.

Режим УВВ характеризується прикладенням здвоєних імпульсів сил у вигляді напівсинусоїдальних імпульсів, що переходять в ударні, причому останні при демпфіруванні ударів маси m_{\square} згладжуються і можуть перетворитися, наприклад, в імпульси у вигляді напівсинусоїди. У випадку безперервного проходження здвоєних імпульсів режим УВВ трансформується в режим В.

Для режиму УВУ характерна наявність інтервалу розвантаження між двома імпульсами сил, що прикладаються до заготовки. Обмежуючи тривалість першого імпульсу, можна значно зменшити його амплітудне значення і, тим самим, збільшити амплітудне значення другого. В межах

такого регулювання лежать періодичні впливи на заготовку одиничними ударними імпульсами з частотою зовнішньої силової дії.

Ударний режим інерційного навантаження (У) характеризується відсутністю сумісних коливань (вібрацій) мас m_1 та m_2 а, отже, і відсутністю вібраційних складових силового впливу на заготовку (див. рис. 3.6, б). Одиничний ударний імпульс навантажує заготовку, яка знаходиться в зоні контакту мас m_1 та m_2 при їх зустрічному русі. Частота вказаного навантаження відповідає частоті зовнішнього силового впливу на систему ударними примусовими імпульсами, а його характер відповідає молотовому впливу [178].

Розглянуті режими інерційного навантаження на практиці можуть бути реалізовані на устаткуванні без елементів пружного повернення. Проте, їх відсутність накладає певні обмеження на технологічні можливості даного устаткування. Наприклад, збільшується період навантаження заготовки при динамічній взаємодії мас. Не можна забезпечити розрахункове перевантаження заготовки і без застосування додаткового статичного притискання, збільшення зусилля якого знижує ефективність вібраційного пресування, і т.п. [147].

Виявлений для різних режимів інерційного навантаження закон силової взаємодії мас m_1 та m_2 дозволяє, в загальному випадку, дати наближену оцінку дійсному характеру силового впливу на заготовку з боку інерційного вантажу та визначити зусилля пресування. Відмічене обумовлене тим, що заміна короткочасного імпульсу миттєвим при дослідженні переміщень пружних систем з одним ступенем вільності без істотних похибок можлива для певного співвідношення тривалості

імпульсу τ_0 та періоду власних коливань системи $T = 2\pi \sqrt{\frac{m_\Sigma}{c_y}}$ [217].

Що стосується припущення про відсутність деформацій заготовки, то воно справедливе тільки для якісного оцінювання величин зусиль, створених на заготовці інерційним вантажем. Особлива складність кількісного оцінювання даних зусиль в процесі деформування заготовки при інерційному навантаженні обумовлена дискретним характером самого процесу і відповідним характером зміни фізико-механічних властивостей пресованої заготовки.

3.2. Зміна фізико-механічних властивостей заготовок при дискретному навантаженні

Для з'ясування механізму ущільнення частинок порошкового матеріалу в контейнері прес-форми закритого типу при пресуванні за схемою інерційного навантаження, нами був проведений ряд досліджень, спрямованих, в першу чергу, на вивчення характеру зміни фізико-механічних властивостей заготовок при їх дискретному навантаженні.

Були проаналізовані відомі графіки залежності типу "уявна густина – тиск (напруга)" [179, 226, 234], а також побудовані і досліджені нові графіки, що визначають силовий режим ковальсько-пресової машини, в координатах "зусилля – абсолютна деформація (осадження)" при статичному пресуванні заготовок з однакових навішувань ряду порошкових матеріалів в циліндричному контейнері прес-форми закритого типу з "абсолютно" жорсткими стінками (рис. 3.7), що дозволило зробити ряд узагальнень, які характеризують фізико-механічні властивості заготовок і визначають тенденції створення і розвитку нового спеціального устаткування.

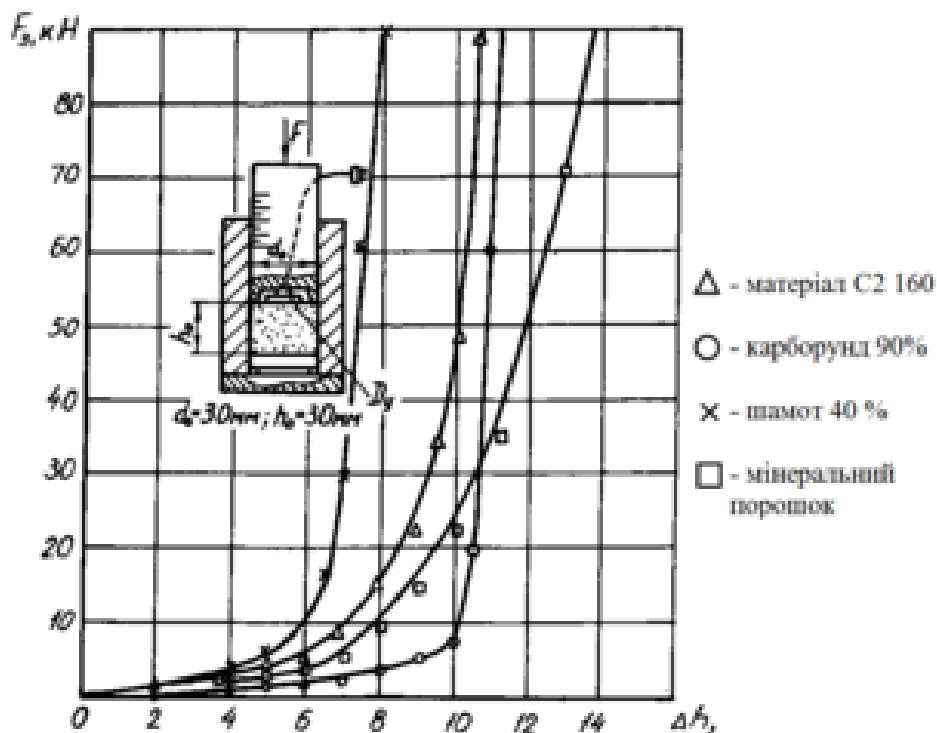


Рисунок 3.7 – Силкові графіки $F_3-\Delta h$ звичайного пресування циліндричних заготовок $d=30$ мм в прес-формі закритого типу з порошкових матеріалів

Не дивлячись на те, що характер кривих $F_3-\Delta h$, показаних на силових графіках істотно залежить від марки матеріалу порошку (див. рис. 3.7), процентного вмісту наповнювача (добавок, що пластифікують, зв'язують та змащують) (рис. 3.8), гранулометрії і форми частинок порошку [122], для всіх досліджуваних графіків закономірно різке збільшення зусилля на пуансоні від моменту досягнення певної густини заготовки, яка, на нашу думку, відповідає початку інтенсивного контакту частинок порошку, що супроводжується їх руйнуванням, прослизанням, пружними і пластичними деформаціями. Таке навантаження заготовки свідчить про небажаний силовий режим роботи пресу [123].

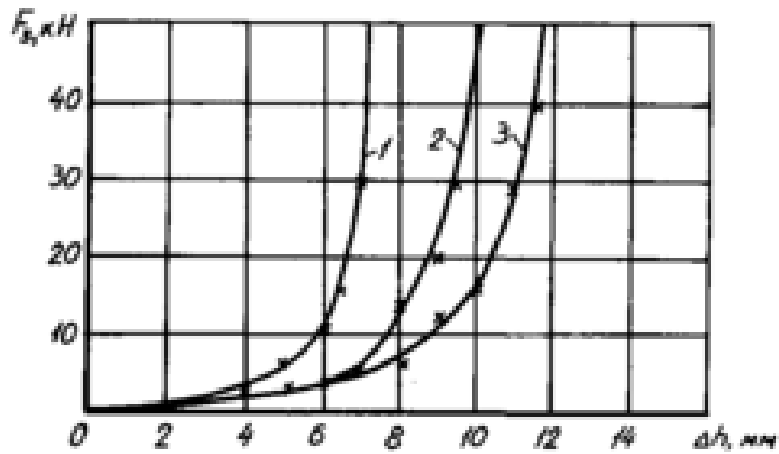


Рисунок 3.8 – Характер зміни силових графіків звичайного пресування шамотних порошоків при зменшенні % вмісту наповнювача (1 - шамот 40%; 2 – шамот 55%; 3 – шамот 65%)

На схематизованому типовому графіку $F_z-\Delta h$ (рис. 3.9) залежно від стадії деформації заготовки можна умовно виділити три основні ділянки (I ділянка – OA, II – AB і III – BC), розміри яких визначаються параметрами і складом пресованого порошкового матеріалу, а також характером взаємодії частинок його структурної основи.

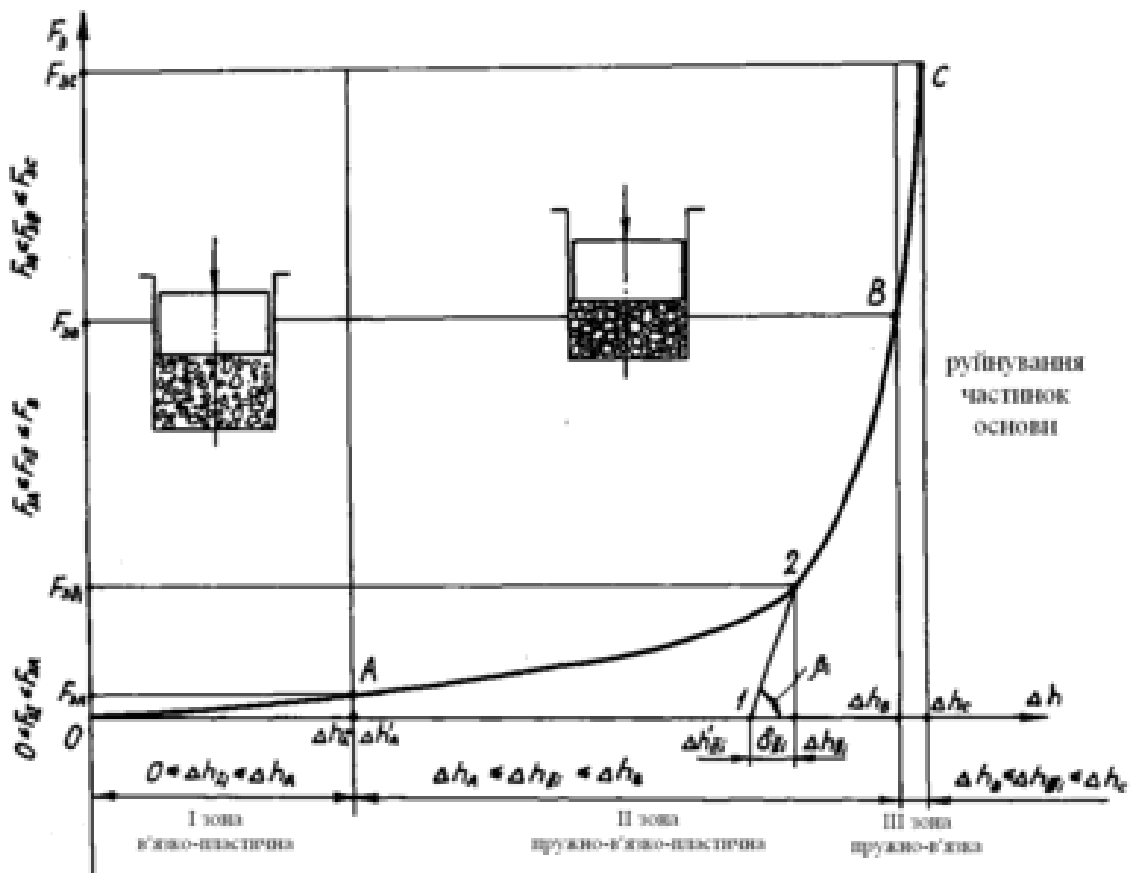


Рисунок 3.9 – Схематизований силовий графік $F_z-\Delta h$ звичайного пресування заготовок з порошкових матеріалів

На першій ділянці графіка $F_3-\Delta h$ (ділянка кривої ОА) навантаження заготовок від 0 до F_{3A} в прес-формі характеризується зближенням твердих частинок основи, заповненням вільного простору в об'ємі прес-форми пластифікатором, витисненням повітря в зазори між матрицею і пуансоном. Процес деформування заготовки в замкненому об'ємі прес-форми до виникнення контакту між твердими частинками основи супроводжується збільшенням поточного значення густини порошкового матеріалу заготовки і відбувається в умовах в'язко-пластичної течії. При цьому незначні зусилля $0 \leq F_{3Ii} \leq F_{3A}$ викликають відносно великі абсолютні деформації $\Delta h_{Ii} \leq \Delta h_A$, величина яких визначається гранулометриєю частинок основи порошкового матеріалу, процентним змістом пластифікатора та вязучих добавок. Межею ділянки I слід вважати абсолютну деформацію заготовки Δh_A , яка досягається в початковий момент утворення вихідного "скелета" основи у вигляді складних просторових структур "арок", "містків", "ланцюжків" [52, 122, 217] при виникненні контактів між її твердими частинками. Відсутність пружних складових внутрішніх напруг в структурі заготовки під час її пресування дозволяє вважати дані абсолютні деформації необоротними, тобто незалежно від величини зусилля F_{3Ii} ($0 \leq F_{3Ii} \leq F_{3A}$), досягнута в процесі навантаження абсолютна деформація Δh_{Ii} ($0 \leq \Delta h_{Ii} \leq \Delta h_A$) залишається незмінною і після розвантаження від F_{Ii} до 0. Така поведінка пресованого матеріалу подібна пластичній деформації і в заготівці не спостерігається пружна післядія - зменшення величини досягнутої абсолютної деформації Δh_{Ii} при знятті зовнішнього навантаження F_{3Ii} .

Найхарактернішою для графіка $F_3-\Delta h$ є ділянка II відповідна кривій АВ. Межі цієї ділянки визначаються зміною зусилля навантаження заготовки F_{3IIi} від F_{3A} до F_{3B} ($F_{3A} < F_{3IIi} \leq F_{3B}$) і абсолютної деформації Δh_{IIi} від Δh_A до Δh_B ($\Delta h_A < \Delta h_{IIi} \leq \Delta h_B$). На ділянці кривої АВ процес деформування пресованого порошкового матеріалу заготовки відбувається в замкненому об'ємі прес-форми за наявності пружних і крихких контактів між частинками "скелета" основи, що виникають в результаті утворення складних просторових структур.

На початковій стадії навантаження заготовки зусиллям F_{3IIi} відбувається зростання числа описаних складних просторових структурних утворень за рахунок зближення частинок основи порошкового матеріалу (без істотного руйнування їх контактів), що супроводжується збільшенням абсолютної деформації заготовки Δh_{IIi} , взаємним проникненням та зсувом незаклинених твердих частинок основи у вільні зони і простори, заповнені пластифікатором або зв'язкою. Із зростанням зусилля F_{IIi} відбувається руйнування старих і зародження нових складніших структурних утворень з великим числом контактів між частинками. Процес деформування заготовки, описаний ділянкою кривої АВ супроводжується також локальним руйнуванням крупніших частинок основи. На ділянці II величина досягнутої абсолютної деформації заготовки Δh_{IIi} в процесі

навантаження не зберігає свого значення після зниження діючого зусилля від F_{3III} до 0. Остаточне значення абсолютної деформації заготовки після розвантаження $\Delta h'_{III}$ менше досягнутої в процесі навантаження до зусилля F_{3III} на величину пружної післядії

$$\delta_{III} = \Delta h_{III} - \Delta h'_{III}. \quad (3.25)$$

Наявність пружних складових деформації свідчить про пружно-в'язко-пластичні властивості заготовки, що проявляються на даному етапі пресування, а закономірність їх прояву, на нашу думку, можна обґрунтувати еволюцією структурних змін в заготовці. Наприклад, різкому збільшенню пружної післядії зі зростанням зусиль навантаження повинно відповідати інтенсивне зародження нових складніших структурних утворень з великою кількістю пружних контактів між частинками основи в матеріалі заготовки.

Лінійна ділянка III кривої навантаження $F_3-\Delta h$ (відрізок BC) визначається наявністю сталих пружних контактів між частинками основи. Дана ділянка свідчить про в'язко-пружні властивості заготовки і визначається величиною діючого зусилля $F_{3III}=F_{3C}$, перевищення якого викликає крихке руйнування і перехід в більш дрібну дисперсну фазу непластичних частинок основи порошкового матеріалу, що мають певну межу міцності. Навантаження заготовки зусиллями F_{3III} ($F_{3B} < F_{3III} < F_{3C}$) недоцільне, оскільки значення остаточної абсолютної деформації $\Delta h'_{III}=\Delta h'_B$ на цій ділянці залишається практично незмінним при зростанні поточного значення абсолютної деформації Δh_{III} ($\Delta h_B < h_{III} \leq h_C$). Навантаження заготовки зусиллями більшими F_C дозволяє дещо збільшити її остаточну абсолютну деформацію а, отже, і густину, але, внаслідок руйнування частинок основи після термообробки, істотно змінюються фізико-механічні властивості виробу, наприклад, пористість [61].

Згідно із графіком $F_3-\Delta h$, що визначає силовий режим роботи ковальсько-пресової машини, найефективнішим навантаження заготовки є на ділянках I та II (OA і AB). Причому, найбільша частина повної роботи пресування заготовки

$$A = \int_0^{\Delta h_B} F(\Delta h)d(\Delta h) = \int_0^{\Delta h_A} F(\Delta h)d(\Delta h) + \int_{\Delta h_A}^{\Delta h_B} F(\Delta h)d(\Delta h) \quad (3.26)$$

витрачається на ділянці II в разі збільшення поточного значення абсолютної деформації заготовки від Δh_A до Δh_B . Корисна робота пресування заготовки A_x з врахуванням пружної післядії

$$A_x = A - A_y = \int_0^{\Delta h_B} F(\Delta h)d(\Delta h) - \int_{\Delta h'_B}^{\Delta h_B} F(\Delta h)d(\Delta h) = \int_0^{\Delta h'_B} F(\Delta h)d(\Delta h), \quad (3.27)$$

де A_y – робота пружного стискання заготовки.

Для попереднього відтворення умов дискретного навантаження заготовок з непластичних порошкових матеріалів при віброударному режимі пресування з метою вивчення характеру зміни їх фізико-механічних властивостей було проведено звичайне пресування заготовок багаторазовим навантаженням з повним розвантаженням (рис. 3.10). Кожен наступний $(i+1)$ -й цикл навантаження забезпечував однакоє східчає зростання Δ_i , абсолютної деформації заготовки, що змінюється в межах від Δh_{min} в початковому стані до Δh_{max} при n -му циклі навантаження.

$$\Delta_i = \frac{\Delta h_{max.n} - \Delta h_{min}}{n}, \quad (3.28)$$

де n – загальна кількість циклів (кратність) навантаження заготовки.

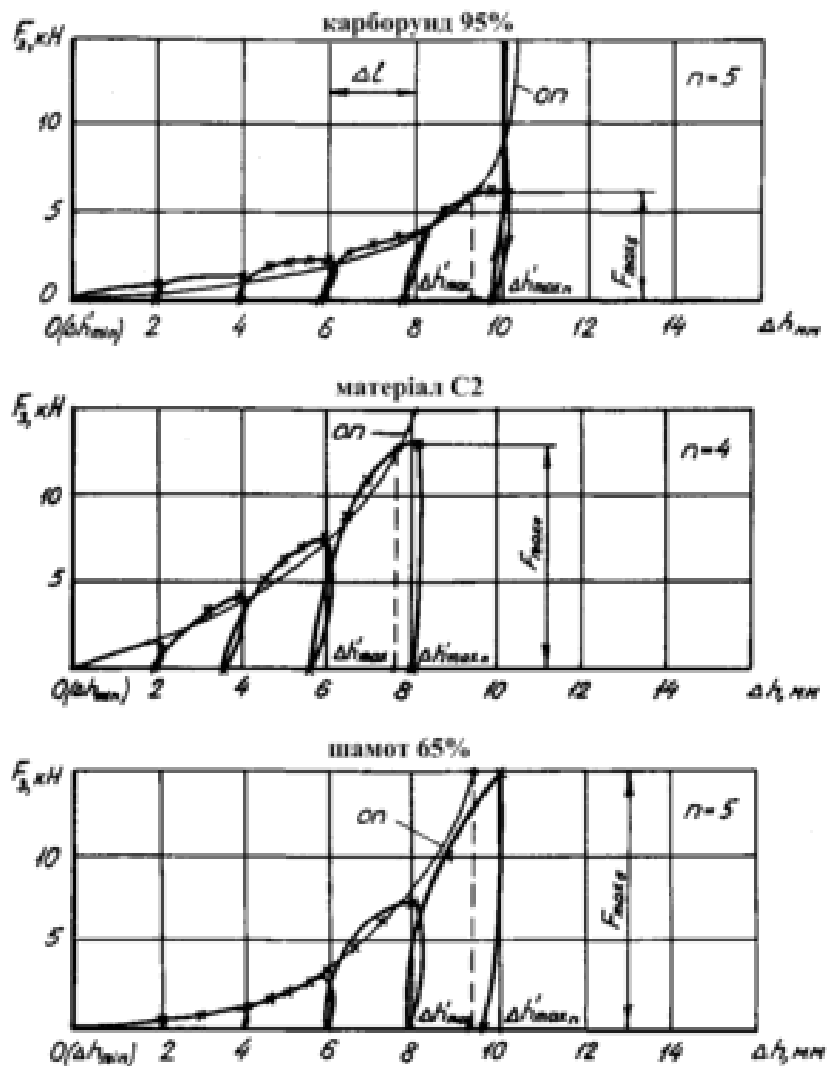


Рисунок 3.10 – Силкові графіки звичайного пресування заготовок з порошкових матеріалів під впливом багаторазового навантаження з повним розвантаженням

Було відмічено, що деформація заготовки $\Delta h'_{max.n}$ досягнута при багаторазовому навантаженні до зусилля F_{max} , перевищує аналогічну деформацію $\Delta h'_{max}$, забезпечувану цим же зусиллям, при одноразовому навантаженні. Відзначена ефективність багаторазового навантаження, на нашу думку, обумовлена періодичним розвантаженням заготовки, що забезпечує рівномірніше розподілення внутрішніх напруг між частинками основи порошкового матеріалу.

Графіки багаторазового навантаження показують, що пресовані заготовки мають чітко-виражені в'язко-пружно-пластичні властивості, причому зі зростанням абсолютної деформації їх пластичність зменшується, а пружність збільшується. Аналіз даних графіків показує, що пружні властивості заготовки, що знаходиться в контейнері прес-форми і уявна густина якої досягла певного значення, характеризує умовна лінія розвантаження проведена під кутом β_i до осі деформації через точки з координатами $\Delta h = \Delta h'_i, F_3 = 0$ та $\Delta h = \Delta h_i, F_3 = F_{3lli}$ (див. рис. 3.9). Тангенс кута нахилу лінії розвантаження відповідає умовному коефіцієнту механічної жорсткості заготовки c_{zi} , який в загальному випадку з врахуванням (3.25) можна виразити як

$$c_{zi} = \frac{F_i}{\Delta h_i - \Delta h'_i} = \frac{F_i}{\delta_i} = tg\beta_i. \quad (3.29)$$

Основні особливості зміни фізико-механічних властивостей заготовок при дискретному багаторазовому навантаженні були також відзначені для основних інерційних режимів навантаження (див. розд.3.2) тих же заготовок під впливом періодичних імпульсів зовнішніх сил [159].

Найефективнішим режимом інерційного навантаження заготовок з непластичних порошкових матеріалів є режим УВ, який забезпечує досягнення однакових величин остаточних абсолютних деформацій, при зусиллях значно менших (в 2,5...10 раз), ніж відповідні даним деформаціям зусилля звичайного пресування. Особливість режиму УВ полягає в тому, що зростання деформації заготовки на заключній стадії пресування відбувається при практично постійній величині імпульсних навантажень, що прикладаються до неї.

На рис. 3.11 показаний уточнений трикоординатний графік $F_3-\Delta h-n_{cp}$ пресування заготовки з непластичного порошку карборунду, реалізованого при ударно-вібраційному режимі інерційного навантаження. Крива $F-\Delta h$ даного графіка побудована у відповідності зі зміною середніх (за даними для п'яти розглянутих випадків) значень максимальних зусиль первинних імпульсів K_i , що прикладаються до заготовки з боку інерційного вантажу, а також величини її абсолютних деформацій для кожного циклу навантаження, що відбувається під впливом одного імпульсу зовнішніх сил. Для побудови уточненого графіка $F_3-\Delta h$ використовувалися записи

осцилограм основних параметрів процесу іброударного пресування при інерційному навантаженні заготовки (переміщення робочої ланки x_1 , переміщення інерційного вантажу x_2 і зусилля на заготовці з боку пуансона) [159, 243]. Остаточна абсолютна деформація заготовки на початок кожного i -го циклу навантаження визначалася за відхиленням інерційного вантажу від початкового положення $0-x_{2i}$, а зростання абсолютної деформації – відносним положенням робочої ланки та інерційного вантажу $x_{1i}-x_{2i}$ для $F_{zi}=0$. Повне деформування заготовки завершувалось в середньому за $n_{сер}$ циклів навантаження (для п'яти розглянутих випадків $n_{сер}=41$), що при частоті проходження імпульсів зовнішніх примусових сил $f=18$ Гц, склало $T_{в.н.сер.}=2,28$ с. Силовий вплив на заготовку в межах одного циклу навантаження у міру її деформування характеризувався змінними первинним K_i та вторинним K'_i імпульсами.

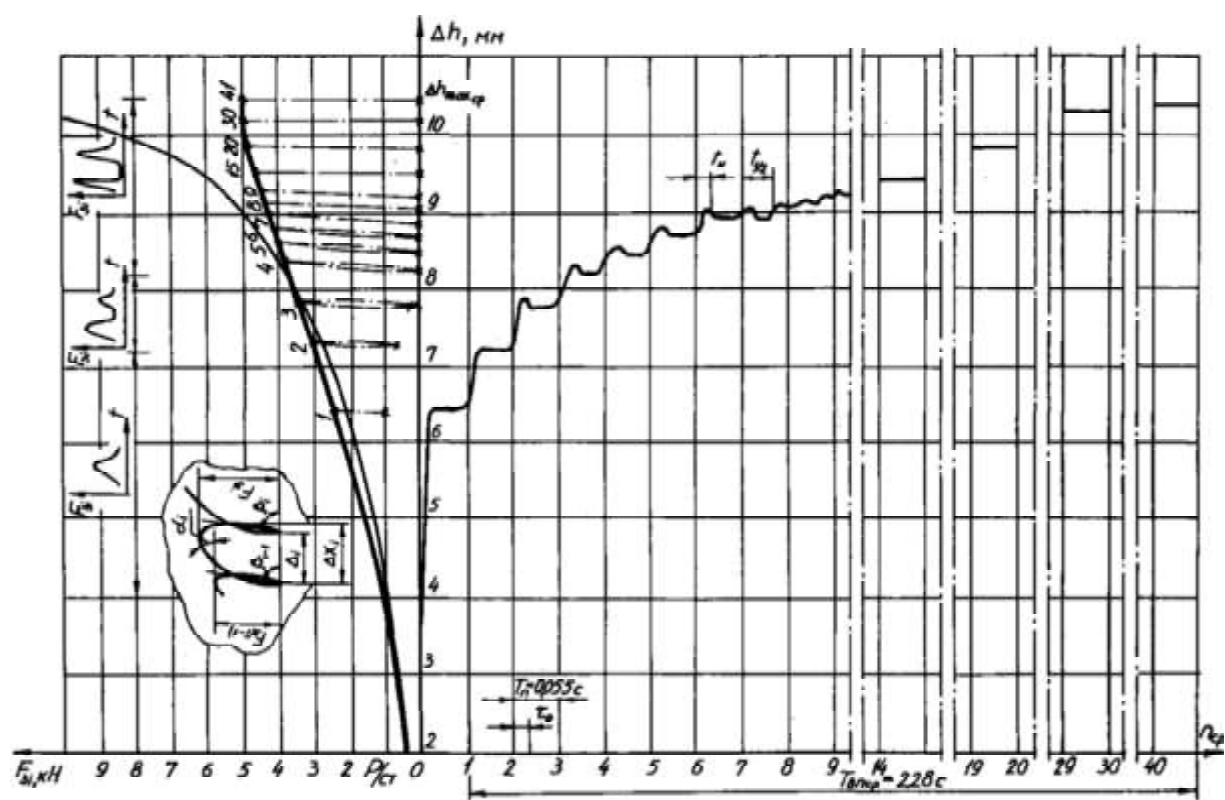


Рисунок 3.11 – Уточнений трикоординатний графік $F_{zi}-\Delta h-n_{cp}$ пресування заготовки з порошку карборунду в режимі ударно-вібраційного навантаження (віброударне пресування)

Деформування заготовки в межах перших двох циклів навантаження здійснювалося зростаючим за величиною первинним імпульсом ($K'_{1,2}=0$) і носило переважно пружно-в'язко-пластичний характер з незначними проявами пружності. Для циклів навантаження з 3-го по 5-й (включно) характерне в'язко-пружно-пластичне деформування заготовки під впливом незначно зростаючих первинних імпульсів $K_3...K_5$ та істотно зростаючих повторних імпульсів $K'_3...K'_5$. При подальших циклах

навантаження заготовка піддається впливу незмінних за величиною імпульсів K_i та K'_i ($K_i > K'_i$). Починаючи приблизно з 8-го циклу навантаження первинний імпульс зусилля часто викликає тільки пружну деформацію заготовки, а її пластичну деформацію забезпечують зусилля, створені вторинним імпульсом. На графіку $F_{zi} - \Delta h$ вказані цикли навантаження показані лінією „навантаження–розвантаження” заготовки під впливом первинного імпульсу. В зв'язку зі складністю безпосередніх вимірювань зростання деформацій заготовки для кожного наступного циклу навантаження були довільно вибрані 15-й, 20-й і 30-й цикли, для яких фіксувалось зростання деформації. Процес пресування заготовки припинявся в середньому після 41-го циклу навантаження, а при більшому числі циклів навантаження відмічалось виникнення тріщин на поверхні заготовки після її витягання з контейнера прес-форми [243].

На графіку $\Delta h - n$ показаний характер протікання такого віброударного процесу пресування в продовж кожного циклу навантаження. Зі збільшенням Δh в заготовці помітніше проявляються пружні властивості, що відзначено починаючи з 3-го циклу навантаження. Дані властивості, головним чином, і визначають можливість зростання абсолютної пластичної деформації заготовки при практично незмінному зусиллі F_{zimax} .

Як показали дослідження, величина додаткового зростання пластичної деформації заготовки з порошку карборунду, що забезпечується при сталому режимі УВ інерційного навантаження, складає в середньому 12%...16% від загальної величини пластичної деформації, а відповідне цьому режиму максимальне зусилля на заготовці F_{zimax} в 6 разів менше ніж потрібне для аналогічної деформації зусилля звичайного пресування.

Відзначена для циклів зі сталим режимом навантаження закономірність збереження заготовкою при одноразовому силовому впливі однакових пружних властивостей (збіг умовних ліній навантаження–розвантаження) дозволяє, в загальному випадку, значно спростити динамічний аналіз рухомих ланок машини, що забезпечують інерційне навантаження заготовок при віброударному пресуванні. При цьому механічні властивості відпресованої заготовки будуть однозначно визначатись відповідним коефіцієнтом умовної жорсткості c_3 , використовуючи який можна завжди представити зусилля на заготовці у вигляді лінійної залежності

$$F_{zi\ max} = c_3 (x_1 - x_2) = c_3 \cdot \Delta x. \quad (3.30)$$

Для циклів з нестійким режимом навантаження в процесі пресування закономірність зміни механічних властивостей заготовки при зближенні робочої ланки і вантажу на величину Δx_i , може бути представлена наближеною залежністю

$$F_{zi} \approx F_{z(i-1)} + K_{ai} \cdot \Delta x_i, \quad (3.31)$$

де i – номер циклу навантаження; $F_{z(i-1)}$ – максимальне зусилля попереднього циклу навантаження; $K_{ai}=tg\alpha_i$ – коефіцієнт „пластичності” [107] заготовки при i -му циклі навантаження.

При розвантаженні заготовки від дії інерційного вантажу характер зміни зусилля може бути описано лінеаризованою залежністю

$$F_{zi} = c_{\beta i} (\Delta x_i - \Delta_i), \quad (3.32)$$

де Δ_i , – величина залишкової пластичної деформації заготовки, забезпечуваної при i -ому циклі навантаження; $c_{\beta i}=tg\beta_i$ – умовний коефіцієнт механічної жорсткості заготовки при i -ому циклі навантаження.

Можливість додаткового пластичного деформування заготовок, які при одноразовому навантаженні проявляють тільки пружні властивості, слід розглянути з позицій структурного аналізу самої заготовки, що складається з безлічі непластичних частинок основи. До цього висновку можна прийти, якщо звернути увагу на випадковий характер дискретного зростання пластичної деформації заготовки в сталому режимі навантаження. На нашу думку, структурний аналіз дозволив би встановити взаємозв'язок між фізико-механічними властивостями заготовки з непластичних порошків та параметрами ударно-вібраційного режиму її навантаження, на основі якого можна було б обґрунтувати високу ефективність даного режиму і сформулювати основні положення теорії процесу віброударного пресування заготовок при інерційній схемі навантаження.

3.3. Моделювання процесу інерційного навантаження порошкової заготовки

Для визначення дійсних характеристик силової взаємодії робочої ланки та інерційного вантажу, що забезпечує певний режим інерційного навантаження, спрощена модель (див. рис. 3.4) є дуже грубою і не забезпечує потрібної точності результатів розв'язку. Причина цього полягає в умовності поняття коефіцієнта відновлення, що відображує пластичні, пружні і в'язкі властивості зони контакту абсолютно твердих тіл масами m_1 та m_2 , в якій розташована заготовка з порошкового матеріалу. У попередньому розділі на основі аналізу графіків "зусилля–абсолютна деформація", побудованих для дискретних схем навантаження, було встановлено, що в результаті деформування заготовка проявляє пружно-в'язко-пластичні властивості, які змінюються зі збільшенням її уявної густини в замкненому контейнері прес-форми.

В загальному випадку збудження вібрацій робочої ланки з приєднаною заготовкою (маса m_1) при її взаємодії з інерційним вантажем (маса m_2) пружно-в'язко-пластичні властивості зони контакту (або заготовки) можна імітувати набором однокомпонентних безінерційних дискретних моделей

[217] і подати відповідну силову взаємодію для i -го циклу навантаження у вигляді функції

$$F_{zi} = F_{zi}(c_{zi}, b_{zi}, \Delta x_i, \Delta \dot{x}_i, R_{0i}), \quad (3.33)$$

де c_{zi}, b_{zi}, R_{0i} , – коефіцієнти, що враховують відповідно пружні, в'язкі та пластичні властивості заготовки; $\Delta x_i, \Delta \dot{x}_i$ – переміщення та швидкість відносного руху мас m_1 та m_2 .

Процес інерційного навантаження визначається функцією F_3 (2.33), яка, в свою чергу, залежить від переміщень мас m_1 та m_2 відносно відповідних координат x_1 та x_2 . Тому при складанні динамічної моделі (рис. 3.12) даного процесу були враховані обмеження, що накладаються на переміщення вгору маси m_1 впливом періодичної зовнішньої сили $P(t+T)$, елементами пружного повернення з еквівалентним коефіцієнтом жорсткості c_y , масою m_2 , додатковим статичним зусиллям P_{cm} , а також силами тертя в напрямних R_1 і R_2 , що для мас m_1 і m_2 визначаються як

$$R_1 = \alpha_1 \dot{x}_1 + R_{01} \text{sign} \dot{x}_1 \quad \text{та} \quad R_2 = \alpha_2 \dot{x}_2 + R_{02} \text{sign} \dot{x}_2, \quad (3.34)$$

де α_1, α_2 та R_{01}, R_{02} – коефіцієнти в'язкого та сухого тертя.

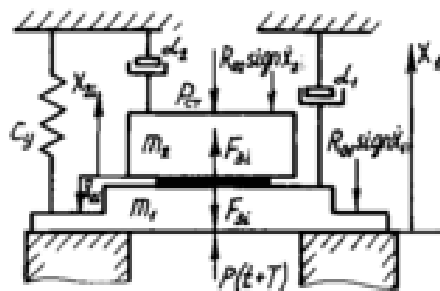


Рисунок 3.12 – Динамічна модель інерційного навантаження

Якщо початок систем координат x_1 та x_2 суміщати на початку кожного i -го циклу навантаження з початковим положенням центрів мас m_1 та m_2 , тобто вважати, що

$$x_{1i}(i \cdot T) = 0 \quad \text{та} \quad x_{2i}(i \cdot T) = 0,$$

то різниця координат відносного положення центрів мас m_1 та m_2

$$\Delta x_i = x_{1i}(t) - x_{2i}(t) \quad (3.35)$$

дозволяє однозначно визначати спроможність заготовки до деформування за час $T \cdot i < t < T \cdot (i+1)$. Тоді повна деформація заготовки за n циклів навантаження складе

$$\sum_{i=1}^n x_i = x_{20}(0) - x_{20}(x \cdot T) = \Delta h_{max}, \quad (3.36)$$

де $x_{20}(n \cdot T)$ – положення маси m_2 після n навантажень в системі координат вихідного циклу навантаження.

У зв'язку з тим, що зміщення системи координат x_1 не відбувається, можна вважати $x_1(t) = x_{1i}(t)$.

Математична модель процесу навантаження заготовки впродовж i -го циклу $T \cdot i \leq t \leq T(i+1)$ прикладення примусової сили $P(t+T \cdot i)$ може бути представлена системою двох диференціальних рівнянь за умови $F_{zi} > 0$ і двома незалежними диференціальними рівняннями якщо $F_{zi} = 0$. Для зручності початок відліку часу сумістимо з початком i -го циклу, а взаємодію мас m_1 та m_2 будемо розглядати за час $0 \leq t \leq T$. Для $F_{zi} > 0$:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_{1i} + c_y x_{1i} + R_{li} + F_{zi} = P(t); \\ m_2 \ddot{x}_{2i} + R_{2i} + P_{cm} = F_{zi}. \end{cases} \quad (3.37)$$

Для $F_{zi} = 0$:

$$m_1 \ddot{x}_{1i} + c_y x_{1i} + R_{li} = P(t); \quad (3.38)$$

$$m_2 \ddot{x}_{2i} + R_{2i} + P_{cm} = 0. \quad (3.39)$$

Розв'язок системи (3.37) визначається, головним чином, виглядом функції F_{zi} (3.33), відповідній характеристиці пружно-в'язко-пластичної моделі заготовки з порошкового матеріалу (рис. 3.13), синтезованої з однокомпонентних моделей елементів, що деформуються [217].

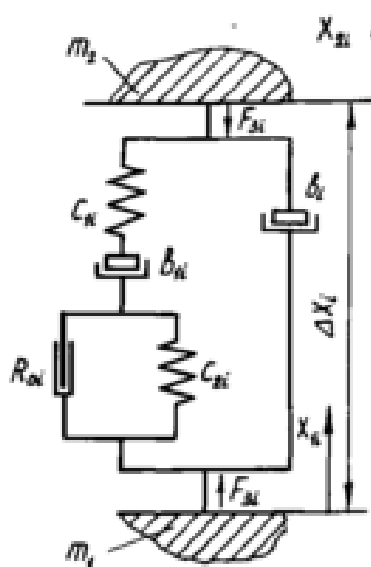


Рисунок 3.13 – Безінерційна пружно-в'язко-пластична модель заготовки з порошкового матеріалу

Аналітичний вираз функції F_{zi} можна подати виходячи з умови з'єднання елементів, що деформуються: при послідовному з'єднанні їх деформації обумовлені дією однакової осьової сили і підсумовуються, а при паралельному з'єднанні в кожному з елементів виникають однакові деформації, що викликаються різними за величиною зусиллями. Модельована заготовка піддається навантаженню в замкненому контейнері прес-форми зусиллям F_{zi} і впродовж кожного i -го циклу деформується на величину Δx_i . Аналіз лінеаризованої силової характеристики i -го циклу навантаження заготовки $F_{zi}-\Delta x_i$ (рис. 3.14) показує, що процесу деформування при навантаженні відповідає відома пружно-пластична модель зі зміцненням, а при розвантаженні – закон лінійної пружності (закон Герстнера). Проте, вказані моделі не враховують сили тертя, що виникають як в середині самої заготовки, так і в результаті прослизання її відносно стінок контейнера прес-форми. Дані сили тертя здійснюють різний вплив на процес деформації, хоча природа їх однакова – вони обумовлені, головним чином, вмістом наповнювача порошкового матеріалу. Зменшення мастила і зв'язки в наповнювачі веде до збільшення коефіцієнта в'язкого тертя, що з одного боку збільшує пружні властивості самої заготовки, а з іншого – зменшує її рухливість. Звичайно при вібропресуванні прагнуть забезпечити незалежність прояву вказаних в'язких властивостей заготовок, що досягається нанесенням жирового мастила на внутрішню поверхню контейнера прес-форми при зменшенні вмісту наповнювача. Вказані особливості прояву в'язких властивостей заготовки в моделі враховані двома лінійними в'язкими демпферами в паралельних ланцюгах деформування (пружно-в'язко-жорстко-пластичного зі зміцненням), а також бокового тертя, відповідного властивостям заготовки і особливостям її взаємодії з контейнером.

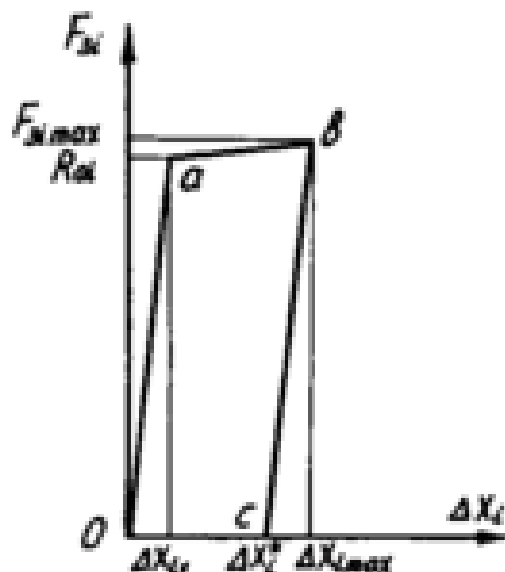


Рисунок 3.14 – Лінеаризована силова характеристика i -го циклу навантаження заготовки

Відповідно до моделі зусилля, що створене на заготовці F_{zi} , забезпечує подолання сил в'язкого бокового тертя $F_{zi}^* = b_i \cdot \Delta \dot{x}_i$ і безпосереднє деформування заготовки F_{zi}^{**} , тобто

$$F_{zi} = F_{zi}^* + F_{zi}^{**} = b_i \cdot \Delta x_i + F_{zi}^{**}, \quad (3.40)$$

де b_i – коефіцієнт бокового в'язкого тертя. Повна деформація заготовки Δx_i за один i -й цикл навантаження складається з пружної складової Δx_{i1} , в'язкої Δx_{i2} та жорстко-пластичної складової Δx_{i3} :

$$\Delta x_i = \Delta x_{i1} + \Delta x_{i2} + \Delta x_{i3}. \quad (3.41)$$

Причому виникнення кожної з вказаних складових забезпечує зусилля F_{zi}^{**} . Отже,

$$F_{zi}^{**} = c_{zi1} \cdot \Delta x_{i1} = b_{zi1} \cdot \Delta \dot{x}_{i2} = R_{0i} + c_{zi2} \cdot \Delta x_{zi}, \quad (3.42)$$

де c_{zi1} і c_{zi2} - коефіцієнти жорсткостей пружних елементів, що характеризують навантаження заготовки від 0 до R_{0i} та від R_{0i} до F_{zimax} відповідно на ділянках "0а" та "ав" графіка $F_{zi}-\Delta x_i$; b_{zi1} – коефіцієнт внутрішнього в'язкого тертя; R_{0i} – сила сухого тертя, що характеризує початок пластичної деформації заготовки (звичайно $R_{0i}=F_{z(i-1)}$). Відомо, що зусилля при взаємодії мас m_1 та m_2 , що рухаються з прискореннями \ddot{x}_{1i} та \ddot{x}_{2i} , визначається з виразу

$$F_{zi} = -\frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} (\ddot{x}_{1i} - \ddot{x}_{2i}) = -\frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \Delta \ddot{x}_i, \quad (3.43)$$

який після підстановки в (3.40) дозволяє знайти

$$F_{zi}^{**} = -\frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot \Delta \ddot{x}_i. \quad (3.44)$$

З (3.40) – (3.42) випливає, що

$$\frac{\dot{F}_{zi}^{**}}{c_{zi1}} + \frac{F_{zi}}{b_{zi}} + \frac{\dot{F}_{zi}^{**}}{c_{zi2}} = \Delta \dot{x}_i. \quad (3.45)$$

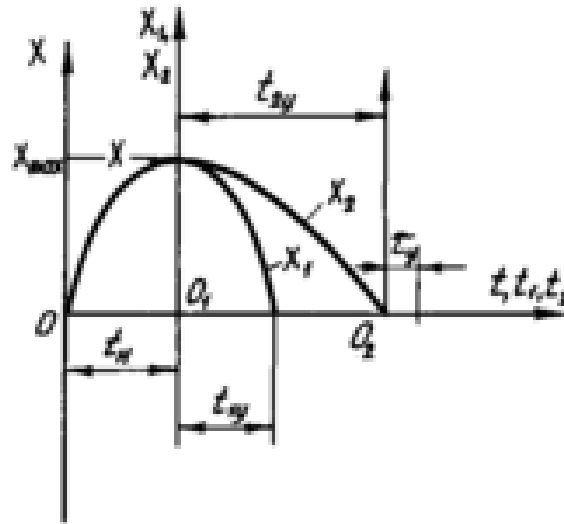


Рисунок 3.15 – Графіки руху мас системи при інерційному навантаженні заготовки

Після підстановки (3.44) в (3.45) можна отримати математичну модель процесу деформування заготовки у вигляді лінійного диференціального рівняння третього порядку

$$\Delta \ddot{x}_i + a \Delta \dot{x}_i + d \Delta x_i = 0, \quad (3.46)$$

де

$$a = \frac{b_i}{m_{np}} + \frac{c_{np}}{b_{zi1}}; \quad m_{np} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}; \quad c_{np} = \frac{c_{zi1} \cdot c_{zi2}}{c_{zi1} + c_{zi2}};$$

$$d = \frac{c_{np}}{m_{np}} \left(\frac{b_i}{b_{zi1}} + 1 \right).$$

Процес деформування заготовки при розвантаженні (див. рис. 3.14) описується ділянкою прямої "bc" лінеаризованого графіка $F_{zi} - \Delta x_i$ і, у загальному випадку, носить пружно-в'язкий характер з врахуванням в'язкого тертя заготовки об стінки контейнера. Залишкова (пластична) деформація заготовки Δx_i^* визначає закон зміни зусилля F_{zi} при розвантаженні залежно від відстані між центрами мас m_1 та m_2

$$\Delta \bar{x}_i = \Delta x_i - \Delta x_i^*,$$

а максимальне зусилля F_{zimax} , яке для наступного $i+1$ циклу навантаження буде відповідати коефіцієнту сухого тертя $R_{0(i+1)}$, дозволяє не враховувати жорстко-пластичний елемент, що деформується, прийнявши у виразах (3.41), (3.42) $\Delta x_{i3}=0$. У зв'язку з вищевикладеним, математична модель

процесу деформування заготовки при розвантаженні опишеться аналогічним диференціальним рівнянням (3.46), в якому коефіцієнти \bar{a} і \bar{d} замість c_{np} повинні враховувати:

$$\bar{a} = \frac{b_i}{m_{np}} + \frac{c_{3i1}}{b_{3i1}}; \quad \bar{d} = \frac{c_{3i1}}{m_{np}} \left(\frac{b_i}{b_{3i1}} + 1 \right). \quad (3.47)$$

Особливості зміни F_{3i} в процесі деформування заготовки накладають певні обмеження на розв'язок системи (3.37), яку відповідно слід розглянути для фази навантаження і для фази розвантаження. При відомому законі зміни $P(t)$ розв'язок системи (3.37) відносно $x_{1i}(t)$ та $x_{2i}(t)$ можна подати у вигляді елементарних функцій, оскільки загальний розв'язок диференціального рівняння (3.46)

$$\Delta x_i = C_1 + e^{-\frac{a}{2}t} \left(C_2 \sin \left(\sqrt{d - \frac{a^2}{4}} t \right) + C_3 \cos \left(\sqrt{d - \frac{a^2}{4}} t \right) \right) \quad (3.48)$$

описує коливальний процес пружного деформування заготовки залежно від початкових умов навантаження.

Для випадку навантаження системи тіл m_1 та m_2 , ударним імпульсом K_i початкові умови в (3.48) можуть бути визначені як $\Delta x_i(0) = 0$; $\Delta \dot{x}_i(0) = \Delta v_c$; $\Delta \ddot{x}_i(0) = 0$, де Δv_c – кінцеве збільшення швидкості центра мас, знайдене на основі теореми про рух центра мас [280]: $\Delta v_c = K_i / (m_1 + m_2)$. З врахуванням вказаних початкових умов закон деформування заготовки матиме вигляд

$$\Delta x_i = \frac{K_u}{m_1 + m_2} \cdot \frac{1}{\omega_{oi}} \left(\frac{1 - 2\lambda_i^2}{\sqrt{1 - \lambda_i^2}} \sin(\sqrt{1 - \lambda_i^2} \omega_{oi} t) - \right. \\ \left. - 2\lambda_i \cos(\sqrt{1 - \lambda_i^2} \omega_{oi} t) + 2\lambda_i \right), \quad (3.49)$$

а відповідна йому зміна зусилля на заготовці

$$F_{3i} = -m_{np} \Delta \ddot{x}_i = -\frac{m_{np} \cdot K_u}{m_1 + m_2} \cdot \frac{\omega_{oi}}{\sqrt{1 - \lambda_i^2}} e^{-\lambda_i \omega_{oi} t} \sin(\sqrt{1 - \lambda_i^2} \omega_{oi} t), \quad (3.50)$$

де $\omega_{oi} = \sqrt{\frac{c_{np}}{m_{np}} \left(\frac{b_i}{b_{3i1}} + 1 \right)}$; $\lambda_i = \frac{b_i / m_{np} + c_{np} / b_{3i1}}{2 \sqrt{c_{np} / m_{np}} \left(\frac{b_i}{b_{3i1}} + 1 \right)}$.

Аналогічним чином знаходиться розв'язок (3.48) для випадку

розвантаження заготовки (3.47). Початкові умови деформування в даному випадку визначаються для моменту часу $t = \frac{\pi}{2\omega_{0i}\sqrt{1-\lambda_i^2}}$, відповідного значенням $\Delta x_{i\max}$ та $\Delta \ddot{x}_{i\max}$.

Аналітичне дослідження процесу пресування при інерційному навантаженні заготовки, як сукупності $n(1 \leq i \leq n)$ одиничних циклів, що забезпечують повне кінцеве деформування заготовки згідно із виразом (3.36), можна здійснити за допомогою комп'ютерної техніки. Проте, для кожного конкретного випадку дослідження, в програмі розрахунку необхідно врахувати значення коефіцієнтів c_{3i1} , c_{3i2} , b_{3i1} , b_{3i2} та Δx_i^* , що змінюються з кожним наступним циклом навантаження, і для визначення яких необхідний відповідний експеримент. Даний метод дослідження може бути рекомендованим для випадку з малим числом циклів навантаження якщо допустити, що в'язкість заготовки суттєво збільшилась ($b_{3i1} \rightarrow \infty$), а зміна її пружних властивостей має лінійний характер, що дозволяє спростити підготовку вихідних даних програми розрахунку. Виключається необхідність побудови графіків $F_{3i} - \Delta h$ за допомогою осцилограм, а коефіцієнти c_{3i1} , c_{3i2} та Δx_i^* визначаються шляхом безпосередніх вимірювань на осцилограмах величин $F_{3i\max}$, $\Delta x_{i\max}$ та $\Delta x_i^* = x_{2i}(0) - x_{2i}(T)$ і подальших розрахунків за формулами

$$c_{3i1} = \frac{F_{3i\max} - F_{3(i-1)}}{\Delta x_{i\max}}; \quad c_{3i2} = \frac{F_{3i\max}}{\Delta x_{i\max} - \Delta x_i^*}. \quad (3.51)$$

При проектуванні спеціального устаткування для вібропресування заготовок виробів з порошкових матеріалів в більшості випадків достатньо обмежитися розрахунком його граничних силових характеристик, відповідних роботі машини на сталих режимах навантаження. Вказані режими визначаються умовами

$$x_{1i} = x_1, x_{2i} = x_2, x_1 \approx x_2 = x, \Delta x_i = \Delta x \rightarrow 0 \text{ та } c_{3i1} = c_{3i2} = c_3 = \infty, \quad (3.52)$$

що дозволяє замість системи (3.37) розглядати одне диференціальне рівняння типу

$$(m_1 + m_2)\ddot{x} + c_y x + R_1 + R_2 + P_{cm} = P(t)$$

або з врахуванням (3.34)

$$(m_1 + m_2)\ddot{x} + (\alpha_1 + \alpha_2)\dot{x} + c_y x + (R_{01} + R_{02})\text{sign}\dot{x} + P_{cm} = P(t). \quad (3.53)$$

Після введення змінної

$$U = x + \frac{(R_{01} + R_{02})\text{sign}\dot{x} + P_{cm}}{c_y} \quad (3.54)$$

і використання підстановок

$$\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2(m_1 + m_2)} = q, \quad \frac{c_y}{m_1 + m_2} = \omega_0^2, \quad m_1 + m_2 = m_\Sigma$$

рівняння (3.53) перетворюється до вигляду

$$\ddot{U} + 2q\dot{U} + \omega_0^2 U = \frac{I}{m_\Sigma} P(t), \quad (3.55)$$

розв'язок якого відомий [167] і залежить від форми $P(t)$.

Для розглядуваного вібропресового обладнання із силовим збудженням вібрацій найхарактернішим зовнішнім силовим впливом є імпульси K_i , тривалість кожного з яких τ_0 значно менша періоду вільних коливань пружної одномасової системи $\tau_0 \ll T = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{c_y}}$.

Причому періодичність прикладення T даних імпульсів практично необмежена, оскільки конструктивні особливості обладнання виключають виникнення ударного резонансу. Наприклад, при $q < \omega$ розв'язок рівняння (3.55) може бути представлений залежністю

$$U = e^{-qt} \left(U_0 \cos(\sqrt{\omega_0^2 - q^2} t) + \frac{K_u}{(m_1 + m_2)\sqrt{\omega_0^2 - q^2}} \sin(\sqrt{\omega_0^2 - q^2} t) \right), \quad (3.56)$$

яка описує рух пружної системи з одним ступенем вільності (для нашого випадку при $0 \leq t \leq 0,5T$ причому, як відомо [217], для $\tau_0/T < 0,18$ похибка такого запису не перевищує 5%).

У зв'язку з тим, що основним параметром технологічної машини дискретної дії є енергія, що характеризує її здатність виконувати корисну роботу за час одного ходу робочої ланки, представляє інтерес показати переміщення системи залежно від величини енергії E_x , що витрачається на дане переміщення.

Якщо вважати, що вся енергія E_x витрачається на виконання корисної роботи з переміщення тіла $m_1 + m_2 = m_\Sigma$ під впливом імпульсу K_i із забезпеченням початкової швидкості $v_0 = \Delta v_c = K_i / (m_1 + m_2)$, то

$$E_x = \frac{m_1 + m_2}{2} v_0^2 = \frac{K_u^2}{2(m_1 + m_2)}, \quad (3.57)$$

звідки

$$K_u = \sqrt{2(m_1 + m_2)E_x}.$$

Підставивши (3.57) в (3.56), наприклад, без врахування впливу дисипативних функцій ($q=0$) для $U_0=0$ можна отримати

$$U = \sqrt{\frac{2E_x}{c_y}} \sin \sqrt{\frac{c_y}{m_1 + m_2}} t. \quad (3.58)$$

Аналогічний (3.58) результат може бути одержаний на основі закону збереження енергії E_x , що підводиться на один робочий хід машини і яка перетворюється у кінетичну енергію розгону маси (m_1+m_2) і потенціальну енергію E_n стискання елементів пружного повернення відносно координати U

$$E_x = E_k + E_n = \frac{m_1 + m_2}{2} \cdot \dot{U}^2 + \frac{c_y}{2} U^2. \quad (3.59)$$

Після ряду перетворень

$$\dot{U}^2 + \frac{c_y}{m_1 + m_2} U^2 = \frac{2E_x}{m_1 + m_2} \quad (3.60)$$

та підстановок

$$\frac{c_y}{m_1 + m_2} = \omega_0^2, \quad \frac{2E_x}{m_1 + m_2} = b, \quad \frac{dU}{dt} = \sqrt{b - \omega_0^2 U^2} \quad (3.61)$$

вираз (3.60) перетворюється у диференціальне рівняння зі змінними, що розділюються

$$\frac{dU}{\sqrt{b} \sqrt{1 - \frac{\omega_0^2}{b} U^2}} = dt. \quad (3.62)$$

В результаті розв'язання рівняння (3.62) отримуємо

$$t = \frac{1}{\omega_0} \arcsin \left(\sqrt{\frac{\omega_0^2}{b}} U \right),$$

що відповідає виразу (3.58).

Дослідження залежності (3.58) дозволяє оцінити такі параметри машини, як максимальне зміщення, швидкість та прискорення робочої ланки з інерційним вантажем. З врахуванням (3.54) отримуємо

$$x_{max} = \sqrt{\frac{2E_x}{c_y} - \frac{R_{01} + R_{02} + P_{cm}}{c_y}}, \quad \dot{x}_{max} = \sqrt{\frac{2E_x}{m_1 + m_2}}, \quad \ddot{x}_{max} = -\frac{\sqrt{2E_x c_y}}{m_1 + m_2}. \quad (3.63)$$

У зв'язку з вищевикладеним, максимальне теоретичне зусилля на заготовці, обумовлене перевантаженням (3.13), складає

$$F_{zmax} = -m_2 \left(\frac{\sqrt{2E_x c_y}}{m_1 + m_2} + q \right) \quad (3.64)$$

і досягається у момент часу $t = t_n = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{c_y}}$.

Подальший рух системи для $t > t_n$ (рис. 3.16) може розглядатися як сумісний або роздільний рух мас m_1 та m_2 залежно від величини сил сухого тертя, що змінили знак в результаті зміни напрямку швидкості руху мас.

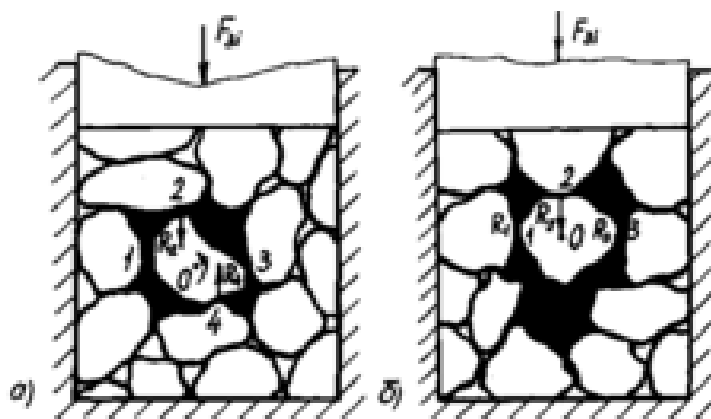


Рисунок 3.16 – Можливий випадок виникнення деформацій зсуву при повороті (а) і проковзуванні частинок

Для моменту часу $t = \bar{t}$ (за умови $\bar{t} - t_n \rightarrow 0$) маси m_1 та m_2 , що рухаються з прискоренням \ddot{x}_{max} , одержують східчастий приріст прискорення, відповідно R_{01}/m_1 та R_{02}/m_2 зі зворотним знаком. Якщо виконується нерівність

$$\ddot{x}_{max} - \frac{R_{02}}{m_2} \geq \ddot{x}_{max} - \frac{R_{01}}{m_1} \Rightarrow \frac{R_{02}}{m_2} < \frac{R_{01}}{m_1}, \quad (3.65)$$

то рух мас для $t > t_n$ відбувається сумісно. Якщо

$$\ddot{x}_{max} - \frac{R_{02}}{m_2} \leq \ddot{x}_{max} - \frac{R_{01}}{m_1} \Rightarrow \frac{R_{02}}{m_2} > \frac{R_{01}}{m_1}, \quad (3.66)$$

то рух мас відбувається роздільно. Для періоду часу $t_1 \geq t - t_n$, в разі виконання умови (3.66) рух мас m_1 та m_2 опишеться відповідно диференціальними рівняннями (3.38) та (3.39), в яких $P(t-t_1)=0$.

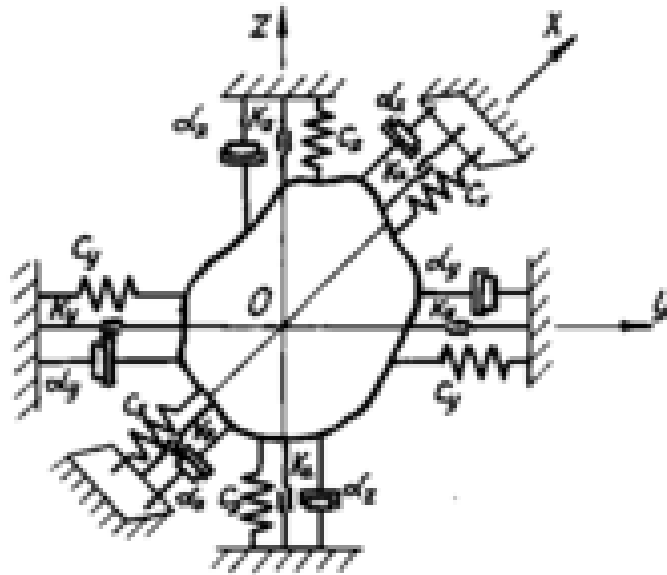


Рисунок 3.17 – Принципова система з'язаної структури заготовки в контейнері прес-форми

З врахуванням (3.34) вказані рівняння матимуть вигляд

$$m_1 \ddot{x}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1 + c_y x_1 - R_{01} = 0 \quad (3.67)$$

та

$$m_2 \ddot{x}_2 + \alpha_2 \dot{x}_2 + P_{cm} - R_{02} = 0, \quad (3.68)$$

а їх розв'язки $x_1(t_1)$ та $x_2(t_2)$ запишуться для початкових умов $x_1(0)=x_2(0)=x_{max}$ та $\dot{x}_1(0)=\dot{x}_2(0)=0$:

для m_1

$$x_1(t_1) = \frac{R_{01}}{c_y} + \left(x_{max} - \frac{R_{01}}{c_y} \right) e^{-q_1 t_1} \left(\cos(\sqrt{\omega_1^2 - q_1^2} t_1) + \frac{n_1}{\sqrt{\omega_1^2 - q_1^2}} \sin(\sqrt{\omega_1^2 - q_1^2} t_1) \right) \quad (3.69)$$

де

$$q_1 = \frac{\alpha_1}{2m_1}, \quad \omega_1 = \frac{c_y}{m_1};$$

для m_2

$$x_2(t_1) = \frac{\delta}{2q_2} e^{-2q_2 t_1} + \delta t_1 + x_{max} - \frac{\delta}{2q_2}, \quad (3.70)$$

де

$$q_2 = \frac{\alpha_2}{m_2}, \quad \delta = \frac{P_{cm} - R_{02}}{\alpha_2}.$$

У зв'язку з тим, що для точного обчислення часу повернення мас m_1 та m_2 (відповідно t_{1y} і t_{2y}) в початкове положення необхідно розв'язувати відносно t_1 трансцендентні рівняння, отримані з (3.69) та (3.70) для $x_1=0$ і $x_2=0$, а в загальному вигляді таке розв'язання утруднено і не завжди доцільно, наприклад, для випадків з незначним в'язким тертям ($q_1=q_2=0$), то з достатнім ступенем точності для визначення t_{1y} та t_{2y} можна скористатися рівняннями

$$\sin\left(\sqrt{\frac{c_y}{m_1}} t_{1y} + \frac{\pi}{2}\right) = -\frac{R_{01}}{c_y x_{max} - R_{01}} \quad (3.71)$$

та

$$\frac{R_{02} - P_{cm}}{2m_2} t_{2y}^2 + x_{max} = 0. \quad (3.72)$$

Розв'язок даних рівнянь можна одержати для $R_{01} \leq c_y x_{max}/2$ та $R_{02} < P_{cm}$ у вигляді

$$t_{1y} = \left(\arcsin \frac{R_{01}}{c_y x_{max} - R_{01}} + \frac{\pi}{2} \right) \sqrt{\frac{m_1}{c_y}}; \quad (3.73)$$

$$t_{2y} = \sqrt{\frac{2m_2 x_{max}}{P_{cm} - R_{02}}}. \quad (3.74)$$

Для ударно-вібраційних режимів інерційного навантаження істотну роль відіграє повторний імпульс сил K'_u (див. розд. 3.3), що передається нерухомій заготовці в результаті удару по ній інерційного вантажу (масою m_2), що переміщується зі швидкістю $\dot{x}_2(t_{2y})$. Оцінити силову взаємодію

(F'_{zi}) , що виникає при цьому, можна за допомогою запропонованої (див. рис. 3.13) пружно-в'язко-пластичної моделі заготовки, деформація якої Δx_{iy} відповідає переміщенню маси m_2 від моменту часу $t_1=t_{2y}$ або $t=t_H+t_{2y}$. Ефективність впливу на заготовку повторного імпульсу сил $K'_u = m_2 \cdot \dot{x}_2(t_{2y})$ відмічалася при її пружно-в'язкому деформуванні, тобто в разі досягнення заготовкою граничної для даного стану жорсткості c_3 і наявності певних в'язких властивостей, про що свідчили характер удару з малим коефіцієнтом відновлення та відсутність залишкових деформацій в межах одного циклу навантаження. Характер даного навантаження описується виразом у формі (3.48), проте, параметри останнього будуть мати дещо інші значення. Наприклад, для розглядуваного випадку власна частота коливальної пружної системи "заготовка–вантаж"

$$\omega_{0i} = \sqrt{\frac{c_3}{m_2} \left(\frac{b_i}{b_{zi1}} + 1 \right)},$$

а коефіцієнт

$$\bar{\lambda}_i = \frac{\frac{b_i}{m_{np}} + \frac{c_3}{b_{zi1}}}{2\sqrt{c_3 m_2 \left(\frac{b_i}{b_{zi1}} + 1 \right)}}. \quad (3.75)$$

У зв'язку з вищевикладеним, закономірність зміни зусилля на заготовці з врахуванням (3.74) протягом часу $t_2 \geq t - (t_H + t_{2y})$ описується виразом

$$F'_{zi} = -\sqrt{2m_2(P_{cm} - R_{02})x_{max}} \cdot \frac{\bar{\omega}_{0i}}{\sqrt{1 - \bar{\lambda}_i^2}} e^{-\bar{\lambda}_i \bar{\omega}_{0i} t_2} \sin\left(\sqrt{1 - \bar{\lambda}_i^2} \bar{\omega}_{0i} t_2\right); \quad (3.76)$$

де

$$\sqrt{2m_2(P_{cm} - R_{02})x_{max}} = m_2 \sqrt{\frac{2(P_{cm} - R_{02})x_{max}}{m_2}} = m_2 \dot{x}(t_{2y}) = m_2 \bar{v}_{01}.$$

Аналіз виразу (3.76) показує, що пружні властивості заготовки проявляються із зростанням її в'язкості $b_{zi1} \rightarrow \infty$ та $\bar{\lambda}_i > 0$, тобто із зменшенням відносного прослизання частинок основи порошкового матеріалу заготовки в замкнутому об'ємі контейнера прес-форми. Розрахунковий час τ_{y2} ударної взаємодії інерційного вантажу та заготовки можна визначити як напівперіод коливань системи "заготовка–вантаж", що виникають в результаті впливу ударного імпульсу

$$\tau_{y2} = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \bar{\lambda}_i^2}} \sqrt{\frac{m_2}{c_3}} \quad (3.77)$$

Дослідження процесів інерційного навантаження заготовок з порошкових матеріалів, виконане за допомогою їх динамічної та математичної моделі, дозволило встановити закономірність зміни осьових зусиль на заготовці, послідовність їх прикладення та величину залежно від параметрів коливальної системи "робоча ланка–заготовка–інерційний вантаж".

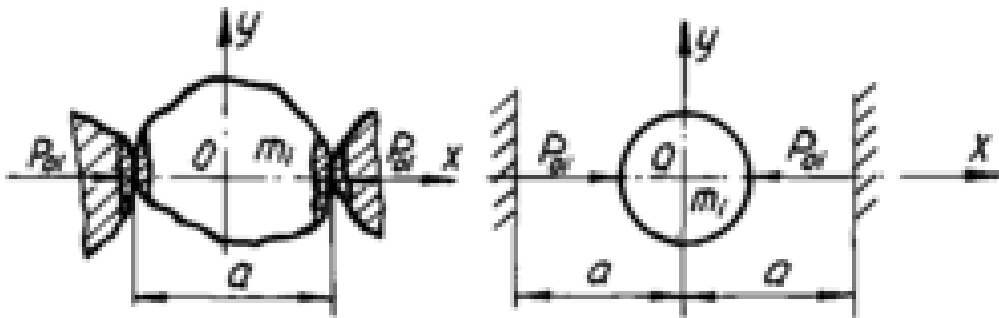


Рисунок 3.18 – Парціальна система „зв’язаної” структури заготовки при відсутності зв’язку в одному з напрямів можливих переміщень

Аналіз вказаних закономірностей та їх зіставлення з результатами аналізу відповідних закономірностей зміни фізико-механічних властивостей заготовок, виявлених при різних схемах дискретного навантаження, дозволив науково обґрунтувати умови для розробки ряду положень теорії процесів вібраційного пресування заготовок з порошкових матеріалів при ударно-вібраційних режимах інерційного навантаження.

4. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ РЕЗОНАНСНО-СТРУКТУРНОЇ ТЕОРІЇ ПРОЦЕСІВ ВІБРОУДАРНОГО ПРЕСУВАННЯ ЗАГОТОВОК ПРИ ІНЕРЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

В результаті аналізу особливостей характеру зміни фізико-механічних властивостей заготовок в процесі їх віброударного пресування при інерційному навантаженні було відзначено (див. розд. 3.3), що пластичне деформування, або формоутворення за рахунок зростання залишкових деформацій в заготовці відбувається дискретно, а їх величина зменшується зі збільшенням поточного значення густини заготовки для кожного наступного циклу навантаження (див. рис. 3.11). Враховуючи, що заготовка, яка деформується, є сукупністю безлічі непластичних частинок основи порошкового матеріалу, можна припустити, що процес деформування має характер зсуву без істотного руйнування частинок, оскільки для досягнення заданої остаточної густини заготовки потрібне динамічне зусилля навантаження F_{zimax} значно (в десятки разів) менше відповідного статичного.

Для ударно-вібраційних режимів навантаження відзначене (див. розд. 3.3) додаткове зростання пластичної деформації заготовки під впливом повторного імпульсу зусилля, коли первинний імпульс викликав в заготовці тільки пружні деформації. Вказана закономірність характерна для випадків віброударного пресування заготовок з незначним змістом наповнювача для сталих режимів інерційного навантаження.

Крім цього, для перших циклів навантаження відзначене певне запізнювання імпульсу зусилля на заготовці з боку пуансона по відношенню до часу початку імпульсного зростання зусилля на днищі контейнера прес-форми (див. розд. 7.2), що свідчить про залежність швидкості передачі імпульсу навантаження в середовищі заготовки від її фізико-механічних властивостей. Аналогічна залежність була підтверджена експериментально і в роботах [186, 276]. Така особливість передачі імпульсу зусилля через заготовку може бути пояснена його хвильовим характером.

Для обґрунтування виявлених особливостей протікання процесу віброударного пресування (ВУП), реалізованого при інерційній схемі навантаження під впливом імпульсів зовнішніх сил, на нашу думку, необхідно глибше дослідити даний процес з урахуванням характеру взаємодії непластичних частинок основи самої заготовки. В загальному випадку процес ВУП, як було відзначено вище, супроводжується пружними та пластичними деформаціями.

Пружні деформації визначаються величиною напруг в зонах контакту частинок основи і на початковій стадії пресування досить незначні, що пояснюється малою площею зон контакту. Тому пружні деформації в заготовці виникають зі збільшенням площі зон контактів. Це досягається

або в результаті звичайного пресування при навантаженні значними питомими зусиллями (до 160 МПа [69, 246]), що руйнують частинки основи а отже, підвищують їх дисперсність, або в результаті ВУП, забезпечуваного прикладенням малих питомих зусиль (до 5...10 МПа [160]), що створює умови для впорядкованого (рівномірного) укладання частинок основи порошкового матеріалу в замкненому об'ємі контейнера прес-форми за рахунок відносних зсувів у вільному просторі між ними і проникнення частинок основи в середовище наповнювача. В іншому випадку пружні деформації супроводжуються незначними руйнуваннями частинок основи, головним чином, в зонах контактів, що не підвищують їх дисперсність.

Ефективність деформувань зсуву при звичайному пресуванні істотно залежить від швидкості прикладення та величини осьових сил стискання [261], а також від протікання процесу періодичного розвантаження заготовки [199, 234], що, на нашу думку, дозволяє реалізувати збільшення числа ступенів вільності частинок основи або їх структурних утворень у вигляді "арок" і "містків" в разі руйнування одного або декількох зв'язків в зонах контактів. Такі деформування зсуву за своєю природою імовірно є складними і супроводжуються не тільки відносним прослизанням, але і відносним провертанням частинок основи, яке може, наприклад, виникнути в результаті руйнування пружних зон контактів в точках 1 і 3 (рис. 3.16), що викличе при розвантаженні заготовки поворот частинки відносно її миттєвого центра обертання 0 під дією неврівноваженого моменту сил, створюваного реакціями R_2 і R_4 пружних зв'язків в точках 2 і 4. Аналогічним чином можна представити і більш просту деформацію зсуву, що супроводжується зсувом частинки основи під дією результуючої сил реакції R_1 , R_2 та R_3 пружних зв'язків у вільний простір між іншими частинками.

При періодичному імпульсному прикладенні навантаження до контейнера прес-форми, в заготовці виникають хвилі дотичних і стискаючих напруг, що біжать та переміщуються у бік пуансона, і які викликають вимушені коливання частинок основи порошкового матеріалу відносно початкового положення рівноваги, а в разі достатньої амплітуди впливів, що змушують та періодично змінюються – руйнують зв'язки між частинками заготовки, викликаючи пластичне деформування останньої. Дані хвилі (для розглядуваного випадку циліндрична та плоска) переміщуються з фазовими швидкостями, що обумовлюється безперервними в часі актами пластичних деформувань зсуву в структурі заготовки або руйнуваннями частинок основи її матеріалу. Можливі переміщення хвиль напруг в заготовці визначаються граничними умовами, величинами фазових швидкостей та імпульсів зовнішніх сил. Зі збільшенням під впливом імпульсів зовнішніх сил абсолютної деформації заготовки (див. рис. 3.11), зростання її пластичної деформації протягом перших циклів навантаження помітно зменшується. Крім цього,

зменшується загасання (поглинання енергії) хвиль, внаслідок чого на поверхні заготовки з боку пуансона відмічається виникнення повторного імпульсу. В результаті зменшення інтенсивності поглинання енергії хвиль виникають прямі і зворотні (відбиті від пуансона) хвилі напруг [276], які, на нашу думку, під час накладення повинні спочатку сприяти пластичній деформації зсуву. Порівнюючи хвильові опори (імпеданси) заготовки і пуансона, теоретично легко показати, що на межі вказаних середовищ плоска хвиля в заготовці, що розповсюджується від днища контейнера прес-форми, зі збільшенням густини заготовки буде відбиватися і перетворюватись у зворотну хвилю [220]. Утворенням таких стоячих хвиль, можна пояснити необхідність обмежувати тривалість процесу ВУП заготовок з порошкових матеріалів з метою запобігання їх руйнуванню [147]. Характерним для вказаного випадку утворення стоячих хвиль можна вважати руйнування високих ($l/d > 5$) циліндричних заготовок з самозв'язаного карбїду кремнію в площинах максимальних зсувів (пучностей) [239].

Відзначене вище (див. розд. 3.3) явище зростання величини пластичної деформації заготовки для сталого режиму навантаження під впливом повторного імпульсу, на нашу думку, може бути обумовлено створенням в заготовці нової хвилі напруг при ударі навантаженого пуансона по верхньому торцю заготовки. Дана хвиля проходить через заготовку і відбивається від днища контейнера. При накладенні прямої і зворотної хвиль інтенсифікується процес деформацій зсуву в нижній частині заготовки, що в результаті створює умови аналогічні двосторонньому пресуванню. Слід вказати на можливість накладення хвилі напруг повторного імпульсу на хвилю напруг, що виникає в заготовці в момент гальмування робочої ланки машини з контейнером в разі повернення в початкове положення.

Розглянутий механізм процесу ВУП, обумовлений послідовним проходженням плоских хвиль напруг через заготовку з порошкового матеріалу при інерційній схемі її навантаження, підтвердженням експериментально (див. розд. 7.2) за допомогою осцилографування імпульсів напруг, що виникають відповідно на межах двох середовищ "днище контейнера – заготовка" і "заготовка – пуансон" під впливом імпульсу зовнішніх сил, прикладеного до робочої ланки машини.

В загальному випадку процес ВУП заготовок з порошкових матеріалів будь-якої складної конфігурації в замкненому об'ємі контейнера прес-форми при інерційному навантаженні з боку пуансона може бути охарактеризований як процес переміщення в заготовці під впливом імпульсів зовнішніх сил сферичних (а в окремих випадках циліндричних та плоских) хвиль напруг і деформацій. Причому, кожному проміжному стану заготовки, що характеризується поточними значеннями густини, висоти і рядом інших параметрів, може відповідати певний резонансний режим навантаження стоячою хвилею з постійною фазовою швидкістю, і,

отже, частотою основної форми коливань.

Для спрощеного представлення даного положення можна розглянути ряд станів циліндричної заготовки з постійним діаметром в межах зміни її висоти від h_{30} до $h_{3к}$ ($h_{30} > h_{3к}$) і густини від ρ_{30} до $\rho_{3к}$ ($\rho_{30} < \rho_{3к}$). Кожному стану заготовки відповідає фазова швидкість $v_{\phi i}$ розповсюдження, наприклад, плоскої ударної хвилі напруг (аналогічно відносним деформаціям), що дорівнює швидкості розповсюдження звуку в даному середовищі [3, 256], а також мінімальна амплітуда σ_{oi} коливань напруг, що забезпечують резонансний режим навантаження. Торці заготовки біля днища контейнера та пуансона можна вважати межами розповсюдження плоскої хвилі напруг (висотою h_{zi}). Закон зміни амплітуди σ_{oi} коливань напруг в часі можна подати у вигляді

$$\sigma_i = \sigma_{oi} \cos\left(\frac{\pi v_{\phi i}}{h_{zi}} t + \varphi_i\right), \quad (4.1)$$

де $v_{\phi i}/h_{zi}$ – частота коливань напруг в заготовці i -го стану для фазової швидкості $v_{\phi i}$; φ_i – фазовий зсув коливань, що визначається початковими умовами.

В даному випадку процес ВУП можна розглядати як послідовний вплив на заготовку моногармонійних імпульсів зовнішніх сил, що тривають нескінченно, у вигляді косинусоїдальних (або синусоїдальних) хвиль з кутовими частотами ω_i , результатом якого є суперпозиція гармонійних коливань, що відповідає складному імпульсу зовнішніх сил кінцевої тривалості. Якщо уявити заготовку з порошкового матеріалу в процесі пластичного деформування як обмежену ділянку середовища, що є набором резонаторів, то в результаті впливу на неї складного імпульсу в заготовці виникатимуть резонансні явища на тих частотах, які містяться в цьому імпульсі. Величини значень частот гармонійних коливань, їх амплітуд та фаз визначаються частотою і формою початкової негармонійної хвилі кінцевої тривалості, а енергія даної хвилі розподіляється між гармонійними хвилями, що виникають, з врахуванням енергії, яка витрачається на подолання сил внутрішнього тертя [3]. В загальному випадку розподілення енергій носить дискретний характер і залежить від процесу утворення пластичних деформацій в заготовці. Проте, достовірно визначити закономірність невизначеного за своєю природою механізму утворення дискретних пластичних деформацій для кожної гармонійної складової нам не вдалося і, тому, процес ВУП для i -го циклу навантаження було запропоновано оцінювати за результатом впливу на заготовку складного імпульсу зовнішніх сил у вигляді пакету n гармонійних хвиль з частотами від ω_1 до ω_n , амплітуда якого визначається величиною енергії, що витрачається на кожний цикл пресування, а швидкість перенесення енергії відповідає швидкості максимальної

амплітуди пакету, або його груповій швидкості [220].

Згідно із теоремою про ширину частотної смуги [220], можна стверджувати, що додавання компонентів імпульсу до частотної ширини

$\Delta\omega = \omega_n - \omega_l$ – дає значну амплітуду $\sum_{i=1}^n \sigma_i$ тільки протягом часу Δt , а потім

імпульс затухає через випадкові різниці фаз компонентів. Збільшення ширини хвильового пакету характерне для ударного імпульсу ($\Delta t \rightarrow 0$), а зменшення відповідає переходу на гармонійне одночастотне навантаження ($\Delta\omega \rightarrow 0$). У зв'язку з вищевикладеним, представляє інтерес можливість кількісної оцінки потрібної тривалості впливу на заготовку складного імпульсу зовнішніх сил, що забезпечує виникнення в обмеженому середовищі заготовки резонансних хвильових явищ. Тому для визначення тривалості одиночного імпульсу τ_0 , гармонійні частотні компоненти якого лежать в інтервалі $\Delta\omega$, можна скористатися відомою залежністю [220] у вигляді

$$\tau_0 = \frac{2\pi}{\Delta\omega} = \frac{2\pi}{\omega_n - \omega_l}. \quad (4.2)$$

Проте для визначення амплітудного значення імпульсу необхідно знати амплітудні значення σ_{oi} гармонічних коливань плоских хвиль напруг (4.1) або деформацій, які, у свою чергу, можуть бути визначені за величиною енергії, що витрачається на деформування заготовки з конкретними геометричними параметрами і фізико-механічними властивостями.

Заготовка в замкненому об'ємі прес-форм в загальному випадку представляє собою складну систему структурних утворень, що складається з простих окремих твердих частинок з r ступенями вільності. Коливальні рухи в складній системі описуються r координатами, вибір яких довільний, а число ступенів вільності визначається мінімальним числом змінних, що описують рух простих систем. Можливі переміщення в складній системі визначаються відносним впливом простих систем одна на одну. Фактичний рух частинок основи порошкової заготовки є "зв'язаним", тобто коливання в будь-якій з простих систем впливають на коливання в іншій і навпаки.

Для фізичного аналізу коливальних явищ в складній системі заготовки необхідно знати характер коливань в окремих простих, як їх прийнято називати, "парціальних" системах, з яких вона складається [215]. З цією метою слід визначити: "парціальні" системи, що утворюють складну систему; встановити "зв'язок" – взаємодію між коливаннями в "парціальних" системах; оцінити величину даного "зв'язку" за ступенем його впливу на характер коливань.

Для виділення "парціальної" системи в складній системі заготовки скористаємося відомим правилом [215], згідно з яким, "парціальна" система, поведінка якої описується даною узагальненою координатою, виходить з системи, якщо решту координат беремо рівними нулю. Тоді частоти коливань виділених "парціальних" систем називаються парціальними частотами складної системи і завжди лежать між її власними частотами. Зменшення інтенсивності "зв'язку" між "парціальними" системами збільшує ступінь збіжності власної частоти системи з найближчою парціальною частотою. Тому у ряді випадків для оцінювання власних частот складної системи, що має слабкі зв'язки, достатньо визначити її парціальні частоти [80].

Таке допущення можливо для наближеного визначення власних частот q – масової складної системи заготовки, яка складається з твердих непластичних частинок порошку, що важко деформуються в замкнутому об'ємі контейнера прес-форми. В початковому стані, тобто перед початком ВУП заготовка навантажена тільки результуючим осьовим статичним зусиллям $P_{\Sigma}=P_{cm}+m_2g$ з боку пуансона.

В складній системі заготовки, умовно названої "зв'язаною" структурою, стан якої відповідає стану порошкового матеріалу в контейнері прес-форми під дією результуючого статичного зусилля P_{Σ} , типова "парціальна" система може бути показана у вигляді елементарного просторового анізотропного осцилятора (див. рис. 3.17) – твердої частинки порошкового матеріалу масою m_i , що взаємодіє з нерухомими частинками основи, що оточують її.

За умови, що під дією P_{Σ} в заготовці виникають напруги стискання, які викликають тільки пружні деформації її складових непластичних частинок, тобто взаємодія виділеної частинки порошкового матеріалу, або найпростішої "парціальної" системи з навколишнім середовищем відбувається без руйнувань зон контактів і відносних зсувів в інше стаціонарне положення, її "зв'язок" з даним середовищем можна подати тільки пружними елементами, жорсткість яких у взаємнопротилежних напрямках однакова. Така лінійна ідеалізація реальної дисипативної системи можлива за умови малих зсувів частинки відносно початкового положення рівноваги. Вільні коливання частинки m_i по осях нормальних координат, відповідних головним осям x_i, y_i, z_i , описуються системою рівнянь

$$\begin{cases} m_i \ddot{z}_i + c_{z_i} \cdot z_i = 0; \\ m_i \ddot{y}_i + c_{y_i} \cdot y_i = 0; \\ m_i \ddot{x}_i + c_{x_i} \cdot x_i = 0, \end{cases} \quad (4.3)$$

звідки парціальні частоти коливань частинки уздовж осей знаходяться за формулами

$$v_{zi} = \sqrt{\frac{c_{zi}}{m_i}}; \quad v_{yi} = \sqrt{\frac{c_{yi}}{m_i}}; \quad v_{xi} = \sqrt{\frac{c_{xi}}{m_i}} \quad (4.4)$$

Можна вважати, що найефективнішому резонансному руйнуванню будуть піддаватися "парціальні" системи, в яких відсутній будь-який пружний зв'язок в одному з напрямів можливого переміщення (див. рис. 3.18). В такому напрямку частинка може отримати максимальний зсув у момент збігання змушувальної частоти зовнішнього впливу з парціальною частотою системи.

Виділення парціальних систем в складній системі порошкової заготовки ускладнюється для структурних утворень типу "арок" і "містків". Прикладом такої "парціальної" системи може служити "зв'язаний" ланцюжок частинок порошкового матеріалу, характер силової взаємодії між якими визначається контактною жорсткістю матеріалу частинок структурної основи і відстанню між центрами їх мас (рис. 4.1). Відстані між центрами мас a залежать від зусиль, що діють у напрямку осі ланцюжка і замикають його кінці. Кожна "парціальна" система такого типу може мати ряд парціальних частот $v_{s(x,y,z)i}$, що визначаються формою коливальних [281].

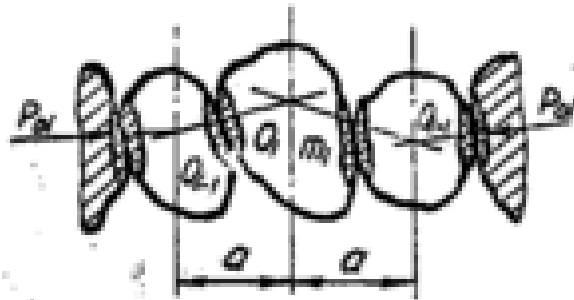


Рисунок 4.1 – "Зв'язаний" ланцюг частинок порошкового матеріалу

Як приклад можна розглянути можливі коливання "зв'язаного" ланцюжка „ r ” частинок без уточнення вибору напрямку узагальненої координати q та величини замикаючого зусилля P_0 , яке в загальному випадку є проекцією на вісь ланцюжка складової результуючого осевого статичного зусилля P_Σ . Можливі переміщення i -ої частинки в такій ідеалізованій "парціальній" системі за умови наявності лінійних пружних зв'язків з $(i-1)$ -ою та $(i+1)$ -ою частинками "зв'язаного" ланцюжка відбуваються вздовж q_x та перпендикулярно q_y – за нормальними координатами коливальної системи. Зсув частинки m_i по координаті q_y відносно сусідніх частинок ланцюжка визначається зусиллям P_{0y}

$$P_{0y} = P_0 \sin \Theta_1 + P_0 \sin \Theta_2, \quad (4.5)$$

де $\sin \Theta_1 = \frac{q_{yi} - q_{y(i-1)}}{a}$; $\sin \Theta_2 = \frac{q_{yi} - q_{y(i+1)}}{a}$.

Отже, рівняння руху i -ої частинки по координаті q_{yi} має вигляд

$$m_i \frac{dq_{yi}}{dt^2} = -P_{oy} = -P_o (\sin \Theta_1 + \sin \Theta_2) = -P_o \left(\frac{q_{yi} - q_{y(i-1)}}{a} + \frac{q_{yi} - q_{y(i+1)}}{a} \right),$$

або

$$\frac{d^2 q_{yi}}{dt^2} = \ddot{q}_{yi} = \frac{P_o}{m_i a} (q_{y(i-1)} - 2q_{yi} + q_{y(i+1)}). \quad (4.6)$$

Аналогічно рівняння руху i -ї частинки по нормальній координаті q_x записується у вигляді

$$m_i \frac{d^2 q_{xi}}{dt^2} = -\frac{P_o}{a} (q_{xi} - q_{x(i-1)}) + \frac{P_o}{a} (q_{x(i+1)} - q_{xi}),$$

$$\frac{d^2 q_{xi}}{dt^2} = \frac{P_o}{m_i a} (q_{x(i-1)} - 2q_{xi} + q_{x(i+1)}). \quad (4.7)$$

Незалежно від напрямку нормальної координати, значення частот v_{si} даної "парціальної" системи знаходяться за формулою [220]

$$v_{si}^2 = 2v_{oi}^2 \left(1 - \cos \frac{S\pi}{r+1} \right) = 2 \frac{P_o}{a \cdot m_i} \left(1 - \cos \frac{S\pi}{r+1} \right), \quad (4.8)$$

де v_{oi} – основна частота "парціальної" системи, яка для $m_i = m_0 = const$ визначається відстанню між центрами мас частинок матеріалу.

Отже,

$$v_{oi\max} = \sqrt{\frac{P_o}{a_{\min} \cdot m_0}}, \quad \text{а} \quad v_{oi\min} = \sqrt{\frac{P_o}{a_{\max} \cdot m_0}}. \quad (4.9)$$

Проте оцінювання нормальних частот ω_{zi} системи за парціальними частотами v_{si} допустиме для малої "зв'язаності" самої системи. З ущільненням заготовки в процесі ВУП осьовим робочим зусиллям $F_{zi} > P_{\Sigma}$ "зв'язаність" частинок її основи збільшується і спостерігається істотна розбіжність значень ω_{zi} та v_{si} . В цьому випадку заготовку, стиснену осьовим зусиллям $P_{\Sigma} (P_0 \rightarrow P_{\Sigma})$ слід розглянути як однорідне (суцільне) середовище, вважаючи, що відстань між центрами мас частинок, наприклад, уздовж осі q_x зменшується від a до δx . Вважаючи прямування

структури заготовки від $\delta x \rightarrow dx$ та $\delta m \rightarrow dm$ (рис. 4.2) праву частину виразу (4.7) можна перетворити до вигляду

$$\begin{aligned} \frac{P_{\Sigma}}{dm} \left[\frac{q_{x(i+1)} - q_{xi}}{dx} - \frac{(q_{xi} - q_{x(i-1)})}{dx} \right] = \\ = \frac{P_{\Sigma}}{dm} \left[\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} \right)_{i+\frac{1}{2}} - \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} \right)_{i-\frac{1}{2}} \right] = \frac{P_{\Sigma}}{dm} \frac{\partial^2 q_x}{\partial x^2} \cdot dx, \end{aligned} \quad (4.10)$$

а сам вираз (4.7) подати як

$$\frac{\partial^2 q_x}{\partial t^2} = \frac{P_{\Sigma}}{dm} \cdot \frac{\partial^2 q_x}{\partial x^2} dx \quad \text{або} \quad \frac{\partial^2 q_x}{\partial x^2} = \frac{dm}{P_{\Sigma} \cdot dx} \cdot \frac{\partial^2 q_x}{\partial t^2}. \quad (4.11)$$

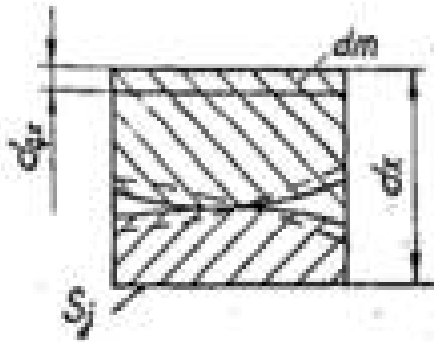


Рисунок 4.2 – Елементарний об'єм „зв'язаної” структури заготовки

Якщо в заготовці, що досягла густини ρ_{zi} виділити об'єм $\delta W = S_i \cdot \delta x$ (S_i – площа перерізу виділеного об'єму), то його абсолютна пружна деформація dq_x буде залежати від динамічного модуля об'ємної пружності K_{zi} матеріалу середовища, величина якого обумовлена стисненням заготовки осьовим робочим зусиллям F_{zi} . Деформованій частині об'єму $S_i dq_x$ відповідає зміна маси $dm = \rho_{zi} \cdot S_i dq_x$. Зв'язок між лінійним розміром виділеного об'єму $\delta x \rightarrow dx$ та його абсолютною деформацією dq_x можна описати як

$$dq_x = \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot dx \quad \text{або} \quad \frac{\partial x}{\partial q_x} \cdot dq_x = dx, \quad (4.12)$$

де $\frac{\partial q_x}{\partial x} = \varepsilon$ – коефіцієнт відносного стискання, або відносна деформація виділеного об'єму заготовки.

Величина осьового зусилля P_{Σ} з врахуванням (4.12) визначається залежністю

$$P_{\Sigma} = \varepsilon \cdot K_{zi} \cdot S_i = \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot K_{zi} \cdot S_i. \quad (4.13)$$

Отже, можна записати

$$\frac{dm}{P_{\Sigma} \cdot dx} = \frac{\rho_{zi} \cdot S_i \cdot dq_x}{\frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot K_{zi} \cdot S_i \cdot dx} = \frac{\rho_{zi}}{K_{zi}} = \frac{1}{v_{\phi i}^2}, \quad (4.14)$$

де $v_{\phi i} = \sqrt{\frac{K_{zi}}{\rho_{zi}}}$ – фазова швидкість розповсюдження хвилі вздовж осі циліндричної заготовки з порошкового матеріалу.

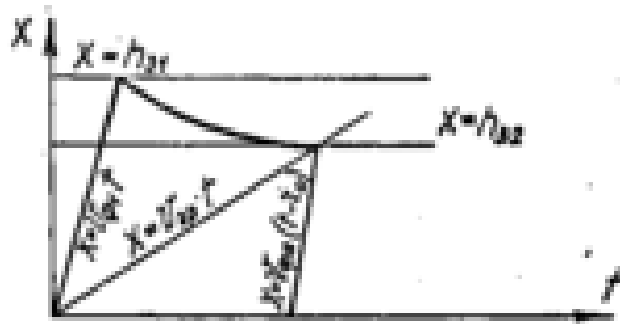


Рисунок 4.3 – Схема впливу одиничного складного імпульсу на заготовку (умовно показана на фазовій площині)

З врахуванням (4.14) вираз (4.11) приводиться до вигляду відомого хвильового рівняння [264]

$$\frac{\partial^2 q_x}{\partial x^2} = \frac{1}{v_{\phi i}^2} \frac{\partial^2 q_x}{\partial t^2} \quad \text{або} \quad \frac{\partial^2 q_x}{\partial x^2} = \frac{\rho_{zi}}{K_{zi}} \cdot \frac{\partial^2 q_x}{\partial t^2}. \quad (4.15)$$

Вираз (4.15) описує поздовжні коливання циліндричної заготовки, що ідеалізуються без врахування дисипації енергії, поперечних пуасонових коливань та деформування стінок контейнера прес-форми. Швидкість розповсюдження хвилі в такій заготовці визначає її власні частоти (нормальні форми) коливань [264]

$$\omega_{zi} = \frac{S\pi}{h_{zi}} \sqrt{\frac{K_{zi}}{\rho_{zi}}}. \quad (4.16)$$

З врахуванням (4.16) відомий розв'язок хвильового рівняння (4.15) для визначення характеру переміщення абсолютних деформацій (зміщень) на основній частоті коливань $\omega_{1i}(S=1)$ можна подати у вигляді

$$q_{xi} = q_0 \sin \frac{\pi}{h_{zi}} \sqrt{\frac{K_{zi}}{\rho_{zi}}} \left(t - x \cdot \sqrt{\frac{\rho_{zi}}{K_{zi}}} \right), \quad (4.17)$$

а для визначення характеру переміщення відносних деформацій – у вигляді

$$\varepsilon_i = \frac{dq_{xi}}{dx} = -\frac{q_0 \pi}{h_{zi}} \cdot \cos \frac{\pi}{h_{zi}} \sqrt{\frac{K_{zi}}{\rho_{zi}}} \left(t - x \sqrt{\frac{\rho_{zi}}{K_{zi}}} \right). \quad (4.18)$$

З (4.18) випливає, що σ_{oi} та φ_i у виразі (4.1) можуть бути знайдені за формулами

$$\sigma_{oi} = -\frac{q_0 \pi}{h_{zi}} K_{zi} \quad \text{та} \quad \varphi_i = \begin{cases} 0 & \text{для } x = 0, \\ -\pi & \text{для } x = h_{zi}, \end{cases} \quad (4.19)$$

де q_0 – допустиме пружне зміщення шару заготовки.

Уявляючи заготовку з порошкового матеріалу однорідним стержнем, ми тим самим підкреслюємо континуальний характер складної "зв'язаної" структури заготовки. Якщо на таку (умовно однорідну) заготовку, стан якої характеризується параметрами ρ_{zi} , h_{zi} та K_{zi} , впливати моногармонійним імпульсом зовнішніх сил, що триває нескінченно, у вигляді синусоїдальної хвилі з кутовою частотою ω_i , рівною основній частоті ω_{li} власних коливань заготовки, то в останній повинні мати місце коливання (хвилі деформацій), що проходять в умовах резонансу (утворення стоячих хвиль). Абсолютні деформації, що виникають при цьому в заготовці, перевищують допустимі пружні деформації для частинок порошку. Відбувається руйнування зон контактів даних частинок, що супроводжується їх прослизанням і поворотом одна відносно одної. В результаті в заготовці виникає залишкове абсолютне пластичне деформування і, таким чином, вона переходить в новий $(i+1)$ -й стан, який характеризується параметрами $\rho_{z(i+1)} > \rho_{zi}$, $h_{z(i+1)} < h_{zi}$ та $K_{z(i+1)} > K_{zi}$. Для заготовки в $(i+1)$ -му стані умови резонансного руйнування її "зв'язаної" структури можуть бути забезпечені за умови зовнішнього впливу моногармонійного імпульсу у вигляді синусоїдальної хвилі з кутовою частотою, рівною власній основній частоті $\omega_i(i+1)$ заготовки.

Отже, щоб забезпечити в заготовці абсолютну деформацію за рахунок дискретного зростання в інтервалі пластичних деформацій, необхідно впливати на неї сукупністю n моногармонійних імпульсів зовнішніх сил, що тривають нескінченно, у вигляді синусоїдальних хвиль з кутовими частотами від $\omega_i = \omega_{11}$ до $\omega_n = \omega_{12}$.

В результаті складання n хвиль такого пакету простих імпульсів зовнішніх сил в заготовці біля днища контейнера при $x=0$ (див. вирази

(4.18), (4.19)) виникає імпульс напруг, що викликає загальну пластичну деформацію $h_{32}-h_{31}$

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i(t) = \sum_{i=1}^n \sigma_{oi} \cos \omega_i t = n \sigma_{cp} \frac{\sin \frac{\Delta \omega t}{2}}{\frac{\Delta \omega t}{2}} \cos \bar{\omega} \cdot t, \quad (4.20)$$

$$\sum_{i=1}^n \sigma_{oi} = n \sigma_{cp}; \omega_{1i} = \omega_{11} + (i-1)\delta\omega; \bar{\omega} = \omega_{11} + \frac{n-1}{2} \delta\omega.$$

Вираз (4.20) є окремим випадком аналітичного опису процесу з обмеженим спектром частот, що може бути поданим згідно з теоремою П. А. Котельникова [177].

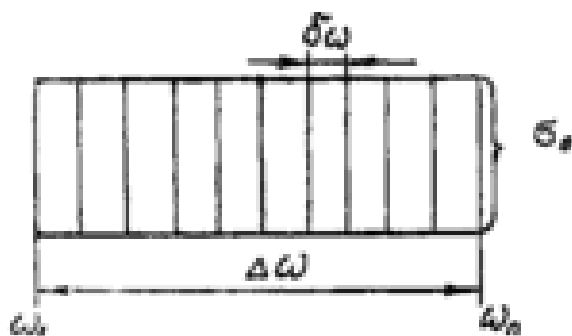


Рисунок 4.4 – Пакет n моногармонійних хвиль з амплітудою σ_0 і кроком дискретизації $\delta\omega$

Вплив одиничного складного імпульсу напруг з максимальною амплітудою протягом часу τ_0 на заготовку з вихідною висотою h_{31} умовно показаний на фазовій площині в координатах $x-t$ (рис. 3.21). Тривалість проходження сумарної полігармонійної хвилі відповідає часу проходження імпульсу від днища контейнера до торця пуансона з груповою швидкістю $v_{gp} = \frac{\Delta\omega}{\Delta K}$ (ΔK – зростання хвильового числа заготовки) [220], рівної швидкості імпульсу максимальної амплітуди, що вибирається за умови достатності величини енергії, затраченої на пресування заготовки.

Теоретично можливо ущільнення "зв'язаної" структури заготовки від початкового ρ_{30} до заданого кінцевого значення $\rho_{3к}$ густини одиничним імпульсом, величина якого визначається розрахунковою енергією пресування. Проте при такому способі отримання заготовки не завжди може бути досягнута потрібна рівногустина, що в першу чергу, на нашу думку, пояснюється нерівномірним розподілом внутрішніх напруг та дисипацією енергії, що підводиться, по висоті заготовки, обумовленою втратами енергії в хвилях при перенесенні імпульсу за наявності в'язкого

або сухого тертя. Тому на заготовку повторно впливають одиночними імпульсами, які в міру ущільнення її структури розповсюджуються практично без втрат на в'язко-пластичне деформування, а пружна деформація заготовки уздовж осі пресування визначає, головним чином, можливе утворення стоячої хвилі. Дана хвиля відповідає резонансному навантаженню заготовки і, окрім умовного для пластичних деформуваль зсуву її структури, може створити умови руйнування самої заготовки, якщо енергія, що підводиться, буде вищою розрахункової.

Розрахунок параметрів режимів інерційного навантаження при віброударному пресуванні заготовок

Резонансно-структурна теорія процесів ВУП заготовок з непластичних (важкодеформованих) частинок основи порошкового матеріалу при інерційному навантаженні дозволяє прогнозувати необхідні параметри імпульсного силового впливу на заготовку, що забезпечує найефективніше її формоутворення за рахунок зростання залишкових пластичних деформацій без істотного руйнування частинок.

Початковими даними для визначення тривалості та амплітуди даного імпульсного впливу служать граничні значення фізико-механічних і геометричних параметрів заготовки в початковий і кінцевий моменти пресування. До вказаних параметрів відносяться густини ρ_{30} , $\rho_{3к}$, висоти h_{30} , $h_{3к}$ та динамічні модулі пружності K_{30} , $K_{3к}$.

Використовуючи вираз (3.93) можна визначити граничні значення основних частот коливань заготовки ω_{10} та $\omega_{1к}$ в початковий та кінцевий моменти пресування. Різниця між ними $\Delta\omega = \omega_{1к} - \omega_{10}$ відповідає ширині пакету, або частотній смузі моногармонійних n хвиль в складному імпульсі потрібного зовнішнього силового впливу

$$\Delta\omega = \frac{\pi}{h_{3к}} \sqrt{\frac{K_{3к}}{\rho_{3к}}} - \frac{\pi}{h_{30}} \sqrt{\frac{K_{30}}{\rho_{30}}} = \frac{\pi}{h_{30} h_{3к}} (h_{30} v_{фк} - h_{3к} v_{ф0}), \quad (4.21)$$

а відповідна даній частотній смузі тривалість складного імпульсу згідно з (4.2)

$$\tau_0 = \frac{2h_{30} \cdot h_{3к}}{h_{30} \cdot v_{фк} - h_{3к} v_{ф0}}. \quad (4.22)$$

Допустима максимальна технічна частота прикладення імпульсів примусових зовнішніх сил $f_p = \omega_n / 2\pi$ визначається періодом $T_{ц1,2}$ навантаження заготовки (3.21), який встановлюється залежно від вибраного способу дворазового інерційного навантаження (див. розд.3.2), реалізованого під час ВУП [159].

Період $T_{y1,2}$ можна знайти у відповідності з (3.22), враховуючи ударну взаємодію інерційного вантажу із заготовкою для $\Delta t \neq 0$. Для сумісного та роздільного руху інерційного вантажу із заготовкою запишемо

$$T_{y1} = T/2 + \Delta t \quad \text{та} \quad T_{y2} = t_n + t_2 + \Delta t. \quad (4.23)$$

Період власних коливань T маси m_Σ , (3.2) вибирається з умови $\tau_0 \ll T$ (див. розд. 3.1). Це забезпечує прикладення примусової зовнішньої сили у вигляді ударного (миттєвого) імпульсу K_i [217]. Тривалість ударної взаємодії Δt знаходиться за умови загасання ударної хвилі напруг в структурі заготовки до початку прикладання наступного імпульсу зовнішніх сил (див. розд. 3.5).

Для практичних розрахунків скористаємося допущенням $T=10 \cdot \tau_0$, що гарантує помилку менш ніж 2% [217]. Тривалість ударної взаємодії оцінимо за максимальним періодом $T_{z0}=2h_{z0}/v_{\phi 0}$ проходження в заготовці хвилі напруг в початковий момент пресування та за часом її загасання T_{zaz} . За відомими рекомендаціями [84] загасання коливань гарантується протягом $T_{zaz} = (4 \dots 5) T_{z0}$. На основі вищевикладеного для сумісного руху інерційного вантажу із заготовкою можна записати залежність для визначення періоду навантаження T_{y1} у вигляді

$$T_{y1} = 5\tau_0 + T_{z0} + T_{zaz} = 5\tau_0 + (10 \dots 12) \frac{h_{z0}}{v_{\phi 0}}, \quad (4.24)$$

звідки максимальна технічна частота f_{p1} прикладення імпульсів зовнішніх сил

$$f_{p1} = \frac{1}{5\tau_0 + (10 \dots 12) h_{z0} / v_{\phi 0}}. \quad (4.25)$$

Для визначення періоду навантаження T_{y2} за умови роздільного руху інерційного вантажу та заготовки оцінимо граничні значення його складових t_n та t_2 . З виразу (3.16) для $x_n = x_{max}$ знаходимо $t_n = T/4$, або з врахуванням того, що примусова зовнішня сила прикладається у вигляді ударного імпульсу $t_n = 2,5\tau_0$. Роздільний рух інерційного вантажу та заготовки протягом часу t_2 (відрив) забезпечується при виконанні умови (3.19). Якщо врахувати, що її забезпечення залежить від величини маси інерційного вантажу, то максимальне значення t_2 досягається для $m_\Sigma = m_1$ та $m_2 = 0$ ($t_2 > T/4 = 2,5\tau_0$). Як показали експериментальні дослідження [243], для гарантованого роздільного руху слід приймати $t_2 = (3 \dots 4)\tau_0$. Оцінивши тривалість ударної взаємодії Δt за умовою загасання в заготовці хвилі напруг аналогічно (3.24), можна представити період навантаження T_{y2} у вигляді

$$T_{u2} = 2,5\tau_0 + (3...4)\tau_0 + (10...12) \frac{h_{z0}}{v_{\phi 0}}, \quad (4.26)$$

Звідки

$$f_{p2} = \frac{1}{(5,5...6,5)\tau_0 + (10...12) \frac{h_{z0}}{v_{\phi 0}}}. \quad (4.27)$$

На основі виразів (4.25) та (4.27) при проектуванні ІВПМ встановлюється верхня межа діапазону регулювання частоти робочих ходів столу, відповідна частоті спрацьовування віброзбуджувача ГП. Проте з метою розширення технологічних можливостей проєктованих машин доцільно визначати для них верхню межу діапазону регульованих частот за виразом (4.25), оскільки $f_{p1} > f_{p2}$.

При проходженні поздовжньої плоскої хвилі деформувань в заготовці виникають напруги, величина яких не повинна перевищувати межу міцності частинок, з яких складається її структура. Виходячи з даних міркувань можна обґрунтувати відомі [10, 40, 89] рекомендації щодо вибору величини питомого статичного зусилля на заготовці з боку пуансона з інерційним вантажем

$$p_{y0} = \frac{P_{\Sigma}}{S_3}, \quad (4.28)$$

що забезпечує запобігання руйнуванню її верхніх шарів [267]. Згідно із згаданими рекомендаціями значення p_{y0} вибираються в межах 0,1...1,0 МПа, причому менші величини $p_{y0} (< 0,3 \text{ МПа})$ вибираються для порошкових матеріалів з меншим вмістом зв'язувальних речовин (до 10%).

На нашу думку, максимальне амплітудне значення напруг σ_i , в заготовці, які виникають при проходженні через неї i -ої поздовжньої хвилі з кутовою частотою ω_i , відповідній власній поточній частоті заготовки в даний момент часу, не повинне перевищувати рекомендованих значень p_{y0} , тобто $\sigma_i \leq p_{y0}$. В цьому випадку стискальна напруга в заготовці p_{y0} компенсує розтягувальну напругу σ_i , яка виникає в заготовці під впливом хвилі деформації.

При визначенні амплітудного значення складного імпульсу напруг в заготовці σ_{max} , що виникає в результаті проходження через неї пакету n гармонійних хвиль напруг з амплітудними значеннями σ_i , скористаємося теоремою П.А. Котельникова [177], згідно із якою з урахуванням накладених на σ_i обмежень можна записати

$$\sigma_{max} = \sum_{i=1}^n \sigma_i = n \cdot p_{y\delta} = \frac{F_{zmax}}{S_3}, \quad (4.29)$$

де F_{zmax} – максимальне зусилля на заготовці з боку пуансона.

На основі (4.29) максимальне зусилля на заготовці F_{zmax} , або зусилля пресування подамо у вигляді

$$F_{zmax} = n \cdot p_{y\delta} \cdot S_3, \quad (4.30)$$

а розрахункове робоче зусилля P_{max} на столі ІВПМ з урахуванням маси його рухомих ланок m_1 та m_2 у вигляді

$$P_{max} = \frac{F_{zmax}}{m_2} m_\Sigma = n \cdot p_{y\delta} \cdot S_3 \cdot \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \right). \quad (4.31)$$

Основна складність використання виразу (4.30) полягає в знаходженні можливого числа складових компонентів n пакету хвиль та кроку дискретизації частот $\delta\omega$. Експериментально встановлено (див. розд. 3.3), що довжини хвиль в заготовці $\lambda_i = 2 \cdot h_{zi}$, що виникають під впливом імпульсів зовнішніх сил, змінюються дискретно. Характер даної зміни визначається деформаційним зсувом частинок в структурі заготовки і залежить від їх лінійних розмірів. Нами було прийнято допущення, що розрахункове число компонентів пакету хвиль в складному імпульсі залежить від середньостатистичного лінійного розміру а частинок порошкового матеріалу і його можна визначати за допомогою виразу

$$n_p = \frac{h_{z0} - h_{zk}}{a}, \quad (4.32)$$

округляючи n_p до найближчого цілого значення, відповідного числу n .

Згідно з теоремою про ширину смуги [220], знайдене значення тривалості складного імпульсу τ_0 (4.22) визначає ширину його центральної частини, в якій імпульс забезпечує максимальну амплітуду. При цьому шукане значення величини імпульсу зовнішніх сил можна приблизно оцінювати з врахуванням (4.22) та (4.31) як

$$K_u \approx P_{max} \cdot \tau_0 = n \cdot p_{num} \cdot S_3 \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \right) \frac{2h_{z0} \cdot h_{zk}}{h_{z0} v_{fk} - h_{zk} v_{f0}}. \quad (4.33)$$

За відомим значенням імпульсу K_i , потрібним для реалізації режиму інерційного навантаження певної заготовки з порошкового матеріалу під

час ВУП, безпосередньо можна оцінити величину енергії (3.57), яка необхідна для здійснення робочого ходу машини.

Коректність взятого припущення (2.109) знайшла підтвердження при експериментальному дослідженні процесів ВУП заготовок з порошкових матеріалів (див. розд. 7.4). Було встановлено, що найефективнішими є ті режими навантаження, для яких енергосилові параметри були визначені на основі залежностей (4.30) – (4.33).

5. ВИБІР ПРИНЦИПОВИХ СХЕМНИХ РІШЕНЬ РОЗРОБКИ ВІБРОПРЕСОВОГО ОБЛАДНАННЯ

В попередньому розділі сформульовані умови ВУП заготовок з порошкових матеріалів при інерційному навантаженні. Основними критеріями, що дозволяють визначити ефективність даного процесу, служать:

- режим інерційного навантаження (див. розд. 3.2);
- максимальне робоче зусилля на заготовці з боку пуансона з інерційним вантажем і величина енергії, що витрачається на здійснення одного ходу робочої ланки (див. розд. 4);
- тривалість, амплітуда і частота прикладання ударних імпульсів зовнішніх сил.

Оцінити можливість вибору параметрів розроблюваного вібропресового обладнання у відповідності із вказаними критеріями дозволяє аналіз принципів схем компонування інерційного вантажу, робочої ланки та приводу її вібраційних переміщень.

Описані в розд. 3.2 режими інерційного навантаження заготовок при ВУП можуть бути реалізовані при верхньому або нижньому розташуванні робочої ланки [188], яка здійснює періодичні зворотно-поступальні примусові переміщення (рис. 5.1). В разі верхнього розташування робочої ланки 2 навантаження заготовки 1, що знаходиться на нерухомому столі, здійснюється тільки зверху і залежить від умов взаємодії робочої ланки з масою інерційного вантажу 3. В разі нижнього розташування робочої ланки 2 навантаження заготовки 1 здійснюється знизу – з боку робочої ланки (рухомої поперечини), що виконує функції столу і зверху – з боку маси інерційного вантажу 3.



Рисунок 5.1 – Принципові інерційні схеми пресування з верхнім (а) і нижнім (б) розташуванням робочої ланки

Як показав аналіз переваг та недоліків різних типів приводів, що застосовуються для збудження вібрацій робочих ланок вібропресового обладнання (див. розд. 2.3), найефективнішим можна вважати гідравлічний привод, який дозволяє реалізувати силовий спосіб збудження вібрацій і, тим самим, забезпечує незалежне регулювання параметрів переміщення робочих ланок за амплітудою і частотою (див. розд. 3.1).

Відмічене вище означає, по суті, можливість незалежного від частоти вібрацій робочої ланки регулювання максимального робочого зусилля на

заготовці і величини енергії, що витрачається на здійснення робочого ходу. Крім названих гідравлічний привод має ще ряд загальновідомих переваг [57] і є простим та надійним засобом реалізації установочних переміщень прес-форми із заготовкою, інерційних вантажів і може застосовуватись для виконання інших допоміжних операцій, передбачених технологічним процесом [147].

Принципові схеми компоновання інерційного вантажу з верхнім і нижнім розташуванням робочої ланки у вібраційних пресах з гідроприводом показані на рис. 5.2. Для верхнього розташування робочої ланки 2 навантаження заготовки 1 у вихідному положенні відбувається за рахунок сил тяжіння самої робочої ланки 2 та інерційного вантажу 3. Під час генерування періодично змінюваного за величиною тиску в порожнині робочого гідроциліндра А, виконаного у масі інерційного вантажу 3, заготовка 1 навантажується зверху. Зусилля на заготовці зростає в момент розгону інерційного вантажу і залежить від швидкості набору тиску. Швидкість скидання тиску визначає інтенсивність розвантаження заготовки при зустрічному русі інерційного вантажу 3 та робочої ланки 2 під дією пружин повернення 4. Під час удару інерційного вантажу об запліччя робочої ланки має місце повторне ударне навантаження заготовки.

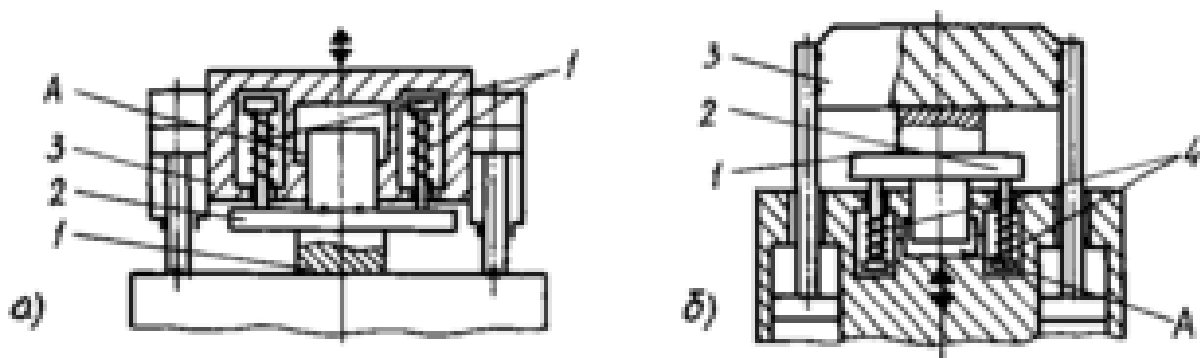


Рисунок 5.2 – Принципові схеми компоновання маси інерційного вантажу вибропреса з гідроприводом

Для нижнього розташування робочої ланки 2 навантаження заготовки 1 відбувається також під час набору тиску в порожнині робочого гідроциліндра А, який в даному випадку розташовується в станині машини. Навантаження заготовки 1 здійснюється знизу з боку робочої ланки 2 і зверху з боку інерційного вантажу, що виконує функцію опорної поверхні. Наявність пружних елементів 4 забезпечує повернення у вихідне положення робочої ланки 2 і створює умови для розвантаження (повного або часткового) заготовки 1 за рахунок вільного руху інерційного вантажу 3. В момент повернення робочої ланки 2 у вихідне положення на заготовку 1 діє додаткове ударне навантаження знизу, що визначається швидкістю

гальмування, а потім ударне навантаження зверху під час повернення інерційного вантажу у вихідне положення на поверхню заготовки.

На основі результатів дослідження характеру зміни напруг стиску в заготовці 1, що розташовується в прес-формі закритого типу з „абсолютно жорсткими” стінками (див. розд. 3.3), було відмічено, що навантаження заготовки з верхнім розташуванням робочої ланки аналогічне односторонньому пресуванню, а з нижнім – двосторонньому [237]. Типові епюри зміни напруг стиску по висоті заготовки при її одноразовому навантаженні протягом одного ходу робочої ланки показані на рис. 5.1. Двостороннє пресування заготовок з порошкових матеріалів в прес-формах закритого типу забезпечує рівномірніший розподіл густини заготовки по об’єму ніж одностороннє [69]. Тому для реалізації інерційних схем навантаження на розроблюваному вібропресовому обладнанні доцільно обирати компоновання інерційного вантажу з нижнім розташуванням робочої ланки, що також підтверджено рядом експериментальних досліджень [147, 155].

Критерієм оцінки ефективності процесу віброударного пресування заготовок з порошкових матеріалів при інерційному навантаженні, як вказувалось вище, служать параметри ударних імпульсів зовнішніх сил, що прикладаються із визначеною частотою до робочої ланки ІВПМ. При використанні звичайного насосного або насосно-акумуляторного гідравлічних приводів [74] такі зовнішні сили створюються в результаті періодичного з’єднання через спеціальний віброзбуджувач (див. розд. 2.3) порожнини гідроциліндра А, що підключена до напірної лінії гідросистеми, – зі зливом. В цьому випадку виникають певні труднощі, пов’язані із необхідністю забезпечення розрахункової швидкості набору тиску dp/dt в порожнині А гідроциліндра і передачі робочій ланці 2 ІВПМ заданої енергії для здійснення робочого ходу протягом устанавленого проміжку часу.

На основі відомої залежності [180]

$$\frac{dp}{dt} = \frac{Q_{\Sigma} K_{np}}{W_0} \quad (51)$$

можна зробити висновок, що час набору тиску в гідросистемі до величини, що залежить від початкового об’єму W_0 та приведенного модуля пружності K_{np} , при постійній подачі робочої рідини Q_{Σ} , відбувається за час

$$t_{н.д} = \frac{W_0}{Q_{\Sigma} K_{np}} \int_0^{p_{max}} dp \quad (5.2)$$

який не повинен перевищувати розрахункову тривалість імпульсу зовнішніх сил \square_0 (4.22), що визначає ефективність процесу ВУП. Для

виконання даної умови необхідно зменшуючи W_0 збільшувати K_{np} . Однак для реальних насосних і насосно-акумуляторних приводів загальну піддатливість гідросистеми $1/K_{np}$ з достатньо великим початковим об'ємом W_0 доводиться компенсувати збільшенням Q_{\square} , що знижує ефективність використання даних приводів у вібропресовому обладнанні.

З метою підвищення ефективності використання гідравлічного приводу у вібропресовому обладнанні, призначеному для ВУП заготовок з порошкових матеріалів з інерційним навантаженням, нами був розроблений його спеціальний різновид, що отримав назву гідроімпульсного приводу (ГІП) [100, 193].

5.1. Розробка принципів схем гідроімпульсного приводу (ГІП)

Гідроімпульсним називають насосний (з насосом постійної подачі) гідравлічний привод, що забезпечує періодичне генерування імпульсів тиску робочої рідини в порожнині приводного гідроциліндра робочої ланки машини за допомогою спеціального двопозиційного гідророзподільника, через який вказана порожнина в разі збільшення тиску в напірній лінії гідросистеми до заданого максимального значення p_1 автоматично з'єднується з одноцикловим гідроакумулятором або зі зливом, а в разі зменшення тиску в напірній лінії до заданого мінімального значення p_2 ($p_1 > p_2$) – автоматично від'єднується.

Спеціальний двопозиційний гідророзподільник даного приводу, у відповідності із прийнятою термінологією [85], отримав назву вібробуджувача гідроімпульсного приводу зі зворотним зв'язком за тиском (замість прийнятого раніше терміну „клапан-пульсатор” [193]).

Принципові схеми ГІП, призначеного для збудження вібрацій робочої ланки проектованого вібропресового обладнання, показані на рис. 5.3.

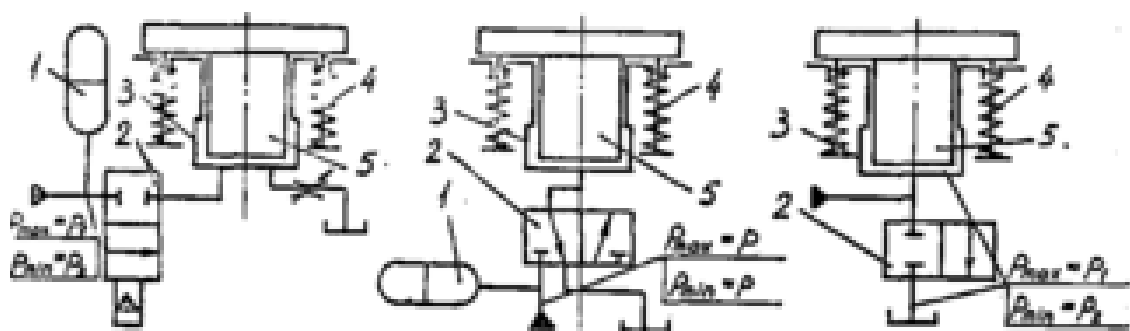


Рисунок 5.3 – Принципові схеми гідроімпульсного приводу з вібробуджувачем „на вході” (а, б) і „на виході” (в)

Відміна даних схем визначається способом підключення вібробуджувача 2 до порожнини гідроциліндра 3 робочої ланки 5. Розрізняють два способи підключення вібробуджувача:

- „на вході” – коли періодичне з’єднання робочої порожнини 3 гідроциліндра 5 з напірною гідролінією та зі зливом здійснюється через віброзбуджувач 2 (див. рис. 5.3, а, б);

- „на виході” – коли робоча порожнина 3 гідроциліндра 5 з’єднана з напірною лінією безпосередньо, а зі зливом їх періодично з’єднує віброзбуджувач 2 (див. рис. 5.3, в).

В ГПП звичайно застосовують дво- (див. рис. 5.3, а, в) і триходові (див. рис. 4.3, б) віброзбуджувачі [130], однак в приводах вібропресового обладнання двоходові віброзбуджувачі доцільно під’єднувати тільки „на виході”, оскільки для їх підключення „на вході” (див. рис. 5.3, а) потрібне встановлення регульованого дроселя 6 для відведення надлишкового потоку рідини, що надходить до порожнини гідроциліндра 3 з гідроаккумулятора 1 і перешкоджає падінню тиску в гідросистемі до заданого значення p_2 , при якому відбувається автоматичне закриття віброзбуджувача [160]. Такий спосіб регулювання супроводжується додатковими втратами енергії, що знижує ефективність застосування ГПП.

В схемах ГПП з віброзбуджувачем „на вході” зворотний зв’язок за тиском p_1 можна розглядати (для незмінних параметрів гідросистеми), як зворотний зв’язок за величиною енергії E_p , що накопичена в одноцикловому гідроаккумуляторі 1 і передана через віброзбуджувач 2 при відкритті його запірного елемента в порожнину робочого гідроциліндра 3. З врахуванням подач насоса Q_n та гідроаккумулятора $Q_{a.cp}$ повна величина енергії, що передається може бути визначена

$$E_p (Q_n + Q_{a.cp}) p_{cp} \cdot \tau_p, \quad (5.3)$$

де $p_{cp} = (p_{max} + p_{min})/2$ – середнє значення тиску в гідросистемі при розрядці гідроаккумулятора від тиску p_{max} до p_{min} за час τ_p .

В схемах ГПП з віброзбуджувачем „на виході” робоча ланка 5 при роботі насоса приводу переміщується вгору, стискаючи пружини 4 пружного повернення. Тиск в порожнині гідроциліндра 3 зростає і при досягненні заданого тиску p_1 спрацьовує запірний елемент віброзбуджувача 2, з’єднуючи порожнину гідроциліндра 3 зі зливом. Тиск в гідросистемі падає до величини p_2 і робоча ланка машини 5 повертається у вихідне положення. В цьому випадку тиск p_1 визначає потенціальну енергію, накопичену стисненими пружинами 4 і робочою ланкою 5 машини, яка витрачається на переміщення робочої ланки у вихідне положення і може розглядатись як повна енергія одного ходу.

Вибір способу підключення віброзбуджувача в ГПП вібропресового обладнання визначається заданим режимом інерційного навантаження і вимогами, що пред’являються до параметрів генерованих імпульсів тиску робочої рідини. Для генерування ударних (миттєвих) імпульсів тиску доцільно використати спосіб підключення віброзбуджувача „на вході”, оскільки в цьому випадку тривалість імпульсів буде залежати в першу

чергу від часу відкриття запірнього елемента вібробуджувача на величину умовного проходу, що забезпечує подачу робочої рідини Q_{\square} в порожнину гідроциліндра з допустимими втратами тиску на дроселювання [147] при заданій величині тиску p_1 настроювання його спрацьовування. Важливою перевагою способу підключення вібробуджувача „на вході” слід також вважати можливість зміни енергії, що передається в порожнину гідроциліндра при незмінній тривалості генерованого імпульсу тиску, що дозволяє рекомендувати його для реалізації будь-якого режиму інерційного навантаження (див. розд. 3.2).

При підключенні вібробуджувача „на виході” тривалість генерованих імпульсів тиску залежить від параметрів гідросистеми, що визначають час набору тиску до заданого значення p_1 . Використання такої схеми підключення вібробуджувача при необхідності генерування ударних імпульсів тиску із заданим амплітудним значенням p_1 вимагає значного збільшення потужності приводу, головним чином, за рахунок збільшення подачі насоса. Тому підключати вібробуджувач „на виході” доцільно для верхнього розташування робочої ланки машини (див. рис. 5.2, а), коли силовий вплив на заготовку визначають параметри удару інерційного вантажу.

Переваги ГПІ можна розглянути на основі аналізу типових циклограм зміни тиску в напірній лінії гідросистеми з вібробуджувачем, запірний елемент якого відкривається примусово згідно із заданим періодичним законом (див. рис. 2.3) або автоматично, в результаті реалізації зворотного зв'язку за тиском.

При примусовому керуванні запірним елементом вібробуджувача тиск в гідросистемі (крива 1) змінюється періодично з періодом t_y (рис. 5.4). Збільшення тиску відбувається при закритому запірному елементі, а зменшення – при відкритому.

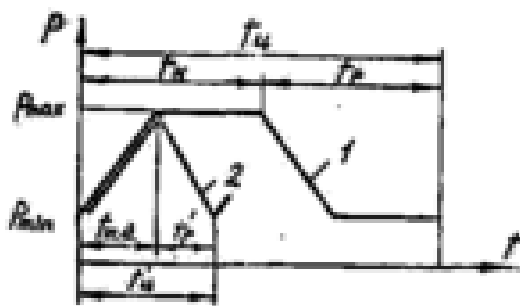


Рисунок 5.4 – Циклограми зміни тиску в напірній лінії гідросистеми при примусовому (крива 1) і автоматичному (крива 2) відкритті запірнього елемента вібробуджувача

Наприклад, для симетричного циклу керування запірний елемент вібробуджувача закритий у продовж часу t_n , а впродовж часу t_p – відкритий [55]. В загальному випадку подача насоса і параметри напірної лінії гідросистеми (її об'єм та податливість) визначають час набору тиску в

гідросистемі $t_{н.д}$ до величини p_{max} (5.1). Для забезпечення ефективної роботи гідроприводу з таким віброзбуджувачем необхідно щоб витримувалась умова $t_n=t_{н.д}$, яка визначає можливість регулювання параметрів проектованого вібропресового обладнання, наприклад, частоти вібрацій його робочої ланки із заданою енергією одного ходу. Оскільки в гідросистемах з примусовим відкриттям запірною елемента віброзбуджувача тиск p_{max} відповідає тиску настройки запобіжного клапана $p_k(p_{max}=p_k)$, то зі зменшенням частоти вібрацій робочої ланки (що відповідає збільшенню t_n , а, отже, і $t_n>t_{н.д}$) неминучі додаткові втрати енергії. Впродовж часу $\Delta t=t_n-t_{н.д}$, коли насос приводу працює на злив через запобіжний клапан, вказані додаткові втрати енергії складають

$$\Delta E_{nom} = Q_n \cdot p_{max} \cdot \Delta t, \quad (5.4)$$

оскільки акумулювання енергії в напірній лінії гідросистеми і в порожнині гідроакумулятора відбувається тільки впродовж часу $t_{н.д}$. Величина даної енергії визначається за відомим виразом [57]

$$E_a = \frac{p_{max}^2 W_0}{2K_{np}}. \quad (5.5)$$

В ГПП додаткові втрати енергії ΔE_{nom} відсутні у зв'язку з тим, що тиск p_{max} відповідає тиску початку спрацьовування віброзбуджувача $p_1(p_1 < p_k)$, тобто $\Delta t=0$ і $t_n=t_{н.д}$. Накопичена в ГПП за час $t_{н.д}$ енергія E_a передається робочій ланці машини при відкритому запірному елементі віброзбуджувача, що супроводжується падінням тиску від p_{max} до p_{min} за час t'_p , який в загальному випадку визначається сумарною подачею $Q_{\Delta}=Q_n+Q_{a.cep}$, а також площею прохідного перерізу віброзбуджувача. Для забезпечення розрахункової тривалості імпульсу тиску в порожнині гідроциліндра робочої ланки машини час відкриття запірною елемента віброзбуджувача на величину умовного проходу повинен обиратись з умови $t'_p \geq \Delta t_p$

Зміна величини накопиченої енергії (5.5) досягається зміною об'єму гідросистеми W_0 . В реальних ГПП з короткими і жорсткими підвідними трубопроводами [147] об'єм W_0 звичайно мало відрізняється від об'єму W_a порожнини гідроакумулятора, що дозволяє при розрахунках, наприклад, у виразі (5.5) прийняти $W_0 \approx W_a$. З врахуванням вищевикладеного, повну енергію одного ходу робочої ланки, величина якої визначається за (5.3), для ГПП можна записати

$$E_a = Q_n p_{cp} \tau_p + \frac{(p_{max}^2 - p_{min}^2)}{2K_{np}} W_a. \quad \cdot \tilde{\Delta}$$

Період t'_y спрацьовування вібробуджувача зі зворотним зв'язком за тиском визначає частоту генерування імпульсів тиску робочої рідини в порожнині приводного гідроциліндра і відповідну їй частоту ходу f_p робочої ланки машини. З врахуванням часу закриття запірного елемента вібробуджувача t'_p можна записати

$$f_p = \frac{1}{t'_y} = \frac{1}{t_{н.д} + t'_p}. \quad (5.7)$$

Аналіз виразу (5.7) показує, що для постійного зворотного зв'язку ($p_1=const, p_2=const$) регулювання частоти ходу робочої ланки машини можна забезпечити тільки зміною часу відкриття t_0 та закриття t_3 запірного елемента вібробуджувача, оскільки для незмінних параметрів гідросистеми час набору тиску $t_{н.д}=const$.

5.2. Розробка принципів та конструктивних схем вібробуджувачів ГП

Принцип дії вібробуджувача зі зворотним зв'язком за тиском оснований на миттєвому збільшенні зусилля, створюваного тиском p_1 на його рухомому запірному елементі 1, що виконується у вигляді кульки (рис. 5.5, а) або клапана (рис. 5.5, б). Вказане збільшення відбувається за рахунок ступінчастої зміни площі підйому від S_{n1} до S_{n2} ($S_{n2} > S_{n1}$) в момент порушення герметизації посадки запірного елемента 1 на сідло 2.

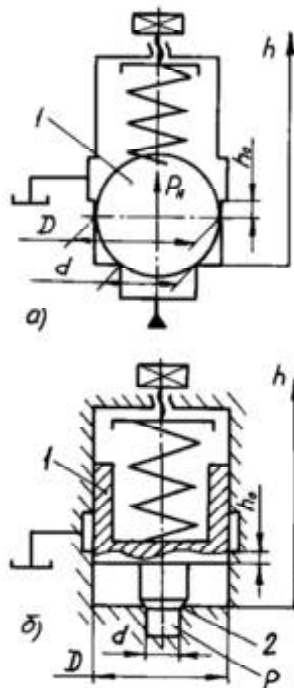


Рисунок 5.5 – Схеми кулькового (а) та клапанного (б) вібробуджувачів

В результаті зусилля підйому зростає від $P_{н1}=p_1 \cdot S_{н1}$ до $P_{н2}=p_1 \cdot S_{н2}$. Зусилля $P_{н2}$ звичайно значно перевищує зусилля настройки пружини $P_{np}=P_{н1}$, що притискає запірний елемент до сідла 2 у вихідному положенні, і тому може утримувати його відкритим, забезпечуючи доступ робочої рідини з напірної гідролінії на злив у продовж часу падіння тиску в гідросистемі до величини p_2 . При цьому зусилля на запірному елементі 1 зменшується до настроюваного значення $P'_{н1}=p_2 \cdot S_{н2}$ і пружина зможе повернути елемент 1 у вихідне положення, притиснувши його до сідла.

Миттєве зростання від $P_{н1}$ до $P_{н2}$ зусилля на запірному елементі віброзбуджувача при ступінчастому збільшенні від $S_{н1}$ до $S_{н2}$ площі підйому забезпечує перекриття h_0 , що герметизує, завдяки якому тиск p в гідросистемі в момент порушення герметизації запірного елемента на сідло залишається практично незмінним ($p \approx p_1$) при його осьовому переміщенні на величину $h \leq h_0$. Принцип дії таких віброзбуджувачів ГІП наочно ілюструють типові графіки зміни їх основних параметрів (рис. 5.6), які побудовані на основі відповідних осцилограм, отриманих при проведенні експериментальних досліджень [101, 160].

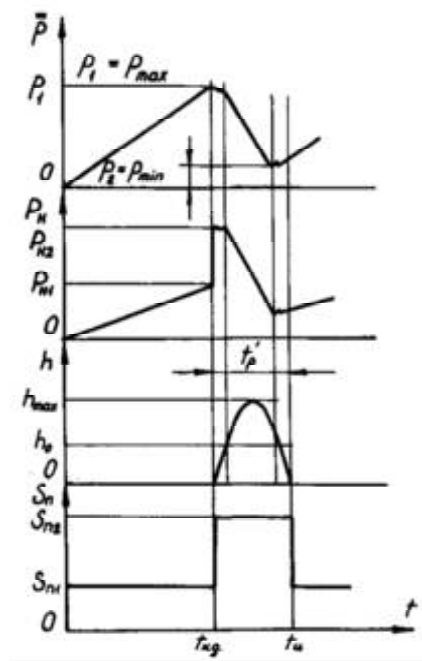


Рисунок 5.6 – Типові графіки зміни основних параметрів віброзбуджувача

Для попередньої оцінки конструктивних параметрів віброзбуджувачів зі зворотним зв'язком за тиском можна використовувати співвідношення

$$p_1 \cdot S_{н1} \geq P_{np} \geq p_2 \cdot S_{н2}, \quad (5.8)$$

звідки

$$p_2 = p_1 \frac{S_{n1}}{S_{n2}} = p_1 \frac{d^2}{D^2}.$$

Викладений вище принцип миттєвого збільшення зусилля, що діє на запірний елемент віброзбуджувача у вигляді кульки або клапана, може бути реалізований за допомогою штовхача 3 (рис. 5.7).

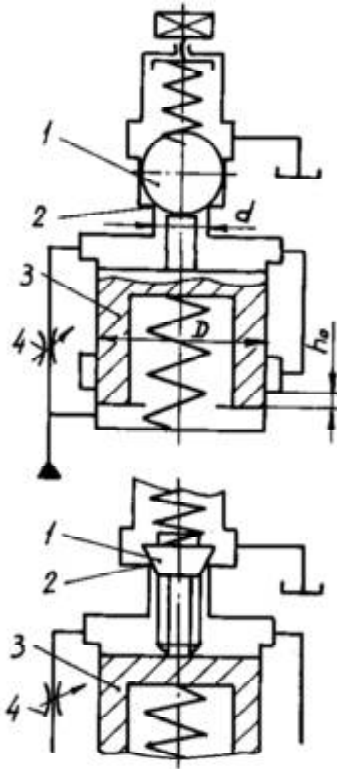


Рисунок 5.7 – Схеми віброзбуджувачів зі штовхачами

На даний штовхач впливає перепад тисків $\Delta p_{ор}$ на дроселі 4, що виникає в момент порушення герметизації посадки на сідло 2 запірного елемента 1 і створює на ньому зусилля

$$P_{н2} = \Delta p_{ор} \cdot S_T > p_1 S_{n1} = P_{н1}, \quad (4.9)$$

де S_m – площа перерізу штовхача 3.

Для оцінювання конструктивних параметрів віброзбуджувачів, принципові схеми яких наведені на рис. 5.7, за аналогією з (4.8) можна записати вираз

$$p_2 = \left(1 - \frac{S_{n1}}{S_m}\right) p_1. \quad (4.10)$$

Практичне застосування вібробудувачів з одним запірним елементом обмежено. В першу чергу це обумовлено тим, що в разі збільшення потужності розроблюваного вібропресового обладнання з ГП необхідно підвищити тиск в гідросистемі і подачу, що забезпечується насосом. Необхідність нарощування подачі викликає потребу збільшення прохідних перерізів запірних елементів і, як наслідок, збільшення його габаритів та маси. В результаті при проектуванні вібробудувачів з одним запірним елементом доводиться збільшувати площу його підйому S_{nl} , яка для заданого тиску p_l визначає потрібне зусилля настройки пружини P_{np} , що зростає в десятки разів. Розрахункові конструктивні параметри такої пружини звичайно недопустимо великі і використовувати її є неможливим [147].

Крім цього, збільшення габаритів та маси запірних елементів викликає зростання тривалості періоду t'_y його спрацьовування [130] а, отже, і зменшення частоти генерованих імпульсів тиску, що обмежує технологічні можливості розроблюваного вібропресового обладнання.

З метою усунення вказаних недоліків для ГП вібропресового обладнання, що використовується у виробничих умовах, були розроблені принципові схеми вібробудувачів з двома запірними елементами [147], один з яких менших розмірів (див. рис. 5.5, 5.7) керує спрацьовуванням іншого (основного) запірного елемента більших розмірів (рис. 5.8), конструктивне виконання якого у вигляді кульки, клапана, грибоподібного поршня або золотника (рис. 5.9) забезпечує дво- або триходове розподілення робочої рідини у відповідності з принциповою схемою підключення вібробудувача „на вході” або „на виході” (див. рис. 5.3), при цьому використовується принцип зворотного зв'язку по тиску.

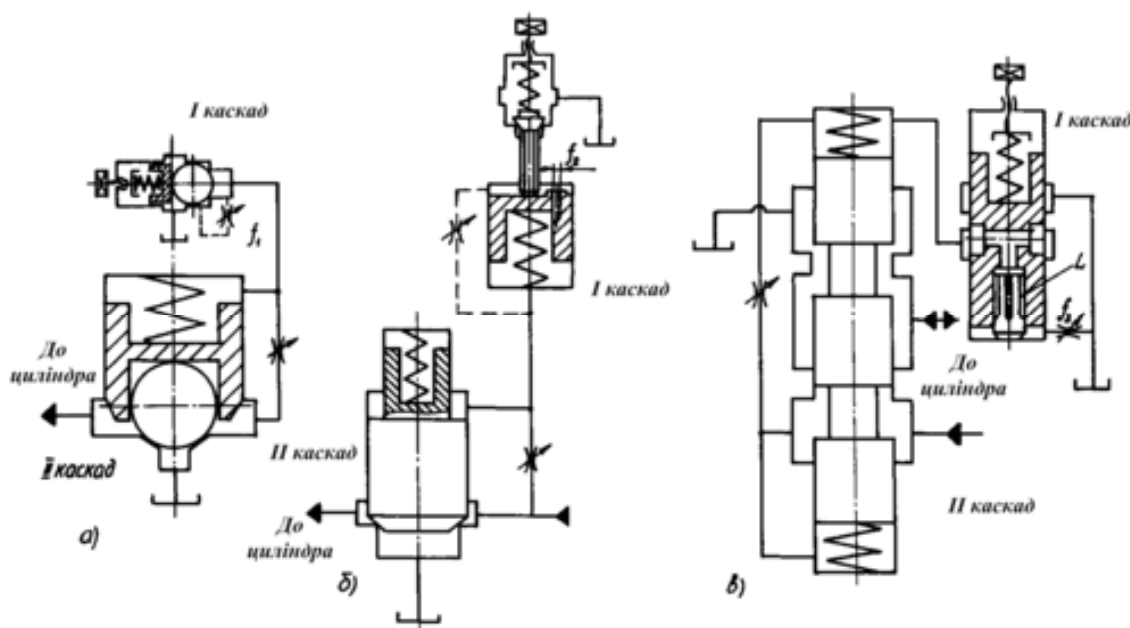


Рисунок 5.8 – Принципові схеми двокаскадних вібробудувачів з кульковими (а), клапанними (б) та золотниковими (в) запірними елементами

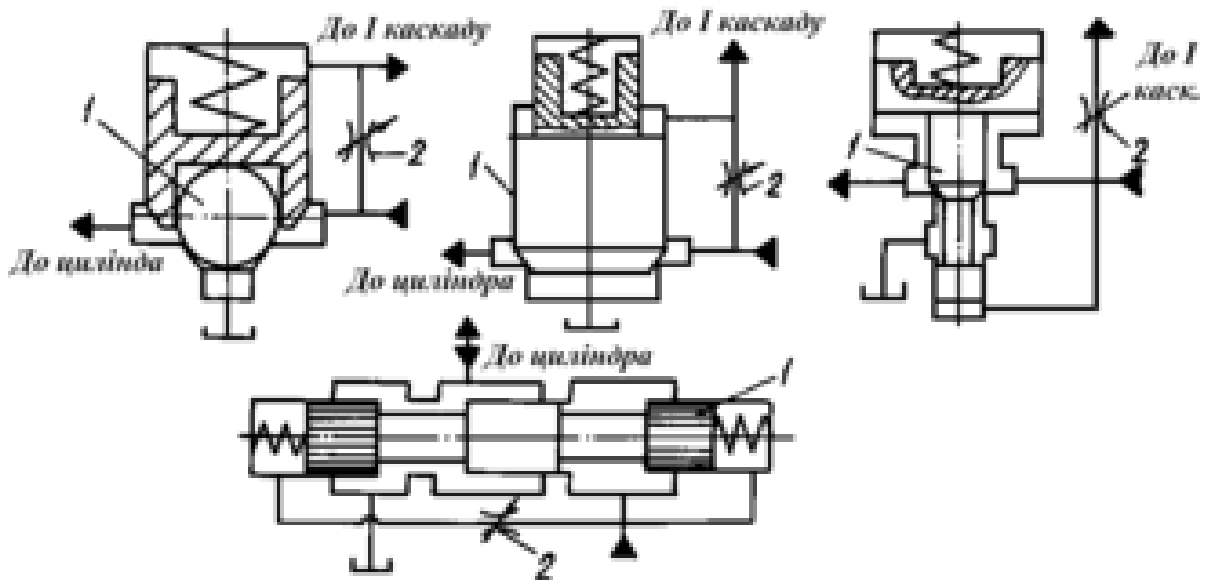


Рисунок 5.9 – Принципові схеми приєднання клапанів I-го каскаду до основного запірнього елемента вібробуджувача

Типові принципові схеми підключення керувального та основного запірних елементів вібробуджувачів, відповідно позначених, як клапани I-го і II-го каскадів, показані на рис. 5.10. Виходячи з міркувань технологічності конструкцій, можна рекомендувати використовувати в якості клапанів I-го і II-го каскадів однотипні запірні елементи, при цьому з врахуванням вимог експлуатації допускається їх взаємозамінність. Наприклад, кульковий вібробуджувач (див. рис. 5.5, а) може служити як клапан I-го каскаду для клапана II-го каскаду будь-якого типу конструктивного виконання (див. рис. 5.9).

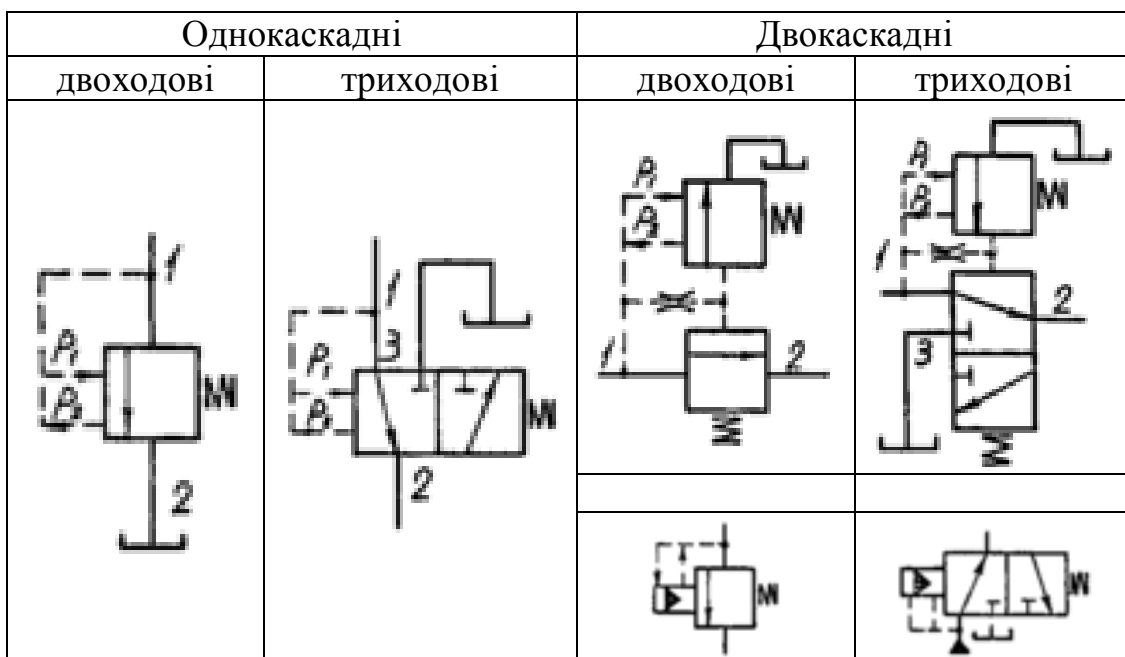


Рисунок 5.10 – Умовні позначення вібробуджувачів гідроімпульсного привода

Відмічена взаємозамінність дозволяє застосовувати при створенні віброзбуджувачів ГПП типові вузли запірних елементів контрольно-розподільної гідроапаратури, що випускається серійно. При цьому витрати на доробку є мінімальними [148, 153]. Однокаскадні віброзбуджувачі, що застосовуються в якості клапанів I-го каскаду, звичайно піддаються конструктивній доробці, яка дозволяє розширити межі регулювання параметрів спрацьовування віброзбуджувача в цілому. Наприклад, кульковий сервоклапан можна обладнати дроселем f_1 (див. рис. 5.8), в штовхачі клапанного варіанта – виконати дросельний отвір f_2 , золотниковий сервоклапан обладнати дроселем f_3 і штовхачем з лисками L .

На основі порівняного аналізу розроблених принципових схем віброзбуджувачів ГПП з відомими принциповими схемами стандартної контрольно-розподільної гідроапаратури об'ємного гідропривода [1, 67] було відмічене таке.

За аналогією із запобіжними клапанами віброзбуджувачі з одним запірним елементом можна вважати однокаскадними, а віброзбуджувачі з двома запірними елементами (основним та керівним) – двокаскадними.

За аналогією зі звичайними гідророзподільниками всі віброзбуджувачі можна вважати двопозиційними, враховуючи наявність тільки двох фіксованих положень їх запірних елементів, а також дво- або багатходовими залежно від обраної схеми розподілення робочої рідини.

Відмічена можливість використання загальноприйнятої термінології для визначення типів віброзбуджувачів дозволила застосувати для їх зображення відповідні умовні схемні позначення стандартної гідроапаратури [1], доповнені позначеннями гідроліній керування запірним елементом за тиском відкриття p_1 та тиском закриття p_2 (рис. 4.10). Використання даних умовних позначень дозволяє значно спростити процес розробки нового вібропресового обладнання, особливо на першій стадії його проектування під час пошуку схемних рішень компонування конструкції машини і аналізі ефективності їх застосування для реалізації заданого технологічного процесу формоутворення заготовки з врахуванням особливостей підключення віброзбуджувача у вибраній схемі ГПП.

5.3. Розробка нових конструкцій вібропрес-молотів з ГПП

Роботи зі створення вібропресового обладнання з ГПП проводяться нами з початку 1970-х рр. (див. розд. 2.3). Різновид даного обладнання, призначений для ВУП заготовок з порошкових матеріалів при інерційному навантаженні (див. розд. 3.1) отримав назву інерційних вібропрес-молотів (ІВПМ) [160] або вібропресів ІВПМ.

Вихідним варіантом конструкції ІВПМ [13], вперше реалізованим в металі [239] є лабораторна модель вібропреса ІВПМ [160], конструктивна схема якого зображена на рис. 5.11. В ГПП 1 даної машини передбачається

підключення вібробуджувача 1.1 за схемами „на вході” (варіант I) і „на виході” (варіант II). При підключенні вібробуджувача „на вході” в гідросистемі встановлюється одноцикловий гідроаккумулятор 1.2 і регульований дросель 1.3, який з’єднує порожнину гідроциліндра 2 зі зливом. В станині 3 ІВПМ розташовується привід установочних переміщень 4 та елементів пружного повернення 5 робочої ланки машини (столу) 6, на якому кріпиться прес-форма 7 із заготовкою (4.1 – гідроциліндр притискання, 4.2 – гідроциліндр підйому). Інерційне навантаження заготовки забезпечується рухомою траверсою 8, яка виконана у вигляді замкненої рами, що складається з верхньої поперечини 8.1 із закріпленими на неї інерційними вантажами 8.2, напрямних колон 8.3 і нижньої поперечини 8.4. Керування допоміжними переміщеннями ІВПМ здійснюється за допомогою звичайного насосного гідропривода 9, який містить чотириходовий трипозиційний (4/3) гідророзподільник 9.1, регульовану гідропружину 9.2, зворотний клапан 9.3 і двоходовий двопозиційний (2/2) гідророзподільник 9.4.

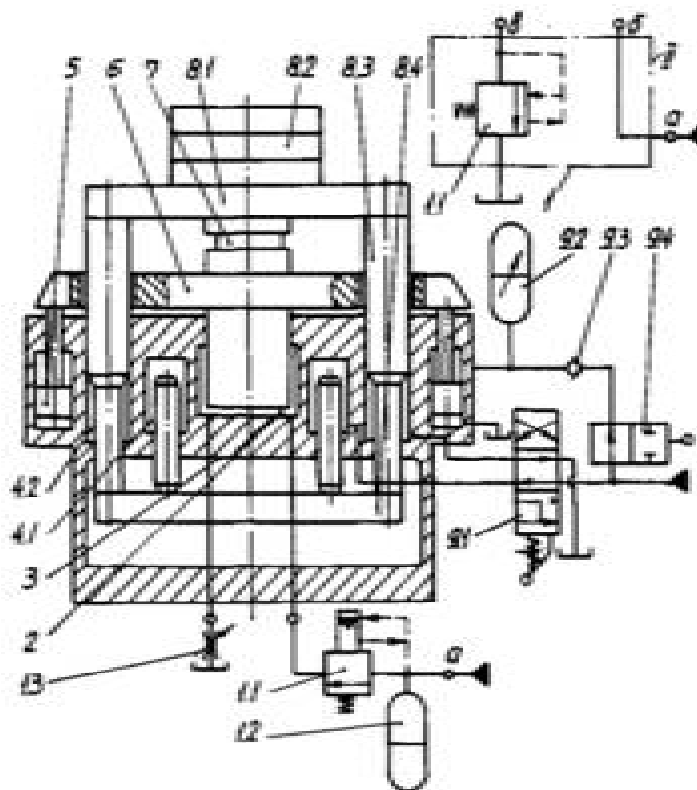


Рисунок 5.11 – Конструктивна схема лабораторного вібропреса ІВПМ

Конструктивне виконання лабораторної моделі ІВПМ передбачає широку можливість вибору різних режимів інерційного навантаження під час відпрацювання технологічних процесів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів способом ВУП, що дозволяє оцінити ефективність їх застосування. Режими навантаження заготовок на ІВПМ

установлюються залежно від характеру її взаємодії з рухомою траверсою 8 і столом 6.

За допомогою гідроциліндрів 4.1 і 4.2 допоміжного гідроприводу 9 верхня поперечина 8.1 рухомої траверси забезпечує:

- вільне притискання заготовки до столу за рахунок сил тяжіння рухомої траверси 8 (верхня позиція золотника гідророзподільника 9.1);
- додаткове статичне притискання заготовки до столу (середня позиція гідророзподільника 9.1);
- розвантаження заготовки при піднятті рухомої траверси 8 вверх (нижня позиція гідророзподільника 9.1).

При підключенні віброзбуджувача 1.1 „на вході” (варіант I) навантаження заготовки здійснюється знизу в результаті прикладення до неї імпульсу сили з боку контейнера прес-форми 7, закріпленого на столі 6, в момент збільшення тиску в порожнині робочого гідроциліндра 2 при відкритті запірного елемента віброзбуджувача 1.1 і розрядці гідроакумулятора 1.2. Даний процес супроводжується прискореним ходом вверх робочої ланки машини і її силовою взаємодією через заготовку з верхньою поперечною 8.1, на якій закріплені змінні інерційні вантажі 8.2.

При підключенні віброзбуджувача 1.1 „на виході” (варіант II) швидкість переміщення робочої ланки ІВПМ вверх від моменту початку сталого руху (при $Q_n = \text{const}$) залишається практично постійною [101] і навантаження заготовки в прес-формі 7 здійснюється тільки за рахунок сили тяжіння рухомої траверси 8 з інерційним вантажем, тобто відсутнє перевантаження заготовки. В цьому випадку основний вплив на заготовку у вигляді ударного імпульсу (див. розд. 3.5) здійснюється при гальмуванні робочої ланки машини на етапі її зворотного ходу, коли порожнина гідроциліндра 2 з'єднується зі зливом, а гідропружини пружного повернення 5 розганяють стіл 6 вниз до зіткнення останнього зі станиною 3.

Вибір комбінацій варіанту підключення віброзбуджувача ГП 1.1 і характеру взаємодії верхньої поперечини 8.1 із заготовкою (в залежності від положення гідророзподільника 9.1 допоміжного гідропривода) визначає можливість реалізації на лабораторній моделі ІВПМ різних робочих параметрів ВУП.

Під час розробки дослідних зразків ІВПМ, внаслідок значних втрат енергії, довелось відмовитись від схеми підключення двоходового двопозиційного віброзбуджувача „на вході” в робочий гідроциліндр, що з'єднаний регульованим дроселем зі зливом (див. розд. 5.2). У зв'язку із вказаними втратами, в ГП дослідних зразків ІВПМ (рис. 5.12) для реалізації схеми підключення „на вході” був застосований триходовий двопозиційний віброзбуджувач 1.1 [22, 39], що дозволило виключити небажані втрати енергії на дроселювання. Крім цього, в дослідних зразках ІВПМ було в дещо спрощено конструктивне рішення допоміжного

гідроприводу установочних переміщень рухомої траверси, які в удосконалених схемах забезпечувались поршневими гідроциліндрами 4.

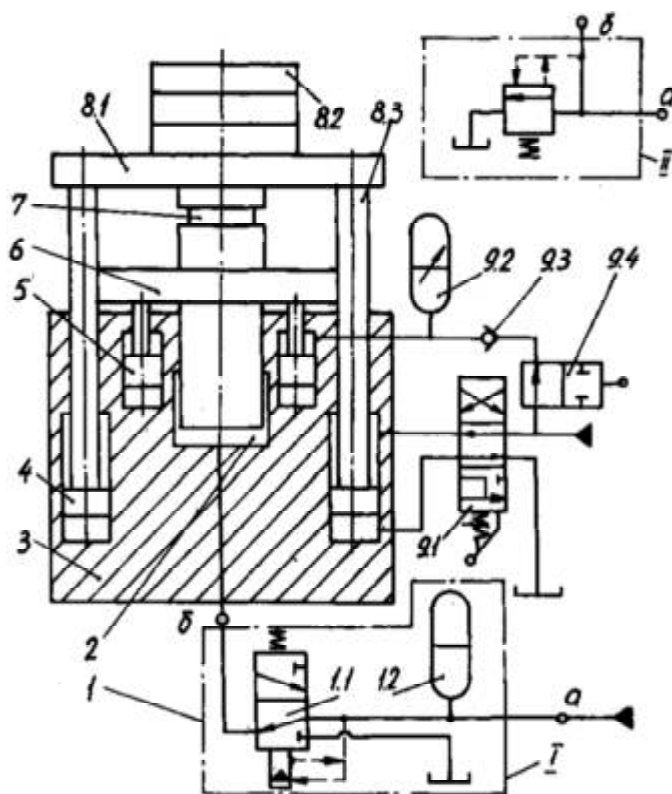


Рисунок 5.12 – Конструктивна схема дослідного зразка вібропреса ІВПМ

Відпрацювання технологічних процесів формоутворення заготовок з карбідокремнієвих порошкових матеріалів на дослідних зразках ІВПМ для різних комбінацій варіанта підключення віброзбуджувача 1.1 і характеру взаємодії верхньої поперечини 8.1 із заготовкою [239, 240] показало, що найбільша ефективність процесу формоутворення досягається під час руху вверх робочої ланки машини з прискоренням a , яке значно (в десятки разів) перевищує прискорення сили земного тяжіння g . Таке перевантаження на робочій ланці машини для заданої енергії одного ходу забезпечується ГПП з підключеним „на вході” триходовим двопозиційним віброзбуджувачем у поєднанні із додатковим або вільним притискуванням заготовки верхньою поперечиною 8.1.

При підключенні двоходового двопозиційного віброзбуджувача „на виході” (варіант ІІ) ефективність процесу формоутворення знижується, однак завдяки простоті даної схеми ГПП вона все ще вважається перспективною і її удосконалення продовжується.

Одним з ефективних варіантів є схема вібропреса ІВПМ-Т, показана на рис. 5.13. На відміну від розглянутих схем ГПП, виконаних згідно із варіантом ІІ в схемі ІВПМ-Т під час спрацювання віброзбуджувача „на виході” до робочої ланки прикладається ударний (миттєвий) імпульс зовнішніх сил, спрямований вверх. Принцип дії ІВПМ-Т такий.

Накопичення енергії в гідросистемі для здійснення робочого ходу машини відбувається під час переміщення столу 6 вниз і зтягування плунжерів гідропружин 5, а гальмування робочої ланки під час ходу вверх здійснюється або за рахунок упора 10 або за допомогою гідродемфера 11, причому в обох випадках передбачено регулювання жорсткості пружного елемента: упор оснащується змінними еластичними прокладками, а гідродемфер має порожнину 9.5 з регульованим об'ємом.

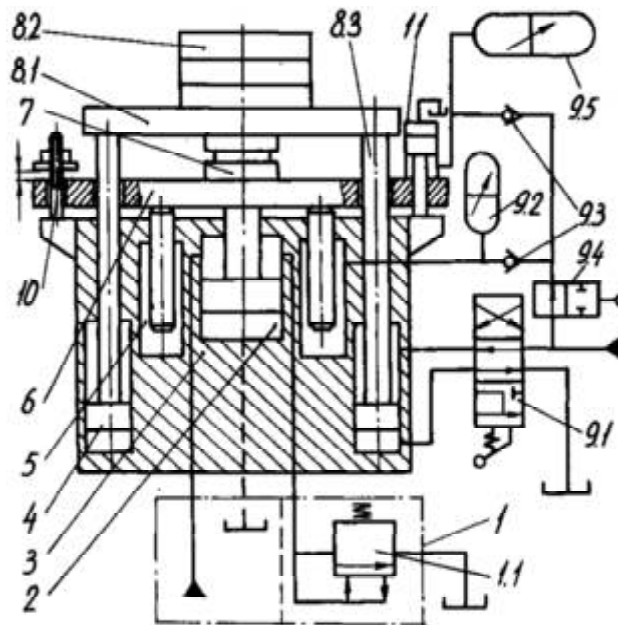


Рисунок 5.13 – Конструктивна схема експериментального вібропреса ІВПМ-Т

Навантаження заготовки на ІВПМ-Т здійснюється в результаті взаємодії верхньої поперечини 8.1 рухомої траверси із заготовкою при переміщенні столу 6. В схемі ІВПМ-Т ГП з вібробуджувачем „на виході” забезпечує характер навантаження заготовки аналогічний навантаженню на ІВПМ з вібробуджувачем „на вході”, при цьому він має більшу енергоємність. У вихідному положенні стіл ІВПМ-Т знаходиться у верхній точці траєкторії руху. Під час набору тиску в гідросистемі поршень гідроциліндра 2 переміщується до тих пір, поки величина тиску не перевищить значення тиску настройки спрацьовування вібробуджувача 1.1, який з’єднує штокову порожнину гідроциліндра 2 зі зливом і забезпечує миттєве падіння в ній тиску практично до нуля при мінімальних втратах на дроселювання в каналах вібробуджувача і зливних гідролініях. В момент спрацьовування вібробуджувача до столу 6 знизу з боку плунжерів гідропружин 5 прикладається ударний імпульс зовнішніх сил, в результаті чого їх потенціальна енергія перетворюється у енергію робочого ходу столу.

Не дивлячись на відмічені переваги ІВПМ-Т не отримали широкого розповсюдження в реалізації процесів формоутворення заготовок з

порошкових матеріалів, оскільки за результатами випробовувань їх лабораторного зразка було встановлено, що внаслідок недосконалості гідропружин і перевантаження робочої ланки машини розрахункові зусилля на заготовці створюються лише при значних величинах її ходу. При цьому звичайні механічні пружини стискання є також недостатньо ефективними за конструктивними міркуваннями.

Для створення дослідно-промислових зразків ІВПМ, що забезпечують потрібні технологічні режими формоутворення заготовок, була використана базова гідрокінематична схема, показана на рис. 5.14. У вібропресовому обладнанні створеному на основі даної схеми для потреб виробництва [239, 240, 243, 244] гідравлічні пружини пружного повернення робочої ланки машини замінені механічними пружинами 5. В якості станини використана станина звичайного гідропреса [178] з нижньою 3.1 і верхньою 3.3 поперечинами, що жорстко зв'язані між собою вертикальними колонами 3.2. На верхній поперечині 3.3 змонтований гідроциліндр 4 установочних переміщень рухомої траверси 8.1 зі змінними інерційними вантажами 8.2. ГПП оснащений триходовим двопозиційним вібробуджучем 1.1, підключеним „на вході”. В деяких конструкціях ІВПМ [214] гідравлічний привід установочних переміщень рухомої траверси 8.1 замінений пневматичним, що обумовлено специфікою експлуатації в конкретних виробничих умовах.

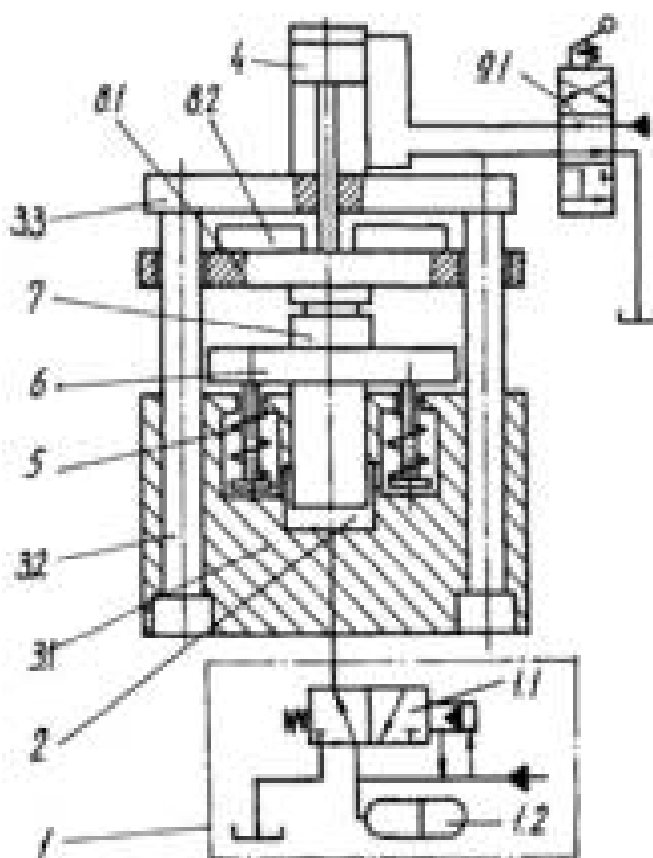


Рисунок 5.14 – Базова конструктивна схема дослідно-промислових зразків вібропресів ІВПМ

Для інтенсифікації процесів формоутворення заготовок складної конфігурації та великих габаритів на основі ІВПМ розроблені нові конструкції вібропресів двостороннього [19] і об'ємного [35] ВУП.

На рис. 5.15 показана схема вібропреса, що забезпечує двостороннє прикладення ударних (миттєвих) імпульсів зовнішніх сил до заготовки. В основу даного конструктивного рішення покладена ідея оснащення ІВПМ додатковим ГП для збудження вібрацій верхньої рухомої поперечини 1, що відповідає застосуванню інерційної схеми навантаження заготовки (див. розд. 5.1) з двома робочими ланками, розташованими зверху і знизу. З цією метою інерційний вантаж 2 виконується у вигляді гідроциліндра 3 приводу вібрацій поперечини 1, що збуджуються за рахунок імпульсів тиску, генерованих віброзбуджувачем 4 „на вході”.

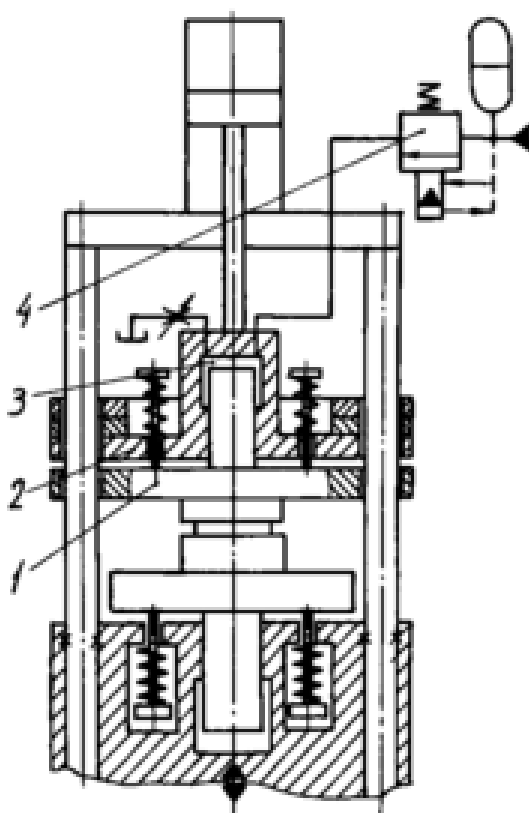


Рисунок 5.15 – Конструктивна схема вібропреса з двостороннім навантаженням

На рис. 5.16 зображена схема вібропреса, у якого робоча ланка передає заготовці окрім основних вертикальних ще й додаткові вібрації відносно двох горизонтальних взаємно перпендикулярних осей координат. Подібна схема навантаження з „об'ємним” прикладенням вібрацій реалізована завдяки оригінальній конструкції робочої ланки 1 з незалежними рухомими плитами 2 і 3, оснащеними напрямними типу „ластів'ячий хвіст”. Прес-форма із заготовкою 4 закріплюється на плиті 3 і навантажується рухомою поперечиною 5, яка з боку пуансона оснащена кульковими напрямними 6 для вільних переміщень плити 3 у

горизонтальній площині. ГП додаткових переміщень плит 2 і 3 включає вібробудувач 7, установлений „на виході” з порожнин плунжерних гідроциліндрів 8.

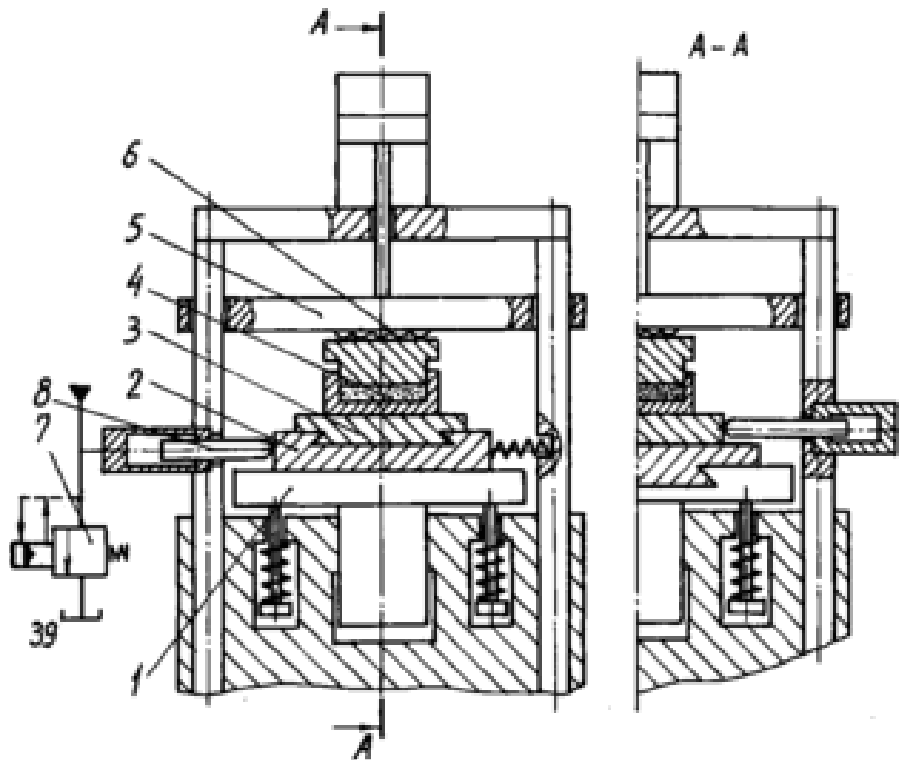


Рисунок 5.16 – Конструктивна схема вібропреса для багатокomпонентно-го трикоординатного навантаження

Серед нових принципових рішень в напрямку розвитку ГП ІВПМ представляє інтерес гідросхема (рис. 5.17), в якій використаний додатковий пневмогидравлічний акумулятор 1, установлений в напірній гідролінії перед одноцикловим гідроакумулятором 2 і вібробудувачем 5. Призначення акумулятора 1 – зменшення енерговитрат в приводі ІВПМ за рахунок накопичення потенціальної енергії робочої рідини в період технологічних пауз.

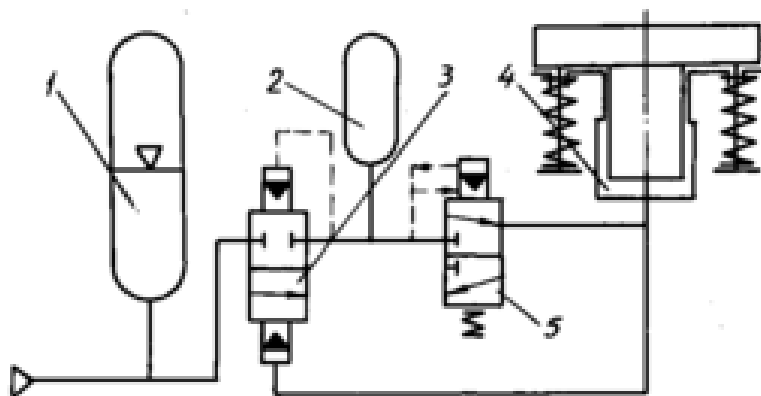


Рисунок 5.17 – Принципова схема гідроімпульсного привода з використанням додаткового пневмогидравлічного акумулятора

Розрядку акумулятора 1 в загальному випадку забезпечує спеціальний розподільно-дозувальний пристрій 3, перемикання якого здійснюється автоматично за величиною тиску в порожнині робочого гідроциліндра 4 або гідроакумулятора 2.

Найпростішим розподільно-дозувальним пристроєм може служити змінний конічний дросель [147], але його практичне застосування утруднено внаслідок обмеженості витратних характеристик за необхідності регулювання режимів приводу ІВПМ, особливо за величиною енергії робочого ходу.

Тому для реалізації заданого технологічного циклу, при розробці ІВПМ з ГП, в якому завдяки застосуванню газогідравлічного акумулятора зменшуються енерговитрати [72], з метою розширення можливостей регулювання параметрів навантаження, застосовується спеціальний розподільно-дозувальний пристрій [43], конструктивна схема якого зображена на рис. 5.18. Даний пристрій виконується у вигляді однокромкового золотника 1 з поршнем керування, торцева порожнина 2 якого з'єднана з напірною лінією, а порожнина 3 поршня керування – з порожниною 4 робочого гідроциліндра вібропреса. В момент досягнення заданої зарядки газогідравлічного акумулятора 5 вмикається гідророзподільник 6, торцева порожнина 3 з'єднується з напірною лінією і золотник 1 зміщується праворуч. В результаті подача робочої рідини в одноцикловий гідроакумулятор 7 ГП здійснюється від акумулятора 5 і насоса приводу.

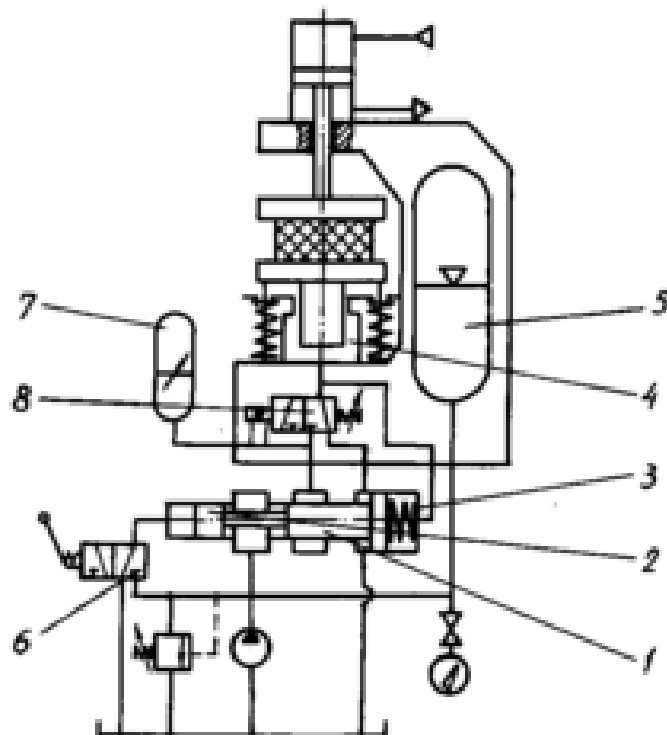


Рисунок 5.18 – Схема гідроімпульсного привода вібропреса ІВПМ з розподільно-дозуючим пристроєм

В разі досягнення в порожнині гідроакумулятора 7 тиску p_1 настройки спрацьовування вібробуджувача 8 останній відкриває доступ робочій рідині в порожнину 4 робочого гідроциліндра, в якій так само як і в з'єднаній з нею порожнині 3 відбувається підвищення тиску. Під дією даного тиску на поршень золотника 1 останній зміщується у вихідне положення. Після завершення розрядки гідроакумулятора 7 і перемиканням вібробуджувача 8 на злив, тиск в порожнині 3 керуючого поршня падає і золотник 1 з'єднує акумулятор 5 з гідроакумулятором 7. Загальне число робочих ходів вібропреса визначається часом розрядки акумулятора 5 від тиску $p_{0max}=p_k$ до p_1 , а також співвідношенням накопиченої в ньому енергії $E_{полн}$ і енергії E_a зарядки гідроакумулятора 7.

Поряд із проведенням перспективних розробок нових принципів і конструктивних схем ІВПМ удосконалюються вузли ГП, зокрема приділяється увага вибору та розробці вібробуджувачів, що мають підвищені швидкодію, витратну спроможність, надійність, довговічність, простоту виготовлення і експлуатації [147].

В ГП ІВПМ звичайно застосовуються двокаскадні вібробуджувачі [239, 240, 243, 244], створені на основі синтезу нових принципів і конструктивних схемних рішень вібробуджувачів зі зворотним зв'язком за тиском [14, 17, 18, 20, 24, 36, 46].

6. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ІНЕРЦІЙНИХ ВІБРОПРЕС-МОЛОТІВ

6.1. Особливості взаємодії рухомих ланок ІВПМ

Усі конструкції ІВПМ (див. рис. 5.11 – 5.18) мають загальну структуру, в якій доцільно виділити два виконавчих механізми, що забезпечують переміщення рухомої поперечини зі змінними масами інерційних вантажів та періодичні коливання робочого столу машини. Вказані механізми мають, відповідно, допоміжний та основний приводи ІВПМ. В якості допоміжного використовується насосний безакумуляторний привід, подача якого постійна, а в якості основного – гідроімпульсний привід, що забезпечує зміну тиску в робочій порожнині гідроциліндра або гідродвигуна поворотної дії згідно із певною періодичною закономірністю, яка визначається тим, як підключений вібророзбуджувач (див. розд. 5.1). Виконавчі механізми ІВПМ розташовуються на верхній та нижній нерухомих поперечинах станини, остання з яких звичайно закріплена на блоці віброізолюваного фундаменту [146, 147].

Вказані особливості структури ІВПМ дозволяють вважати, що його конструкція в загальному випадку містить три основні рухомі ланки:

- рухому ланку I – станину з блоком фундаменту та змонтованими на ній корпусами гідродвигунів виконавчих механізмів;
- рухому ланку II – робочий стіл, жорстко закріплений на плунжері гідродвигуна основного приводу машини;
- рухому ланку III – рухому поперечину зі змінними масами інерційних вантажів, жорстко закріплену на штоці гідродвигуна допоміжного приводу.

Технологічне оснащення ІВПМ кріпиться на робочому столі ланки II (контейнер прес-форми) та рухомій поперечині ланки III (пуансон).

Процес ВУП на ІВПМ залежить від характеру динамічної взаємодії його рухомих ланок, головним чином, II і III (рис. 6.1), в результаті якого заготовка піддається впливу робочого навантаження. Взаємодія починається під час ходу наближення (на схемі не вказано) рухомої ланки III до зіткнення з ланкою II, яка у вихідному положенні нерухома. В процесі даного переміщення ланка III взаємодіє з ланкою I, а під час гальмування (з моменту зіткнення пуансона з заготовкою) – ще і з ланкою II. Хід наближення ланки III завершується попереднім деформуванням заготовки в контейнері прес-форми, закріпленому на ланці II. граничне значення зусилля попереднього деформування відповідає силі ваги ланки III, маса якої встановлюється в залежності від величини припустимого питомого зусилля [40] на поверхні заготовки з боку пуансона, закріпленого на ланці III (див. розд. 3.3).

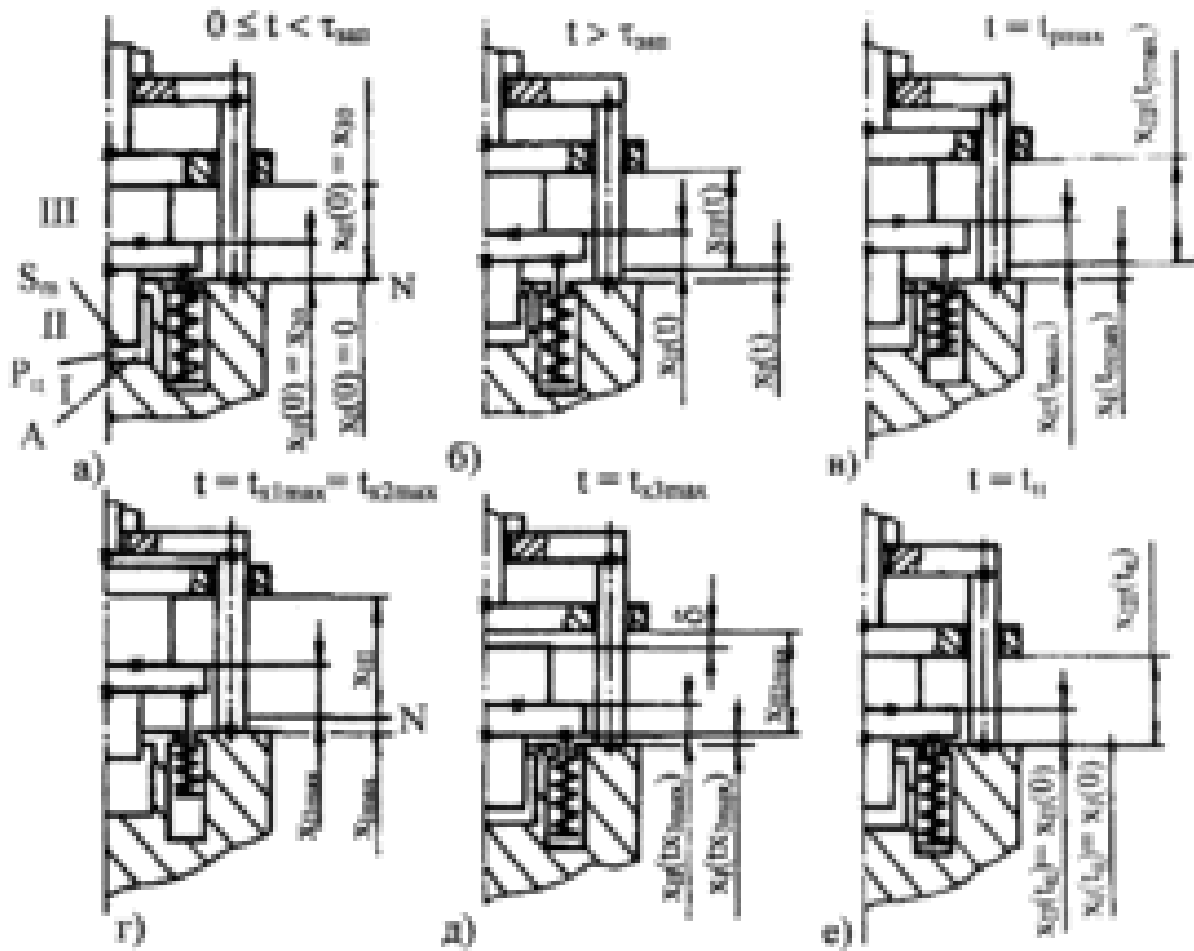


Рисунок 6.1 – Особливості динамічної взаємодії основних рухомих ланок ІВПМ

Хід наближення ланки III ІВПМ аналогічний розглянутому для звичайних статичних процесів, динаміка яких досконало досліджена в роботах [73, 74, 118].

Робочий хід та деформування заготовки починаються після відключення допоміжного приводу та вмикання основного, який створює в робочій порожнині А гідродвигуна тиск, що періодично змінюється. Закон зміни даного тиску $p_u(t) = p_u(t + t_u)$ визначається в залежності від варіанту підключення віброзбуджувача ГП (див. розд. 5.1.1). Для віброзбуджувачів встановлених на “вході”, характерною є зміна тиску в формі симетричного трикутного імпульсу тривалістю τ_p з періодом t_u якщо $t_u > \tau_p$, а для віброзбуджувачів “на виході” – в формі симетричного трикутного імпульсу якщо $t_u \geq \tau_p$ (див. рис. 5.12) Основна відмінність характеру зростання тиску в робочій порожнині А гідродвигуна ІВПМ при підключенні віброзбуджувача “на вході” – більш висока швидкість зростання тиску dp/dt . Експериментально встановлено, що в реальних конструкціях машин з частотою імпульсів 25...30 Гц та амплітудним значенням тиску 10 МПа віброзбуджувач “на вході” забезпечує $dp/dt = 10^{10}$

Па/с, а віброзбуджувач “на виході” – $dp/dt = 2 \cdot 10^9$ Па/с [161, 254]. Дана обставина визначає характер зовнішнього силового впливу на систему рухомих ланок ІВПМ, дозволяючи оцінити можливість заміни короткочасного силового впливу ударним (миттєвим) імпульсом, що суттєво спрощує динамічний аналіз досліджуваної системи (див. розд. 3.2).

Припускаючи, що взаємодія рухомих ланок ІВПМ завершується протягом одного циклу зміни тиску в робочій порожнині А гідродвигуна незалежно від схеми підключення віброзбуджувача, попередній аналіз даної взаємодії можливо виконати характеризуючи послідовні проміжні положення рухомих ланок вібропреса в певні моменти часу для відомих величин тиску. З цією метою вихідне положення рухомої ланки І ІВПМ у початковий момент деформування заготовки (після завершення ходу наближення) позначимо горизонталлю N-N (див. рис. 6.1). Відносно даної горизонталі в кожний момент часу положення рухомих ланок ІВПМ описується відповідними координатами вертикальних переміщень $x_I(t)$, $x_{II}(t)$, $x_{III}(t)$. В результаті дослідження кінематики рухомих ланок ІВПМ встановлені найхарактерніші проміжні положення, що відображують особливості процесу деформування заготовки під час одного повного циклу зміни тиску $p_u(t)$ в робочій порожнині А гідроциліндра або поворотного гідродвигуна нижнього приводу столу машини.

а) Вихідне положення рухомих ланок в момент часу $t=0$ для тиску в порожнині А гідроциліндра $p_u(0)=0$ визначається значеннями координат $x_I(0)=0$, $x_{II}(0)=x_{20}$, $x_{III}(0)=x_{30}$ (рис. 6.1, а), які залишаються незмінними під час збільшення тиску до $p_0 = p_u(\tau_{зан})$ протягом часу $t = \tau_{зан}$. Величина запізнення початку руху залежить від часу накопичення тиску в гідросистемі, необхідного для подолання сил стаціонарного опору.

б) Проміжне положення рухомих ланок при збільшенні тиску до $p_u(\tau_{зан} + \Delta t)$ відповідає робочому ходу машини з моменту часу початку руху для $t > \tau_{зан}$ (рис. 6.1, б).

в) Положення рухомих ланок машини з досягненням в порожнині А гідроциліндра тиску $p_{u,max} = p_u(t_{p,max})$ в момент часу $t = t_{p,max}$ (рис. 6.1, в). Значення параметрів $p_{u,max}$ та $t_{p,max}$ визначаються залежно від схеми підключення віброзбуджувача.

В тих випадках коли віброзбуджувач встановлений „на вході” (див. рис. 5.3, а, б) тиск $p_{u,max}$ залежить від тиску зарядження одноциклового гідроаккумулятора та параметрів гідросистеми, що визначають втрати тиску в лінії „гідроаккумулятор–віброзбуджувач–порожнина гідроциліндра”, а час $t_{p,max}$ відповідає часу t_0 повного відкриття запірної елементи віброзбуджувача (див. розд. 5.1). Для двоходових віброзбуджувачів при визначенні втрат тиску додатково враховуються втрати в зливній лінії, в якій встановлюється регульований дросель [160]. При підключенні

вібробуджувача ГПП „на виході” з порожнини гідроциліндра (див. рис. 5.3, в) величина тиску $\bar{p}_{y,max}$ встановлюється за тиском настройки його спрацьовування $\bar{p}_{y,max} = p_1$, а час $\bar{t}_{p,max}$ визначається з виразу (5.2), що враховує податливість гідросистеми. Положення рухомих ланок ІВПМ з вібробуджувачем „на виході” для тиску $p_{y,max}$ може умовно розглядатись як граничне відносне зміщення в певний момент часу. При цьому $x_{I,max}(t) = x_I(t_{p,max})$, $x_{II,max}(t) = x_{II}(t_{p,max})$, $x_{III,max}(t) = x_{III}(t_{p,max})$. Однак для ІВПМ з вібробуджувачем „на вході” не оснащених додатковими кінематичними обмежувачами переміщень ланок І та ІІ дані співвідношення не можуть бути прийнятними, оскільки для більш високих значеннях dp/dt спостерігається додаткове зміщення рухомих ланок машини під дією власних сил інерції. В такому випадку доцільно розглянути граничні відхилення рухомих ланок в момент часу $t_{ximax}[x_{I,max} = x_I(t_{ximax})$, $x_{II,max} = x_{II}(t_{xII,max})$, $x_{III,max} = x_{III}(t_{xIII,max})]$.

При цьому варто зауважити, що $t_{xI,max} = t_{xII,max}$, а час переміщення рухомої ланки ІІІ в крайнє верхнє положення $t_{xIII,max}$ залежить від механічних властивостей заготовки в процесі деформування. Тому під час дослідження кінематики ІВПМ з вібробуджувачем „на виході” необхідно розглядати ряд додаткових характерних положень його рухомих ланок.

г) положення граничних відносних зміщень рухомих ланок І та ІІ в момент часу $t_{xI,max} = t_{xII,max}$ (рис. 6. 1, г).

д) положення граничного відносного зміщення рухомої ланки ІІІ в момент часу $t_{xIII,max}$, від якого залежить величина накопиченої ланкою ІІІ потенціальної енергії, що передається заготовці в разі подальшої взаємодії рухомих ланок ІІ і ІІІ в результаті падіння тиску в робочій порожнині А гідроциліндра від $p_{y,max}$ до $p_{y,min}$, а також можливе утворення зазору $\delta = x_{III,max} - x_{II}(t_{xIII,max})$, що свідчить про розвантаження заготовки (рис. 6.1, д).

е) положення рухомих ланок ІВПМ в момент завершення циклу ($t = t_u$) в разі зменшення тиску до $p_{y,min} = p_y(t_u)$, яке характеризується координатами $x_I(t_u) = 0$, $x_{II}(t_u) = x_{20}$, $x_{III}(t_u) < x_{30}$ (рис. 6.1, е).

В процесі ВУП заготовки відмічено зміну вихідного положення рухомої ланки ІІІ вібропреса після завершення кожного циклу зміни тиску. В загальному випадку

$$x_{III}(n \cdot t_u) < x_{III}((n-1) \cdot t_u), \quad (6.1)$$

де n – загальна кількість циклів періодичної зміни тиску, для яких відмічається зростання деформації заготовки ($n \geq 1$).

Про завершення процесу ВУП заготовки свідчить відсутність зростання деформації та, відповідно, постійність значення координати вертикального положення рухомої ланки ІІІ. Для кількості циклів $k > n$ характерно

$$x_{III}((k+1) \cdot t_u) = x_{III}(k \cdot t_u) = \text{const}, \quad (6.2)$$

а повна деформація заготовки може бути подана різницею початкового і кінцевого значень вертикальної координати рухомої ланки III

$$\Delta_{\text{деф}} = x_{III}(0) - x_{III}(k \cdot t_u). \quad (6.3)$$

Під час встановлення кінематичних обмежувачів переміщень ланок I та II, в якості яких можуть, наприклад, використовуватись механічні пружини, що працюють на стискання до моменту торкання витків, граничні відхилення рухомих ланок I та II будуть відповідати досягненню в гідросистемі максимального тиску $p_{u,max}$ в момент часу $t_{p,max}$. В подібному випадку положення г) рухомих ланок машини можна не розглядати і обмежитись положенням в).

Інтенсивність процесу деформування заготовки визначається різницею прискорень рухомих ланок I та II. При встановленні вібробуджувача ГП „на вході” в робочу порожнину А гідроциліндра, різниця прискорень ланок II та III може бути суттєвою, як при збільшенні тиску $p_u(t)$ в порожнині А від $p_{u,min}$ до $p_{u,max}$, так і при падінні тиску від $p_{u,max}$ до $p_{u,min}$ в результаті повернення і зупинки у вихідному положенні рухомих ланок I та II. При приєднанні вібробуджувача „на вході” суттєва різниця прискорень відмічається для ланок II і III, головним чином, в разі падіння тиску в гідросистемі, яке супроводжується зустрічним рухом ланок I і II з подальшим їх ударом, а також рухом із запізненням вниз ланки III і її ударом по ланці II. За аналогією із ковальськими машинами ударної дії [124] вказані ударні взаємодії ланок ІВПМ найчіткіше проявляються при достатньо великих величинах їх відносних зміщень, відповідних величинам накопиченої потенціальної енергії (див. рис. 6.1, в, д).

Для оцінювання динамічних параметрів рухомих ланок машини (маси і швидкості яких в момент взаємодії відповідно позначені m_I і v_I – ланка I, m_{II} і v_{II} – ланка II, m_{III} і v_{III} – ланка III) можемо скористатися відомими залежностями [178]. Наприклад, припустивши, що накопичена потенціальна енергія пружин пружного повернення E_y повністю переходить в кінетичну енергію при зустрічному ударі ланок I та II, запишемо співвідношення

$$E_y = 0,5 (m_I v_I^2 + m_{II} v_{II}^2). \quad (6.4)$$

В момент удару ланок I та II відбувається їх гальмування, що супроводжується зміною швидкостей v_I та v_{II} до 0. Якщо врахувати, що $m_I v_I = m_{II} v_{II}$ та $m_I / m_{II} = \alpha_m$, то для визначення швидкості ланки II, на якій розміщена заготовка, можна скористатись залежністю (6.4) у вигляді

$$v_{II} = \sqrt{\frac{2E_y}{m_{II}(\alpha^{-1} + 1)}}. \quad (6.5)$$

Залежність (6.4) дозволяє визначити величину кінетичної енергії рухомої ланки II

$$E_{kII} = 0,5 \cdot m_{II} \cdot v_{II}^2 = E_y \frac{\alpha_m}{\alpha_m + 1}. \quad (6.6)$$

Від характеру удару рухомих ланок, їх матеріалу, наявності демпферів, прокладок і т. п. залежить розрахунковий шлях гальмування h_T рухомої ланки II, за яким легко визначити орієнтовну величину найбільшого прискорення ланки a_{IImax} і, відповідно, величину розрахункового зусилля на заготовці. З цією ж метою можна рекомендувати наближену залежність, яка припускає, що кінетична енергія ланки II витрачається на роботу гальмування при її переміщенні у вихідне положення

$$E_{kII} \approx m_{II} \cdot a_{IImax} \cdot h_T. \quad (6.7)$$

Аналіз виразів (6.4) – (6.7) показує, що при проектуванні ІВПМ для збільшення корисної частини енергії E_y , що передається рухомій ланці II у вигляді енергії E_{kII} , доцільно збільшувати масу рухомої ланки I. Однак за результатами попереднього аналізу взаємодії рухомих ланок ІВПМ встановити оптимальне співвідношення α_m для мас m_I та m_{II} практично неможливо, у зв'язку з чим виникає необхідність у проведенні додаткових досліджень динаміки машини в цілому з врахуванням вимог віброізоляції станини (ланки I), зниження матеріалоемності та ін.

За наявності зазору δ між рухомими ланками I і II ІВПМ енергію ударної впливу на заготовку з боку ланки III можна оцінити за її швидкістю v_{III} в крайньому нижньому положенні, досягнутою в результаті вільного падіння маси m_{III} з крайнього верхнього положення, тобто з висоти x_{IIImax}

$$v_{III} = \sqrt{2 \cdot g \cdot x_{IIImax}}. \quad (6.8)$$

Аналіз особливостей кінематики рухомих ланок показує, що взаємодія рухомих ланок I та II може бути ударною і безударною. Умови виникнення даних взаємодій ілюструються графіком $P-(x_I-x_{II})$ (характеристикою пружин пружного повернення рухомої ланки II), який має асимптоти 0 та $|x_{Imax}|+|x_{IImax}|$ (рис. 6.2), що визначаються лініями відліку початку переміщень рухомих ланок I та II, а також лініями їх граничного відносного зміщення. При цьому граничне зміщення залежить тільки від

величини тиску в гідросистемі, або визначається упорами (функції упорів можуть виконувати самі пружини жорсткістю c_y , що працюють до контакту витків). Кінематичне обмеження руху ланок I та II можливе за умови

$$P_{y \max} \cdot S_{nl} = p(t_{xI \max}) > c_y (|x_{I \max}| + |x_{II \max}|), \quad (6.9)$$

а повернення їх у вихідне положення з ударом – за умови

$$P_{y \min} \cdot S_{nl} = p(t_y) < c_y x_0, \quad (6.10)$$

де x_0 – деформація пружин при попередньому натягу; S_{nl} – площа плунжера гідроциліндра.

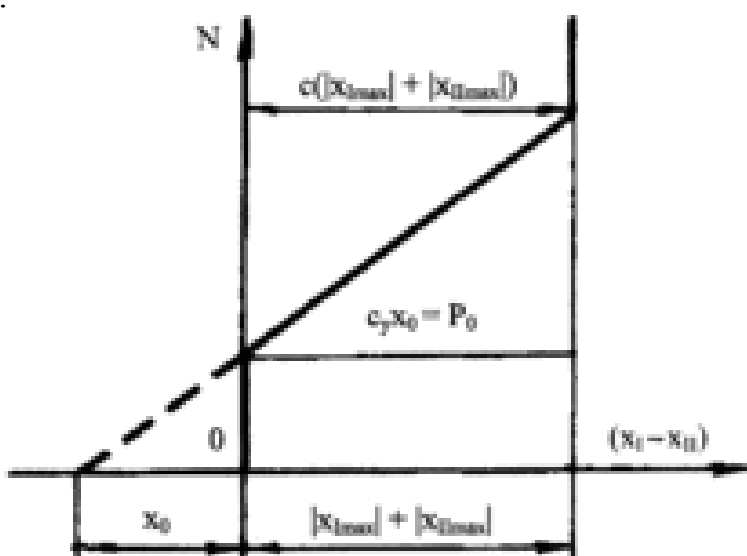


Рисунок 6.2 – Графік характеристик пружин пружного повернення

Якщо величина зовнішнього силового впливу $P(t)$ знаходиться в межах

$$P(t_{xI \max}) < c_y (|x_{I \max}| + |x_{II \max}|) \quad \text{та} \quad P(t_y) > c_y x_0 \quad (6.11)$$

то взаємодія рухомих ланок I та II є безударною.

Характер взаємодії рухомих ланок III з ланкою II залежить від фізико-механічних властивостей оброблюваної порошкової заготовки, що змінюються в процесі деформування (див. розд. 3.3). Звичайно наприкінці процесу деформування взаємодія ланок II та III супроводжується утворенням зазору δ і має ударний характер, тоді як напочатку процесу характер взаємодії є безударним.

В ряді випадків, наприклад, в пресуванні порошкових матеріалів з вмістом з'єднувального матеріалу $<6\%$ технологічним процесом передбачається використання додаткового статичного притискання $P_{ст}$ рухомих ланок III до ланки II (практично до заготовки) [156]. Дане

притискання впливає на формування робочого режиму ІВПМ і застосовується, головним чином, для регулювання параметрів інерційного навантаження заготовки (див. розд. 3.1 і розд. 3.2).

В результаті попереднього аналізу взаємодії рухомих ланок ІВПМ на укрупненому плані отримано уявлення про динаміку їх роботи під дією допоміжного і основного приводів і виділені основні етапи взаємодії рухомих ланок в залежності від схеми підключення вібробуджувача. Вказані дані є вихідними в обґрунтуванні вибору структурної моделі ІВПМ.

6.2. Структурна схема та динамічна модель ІВПМ

В результаті аналізу конструктивних схем ІВПМ (див. розд. 5.3) та попереднього аналізу взаємодії їх рухомих ланок (див. розд. 6.1) з врахуванням особливостей використання основного і додаткового гідроприводів складено узагальнену структурну схему ІВПМ (рис. 6.3), в якій виділяється два незалежних приводу від насосів Q_{H1} та Q_{H2} з відповідними постійними подачами.

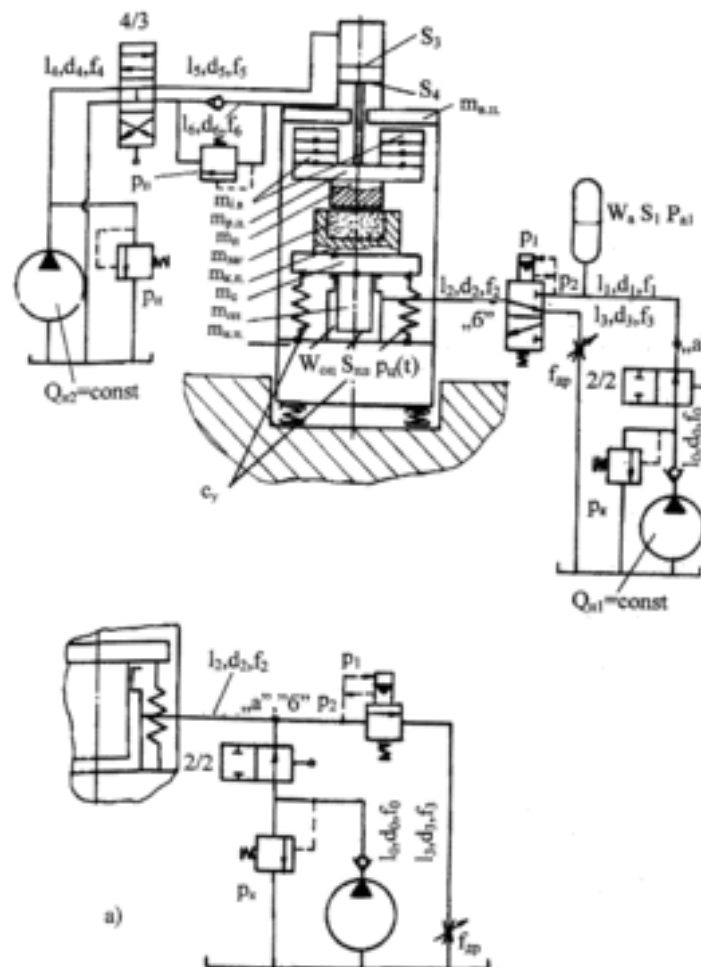


Рисунок 6.3 – Загальна структурна схема ІВПМ (а – структурна схема основного привода при підключенні вібробуджувача „на виході ”)

В допоміжному приводі робоча рідина від насоса Q_{n2} по гідролінії l_4 в залежності від положення золотника розподільника 4/3 надходить по гідролінії l_5 в поршневу або по гідролінії l_6 в штокову порожнину гідродвигуна, а з порожнин, відповідно, штокової та поршневої по гідролініях l_5 чи l_6 – на злив через підпирний клапан, налагоджений на тиск p_n . Такому переміщенню робочої рідини в допоміжному приводі відповідає поступальне переміщення штока гідроциліндра із закріпленою на ньому рухомою поперечною масою $m_{n,n}$ в напрямку до оброблюваної заготовки масою $m_{заг}$ (вниз) або від неї (вверх).

Після завершення установочних переміщень рухомої поперечини в момент її підведення до заготовки золотник розподільника 4/3 перемикається в середнє положення. Здійснюється попереднє деформування заготовки за рахунок сил ваги рухомої поперечини $m_{n,n}$ із закріпленими на ній змінними масами інерційних вантажів $m_{i,n}$ і пуансоном m_n . При цьому робоча рідина від насоса Q_{n2} по гідролінії l_4 перетікає на злив і функції допоміжного приводу можна вважати виконаними (насос Q_{n2} вимикається), крім випадків створення додаткового статичного притискання заготовки (див. розд. 6.1), яке забезпечується при з'єднанні через розподільник 4/3 гідроліній l_4 та l_5 . Після створення додаткового статичного притискання (досягнення в гідросистемі розрахункового тиску спрацювання запобіжного клапана $p_N(p_N > p_n)$) рухома поперечина зупиняється і надлишок робочої рідини з гідроліній l_4 та l_5 , а також з поршневої порожнини гідроциліндра відводиться на злив через запобіжний клапан.

В ГПІ при ввімкненому розподільнику 2/2 напрям подачі робочої рідини від насоса Q_{n1} залежить від схеми підключення вібробуджувача. При підключенні вібробуджувача „на вході”, як показано на схемі (див. рис. 6.3), робоча рідина від насоса Q_{n1} по гідролініях l_0 та l_1 подається в порожнину одноциклового гідроаккумулятора з початковим об'ємом W_0 . При постійній подачі насоса Q_{n1} в результаті стисливості робочої рідини і пружного деформування стінок гідроліній та порожнини гідроаккумулятора відбувається накопичення потенціальної енергії, що супроводжується підвищенням тиску в середовищі робочої рідини до величини $p_{a,max}$, яка відповідає тиску p_1 настройки спрацювання вібробуджувача і з'єднання порожнини гідроаккумулятора через гідролінію l_2 з робочою порожниною гідроциліндра основного приводу. Робоча рідина з початковим тиском $p_{a,max}$ з порожнини гідроаккумулятора надходить в робочу порожнину гідроциліндра і передає накопичену потенціальну енергію рухомим ланкам ІВПМ для виконання робочого ходу при взаємодії з плунжером гідроциліндра, площа якого $S_{пл}$. Процес передачі енергії супроводжується змінами тиску в середовищі робочої рідини, що знаходиться в порожнині гідроциліндра згідно із законом $p_u(t)$, що визначається величиною енергії, яка передається, швидкістю її передачі при спрацюванні вібробуджувача, характером деформування стінок гідролінії l_2 робочої

порожнини гідроциліндра і пружин пружного повернення, а також зміною сил опору руху плунжера з боку заготовки.

Рух мас плунжера $m_{пл}$, стола m_c , контейнера прес-форми $m_{к.п}$ та заготовки $m_{заг}$ відбувається спільно. Періодичність даного руху залежить від характеру спрацьовування віброзбуджувача, який можна подати функцією $F_B(t+t_u)$.

При падінні тиску в середовищі робочої рідини, що знаходиться в порожнині гідроаккумулятора, до величини $p_{a.max}=p_2$, яка відповідає величині тиску закриття віброзбуджувача, доступ робочої рідини з порожнини гідроаккумулятора у гідролінію l_2 переривається і остання з'єднується через канали віброзбуджувача зі зливною гідролінією l_3 . Робоча рідина з робочої порожнини гідроциліндра по гідролініях l_2 та l_3 перетікає на злив, плунжер $m_{пл}$ з приєднаними конструктивними елементами повертається у вихідне положення під дією сил ваги і стиснених пружин пружного повернення, еквівалентна жорсткість яких c_y . Одночасно робоча рідина подається від насоса $Q_{н1}$ по гідролініях l_0 та l_1 в порожнину гідроаккумулятора W_0 , внаслідок чого збільшується запас накопиченої потенціальної енергії, який визначається величиною тиску p_a . При досягненні в підсистемі тиску $p_a=p_{a.max}=p_1$ спрацьовує віброзбуджувач, з'єднуючи порожнину гідроаккумулятора з гідролінією l_2 і від'єднуючи останню від гідролінії l_3 та зливу. Таким чином робоча рідина періодично надходить до порожнини гідроциліндра і створює в ній тиск, що змінюється за законом $p_u(t+t_u)$.

Структурна схема основного приводу ІВПМ при підключенні віброзбуджувача „на виході” показана на рис. 6.3, а. На відміну від схеми під'єднання віброзбуджувача „на вході” гідролінія l_0 через розподільник 2/2 безпосередньо з'єднана з гідролінією l_2 (точки гідросхеми „а” і „б” суміщені), а віброзбуджувач „на виході” під'єднаний до суміщеної точки „а, б”. При ввімкненому розподільнику 2/2 робоча рідина від насоса $Q_{н1}$ по гідролініях l_0 та l_2 надходить до робочої порожнини гідроциліндра, що обумовлює збільшення тиску в останній до величини $p_u(t)=p_{н.д}$ – подолання сил стаціонарного опору руху плунжера.

З моменту початку руху плунжера сили опору зростають в міру деформування пружин пружного повернення і, відповідно, зростає тиск в робочій порожнині гідродвигуна до тиску $p_u(t)=p_1$, при якому спрацьовує віброзбуджувач „на виході” і відкриває доступ робочій рідині з порожнини гідродвигуна по гідролінії l_2 і від насоса $Q_{н1}$ по гідролінії l_0 в гідролінію l_3 і на злив. Під дією сил ваги плунжера $m_{пл}$ і приєднаних до нього конструктивних елементів ІВПМ, а також пружних сил пружин повернення плунжер повертається у вихідне положення і подача робочої рідини з порожнини гідроциліндра на злив через віброзбуджувач переривається. Тиск рідини в гідроциліндрі при цьому падає і стає меншим p_2 – тиску закриття віброзбуджувача (втрати тиску в каналах віброзбуджувача „на виході” і гідролінії l_3 при проходженні через них робочої рідини з подачею

Q_{n1} повинні бути меншими тиску p_2 закриття вібробуджувача для забезпечення його роботоздатності [101]). Після закриття вібробуджувача процес в гідросистемі з набором тиску до p_1 і зниженням до p_2 повторюється з відповідним відкриттям і закриттям вібробуджувача, функцію якого можна показати у вигляді $F'_B(t+t_u)$.

Конструкція станини ІВПМ на структурній схемі (див. рис. 6.3) показана у вигляді двох поперечин – нижньої і верхньої, маси яких відповідно позначені $m_{н.н}$ і $m_{в.н}$. Такий підхід дозволяє враховувати жорсткість станини вібропреса c_c при використанні гідроциліндра допоміжного приводу безпосередньо в процесі ВУП для забезпечення статичного притискання пуансона до заготовки з боку рухомої поперечини або для виконання установочних переміщень поперечини на етапі підготовки до реалізації технологічного процесу, наприклад, для встановлення та знімання контейнера прес-форми. Для запобігання передачі основи з боку станини шкідливих вібрацій остання встановлена на віброізоляторах, характеристика яких у вигляді функції $R_B(x, \dot{x})$, визначає реакцію взаємодії станини з основою.

Аналіз узагальненої структурної схеми показує, що ІВПМ являє собою гідромеханічну систему, що складається з твердих елементів в поєднанні з рідинними елементами. Для дослідження гідромеханічних систем з розподіленими вздовж осей координат параметрами – масою, пружними і дисипативними силами застосовують диференціальні рівняння у частинних похідних [264], загальний розв'язок, яких не завжди прийнятний для прикладних інженерних задач. Також значно ускладнює процес дослідження і нелінійний характер більшості сил, що діють в системі.

Для усунення вищезгаданих складностей при дослідженні гідромеханічної системи ІВПМ використовуємо загальну методику розв'язання прикладних інженерних задач розрахунку та конструювання гідравлічних ковальсько-штампувальних машин [73].

Для гідромеханічної системи ІВПМ виконується умова, що частота періодичної дії вібробуджувача ГП на гідросистему $\square = t_u^{-1}$ менша її першої резонансної частоти. За відомими рекомендаціями [73] виконуючи цю умову, яка оцінюється в залежності від довжини гідролінії l критерієм $l < 300/\square$, можна скласти динамічну багатомасову модель машинної системи з використанням „пружної зосередженої” моделі, в якій рідина має в'язкість і стискається, а канали гідроліній деформуються в поперечному перерізі безінерційно. Основні параметри мас, пружних та деформованих елементів розглядаються приведеними, що дозволяє на основі припущення про незалежність параметрів руху від координати використати звичайні диференціальні рівняння руху [138, 280].

На основі узагальненої структурної схеми ІВПМ (див. рис. 6.3) з врахуванням вищевикладеного можна скласти загальну багатомасову

динамічну модель ІВПМ (рис. 6.4), в якій позначені такі приведені елементи:

$m_{i,ж}$ – маса робочої рідини в гідролінії довжиною l_i , діаметром d_i та площею поперечного перерізу f_i (при $i = 0, 1, 2, \dots, 6$);

m_a – маса рідини в порожнині гідроаккумулятора;

$m_{e,n}, m_{n,n}$ – маса верхньої і нижньої (з приєднаним блоком фундаменту) поперечин ІВПМ, що складають масу станини $m_I = m_{e,n} + m_{n,n}$;

m_{II} – маса робочої ланки ІВПМ, що враховує маси плунжера, стола, контейнера прес-форми і заготовки $m_{II} = m_{nl} + m_c + m_{к.н} + m_{заг}$;

m_{III} – маса рухомої поперечини, що враховує маси змінних інерційних вантажів і пуансона $m_{III} = m_{n,n} + m_n + m_{u,n}$;

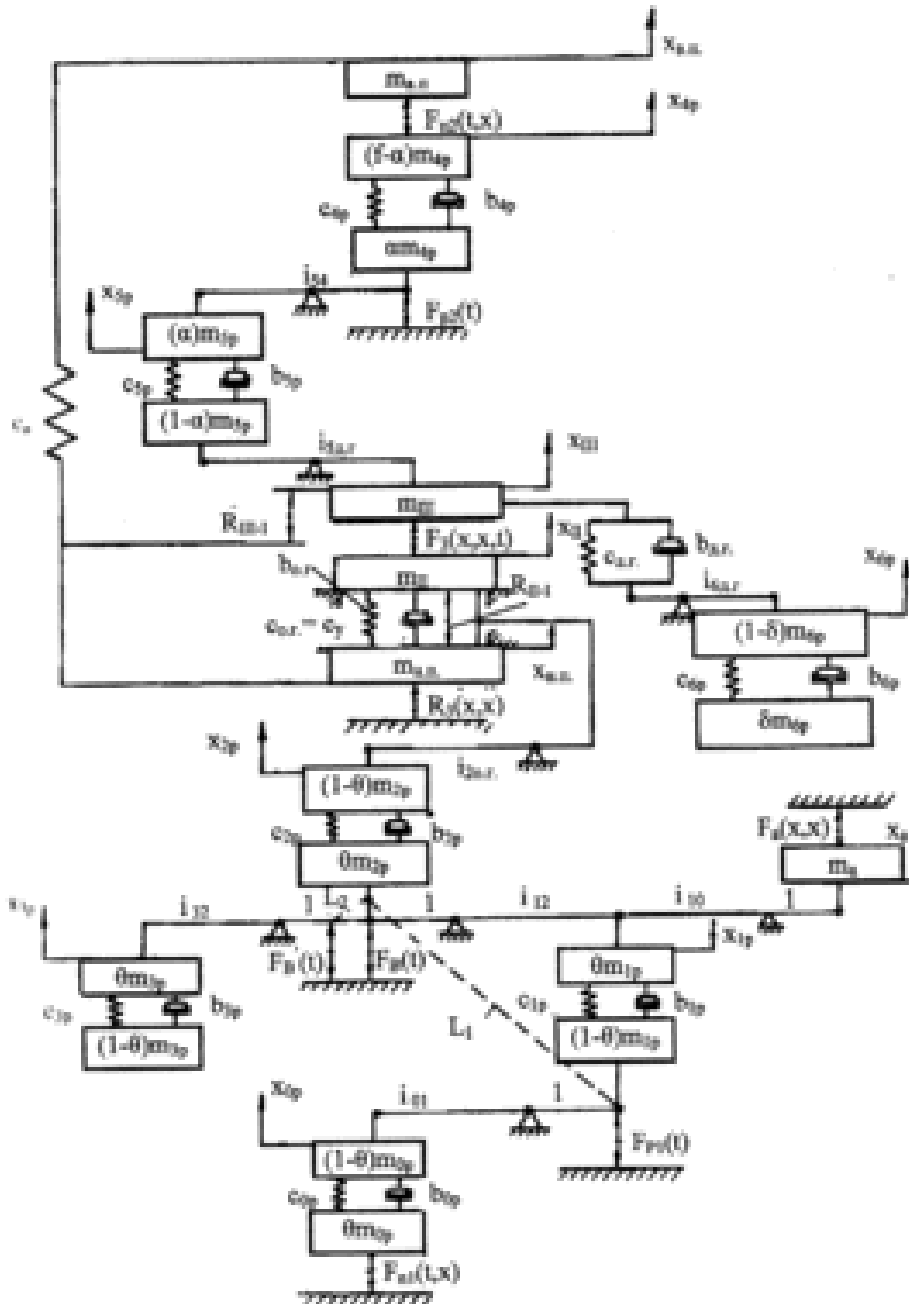


Рисунок 6.4 – Загальна багатомасова динамічна модель ІВПМ

$c_{i.ж}$ – жорсткість гідролінії l_i , заповненої робочою рідиною;
 $c_{в.з}, c_{о.з}$ – жорсткість гідроциліндрів допоміжного та основного приводів з робочою рідиною;
 c_c – жорсткість станини;
 $b_{i.ж}$ – коефіцієнт демпфування гідролінії l_i ;
 $b_{в.з}, b_{о.з}$ – коефіцієнти демпфування в з'єднаннях поршня і штока допоміжного гідроциліндра і плунжера основного гідроциліндра;
 j – передаточне число (j_{01} – від гідролінії l_0 до гідролінії l_1 , j_{12} – від гідролінії l_1 до гідролінії l_2 , $j_{2о.з}$ – від гідролінії l_2 до порожнини гідроциліндра основного приводу, $j_{5в.з}$ – від гідролінії l_5 до порожнини гідроциліндра допоміжного приводу, j_{54} – від гідролінії l_5 до гідролінії l_4 , $j_{6в.з}$ – від гідролінії l_6 до порожнини гідроциліндра допоміжного приводу, $j_{1а}$ – від гідролінії l_1 до порожнини гідроаккумулятора W_a);
 $F_{n1}(t, x), F_{n2}(t, x)$ – функції джерел енергії основного та допоміжного приводів;
 $F_{p1}(t, x), F_{p2}(t, x)$ – функції гідророзподільників основного 2/2 та допоміжного 4/3 приводів;
 $F_e(t+t_u), F'_e(t+t_u)$ – функції віброзбуджувачів основного привода встановлених „на вході” і „на виході”;
 $F_a(x, \dot{x})$ – функція одноциклового гідроаккумулятора;
 $R_{II-I}(\dot{x}), R_{III-I}(\dot{x})$ – функції сил зовнішнього опору руху мас m_{II} та m_{III} відносно станини;
 $R_z(x, \dot{x}, t)$ – функція технологічного опору (деформування заготовки);
 $R_e(x, \dot{x})$ – функція віброізоляторів.

Для аналітичного опису загальної динамічної моделі ІВПМ необхідно скласти систему з вісімнадцяти (за числом ступенів вільності) диференціальних рівнянь руху приведених мас вздовж відповідних осей координат. Дана загальна математична модель ІВПМ може бути розв'язана чисельними методами за допомогою комп'ютера. Істинність отриманої при цьому інформації, наприклад, про характер руху приведених мас машинної системи буде залежати від точності визначення величин коефіцієнтів, що входять до математичної моделі ІВПМ, а також аналітичної форми функцій відповідних змінних.

При розв'язуванні конкретних задач загальну динамічну модель ІВПМ (див. рис. 6.4) можна спростити з врахуванням особливостей роботи самої машинної системи. Наприклад, при розв'язуванні задач проектування допоміжного приводу ІВПМ загальна динамічна модель значно спрощується (рис. 6.5), оскільки в роботі ІВПМ не бере участі основний привід і, відповідно, підсистему від маси $m_{0ж}$ до маси $m_{3ж}$ можна при цьому не розглядати. Як вказувалось вище (див. розд. 6.1), динаміка допоміжного приводу ІВПМ аналогічна динаміці гідропресів з насосним приводом. Тому спрощена динамічна модель ІВПМ з вимкненим основним приводом може бути розглянута як конкретний випадок загальної динамічної моделі ковальсько-штампувальної машини [73]. Докладний

аналіз такої динамічної моделі, а також подальша розробка наближених аналітичних методів її дослідження, вже зроблені раніше і тому, в монографії не наводяться.

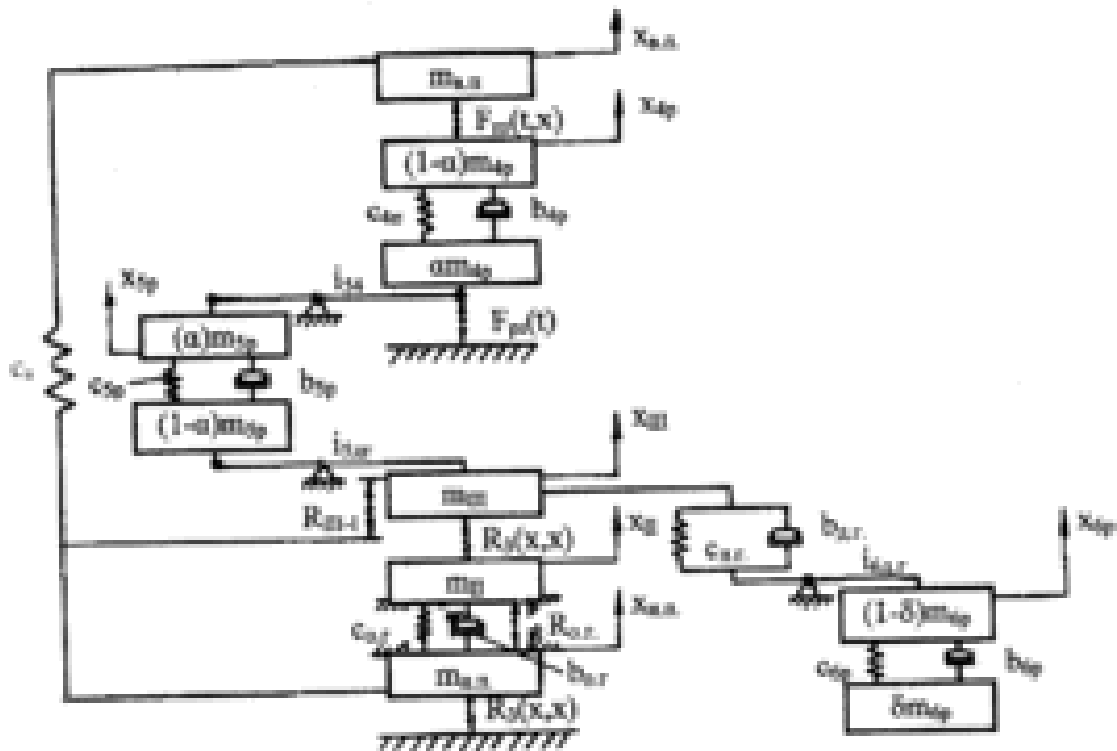


Рисунок 6.5 – Динамічна модель ІВПМ при відключеному основному приводі

Під час перехідного процесу на етапі робочого ходу ІВПМ з інерційним навантаженням заготовки, що реалізується в результаті взаємодії робочої ланки $m_{п.п}$ з рухомою поперечною $m_{п.п}$ при вимкненому допоміжному приводі підсистеми $m_{4.жс}-m_{6.жс}$ в загальній динамічній моделі ІВПМ можна не розглядати. Характер динамічної взаємодії верхньої $m_{в.п}$ і нижньої $m_{п.п}$ поперечин станини в цьому випадку визначається функцією сил зовнішнього опору руху рухомої поперечини $R_{п.п-1}(\dot{x})$. Деформація станини жорсткістю c_c , що виникає під дією вказаних сил, на декілька порядків менша будь-якого з переміщень приведених мас машинної системи. Тому відносне зміщення мас $m_{в.п}$ і $m_{п.п}$ в динамічній моделі ІВПМ для етапу робочого ходу можна не враховувати і обмежитись розглядом переміщення маси станини m_I (рис. 6.6). Припущення про недеформованість станини m_I можна використовувати і для випадків застосування додаткового статичного притискання $P_{ст}$ рухомої траверси $m_{п.п}$ до рухомої ланки $m_{п.п}$ ІВПМ. В реальних конструкціях ІВПМ зусилля $P_{ст}$ визначається величиною питомого статичного притискання ($P_{уд}=0,1...1,0$ МПа [40]) і для заготовок з площею поверхні в плані порядку $2 \cdot 10^{-2}$ м² ($\varnothing=500$ мм) не перевищує $2 \cdot 10^4$ Н. Навіть за мінімальної жорсткості станини, яка рекомендується для одностоякового преса $c_c=8 \cdot 10^8$

Н/м [123], її деформація, що відповідає зусиллю $2 \cdot 10^4$ Н, не перевищує $2 \cdot 10^{-5}$ м. Участь в роботі ІВПМ допоміжного приводу при використанні додаткового статичного притискання у відповідній динамічній моделі (рис. 6.6) враховується послідовним приведенням мас, видаленням передаточних ланок підсистеми $m_{4жс}-m_{6жс}$ і об'єднанням мас $m_{4жс}$, $m_{5жс}$ та m_{III} в одну масу m_{III}^* .

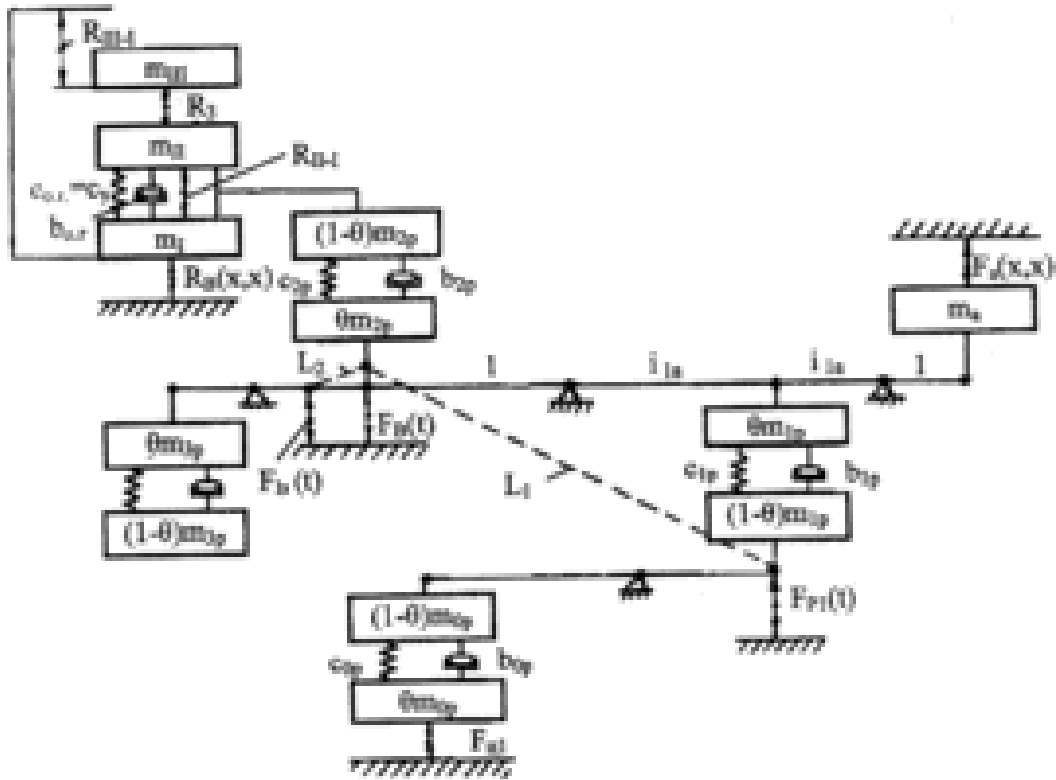


Рисунок 6.6 – Динамічна модель ІВПМ для етапу робочого ходу

При складанні динамічної моделі ІВПМ для етапу робочого ходу взаємодія маси m_{III} (або m_{III}^*) з масою m_I визначається функцією зовнішнього опору руху маси m_{III} у вигляді $R_{III-I}(x, \dot{x})$, яка в загальному випадку враховує також зусилля додаткового статичного притискання, сили пружного деформування і в'язкого демпфування в підсистемі додаткового приводу. Аналіз даної моделі можемо провести чисельними методами, наприклад, шляхом опису її системою одинадцяти диференціальних рівнянь, розв'язання яких реалізується за допомогою комп'ютерної техніки.

Для розробки наближених аналітичних методів розв'язання задач з проектування ІВПМ доцільно провести додатковий аналіз його динамічної моделі (див. рис. 6.6), а саме: підсистеми ГП на основі порівняння відносної величини приведених мас $m_{0жс}-m_{3жс}$ та m_a , послідовності їх взаємодії, а також в залежності від способу підключення і характеру спрацьовування віброзбуджувача ГП, що визначається функцією $F'_e(t+t_y)$, або $F''_e(t+t_y)$.

6.2.1. Аналіз динамічної моделі ІВПМ з вібробудувачем "на вході"

Послідовність спрацювання гідросистеми ГП з вібробудувачем "на вході" розглянемо для етапів зарядки (І етап) і розрядки (ІІ етап) одноциклового гідроаккумулятора.

І етап. При відкритому гідророзподільнику 2/2 і закритому вібробудувачі в роботі бере участь тільки частина підсистеми, що складається з мас $m_{1ж}$, $m_{0ж}$ та m_a . Після необхідних приведенень, пов'язаних з видаленням передаточних ланок і об'єднанням вказаних мас в одну масу m_a^I , дану частину підсистеми ГП подамо одномасовою динамічною моделлю (рис. 6.7, а), в якій маса m_a^I , жорсткість c_a^I , коефіцієнти в'язкого b_a^I та турбулентного ξ_a^I демпфування приведені до перерізу f_1 гідролінії l_1 .

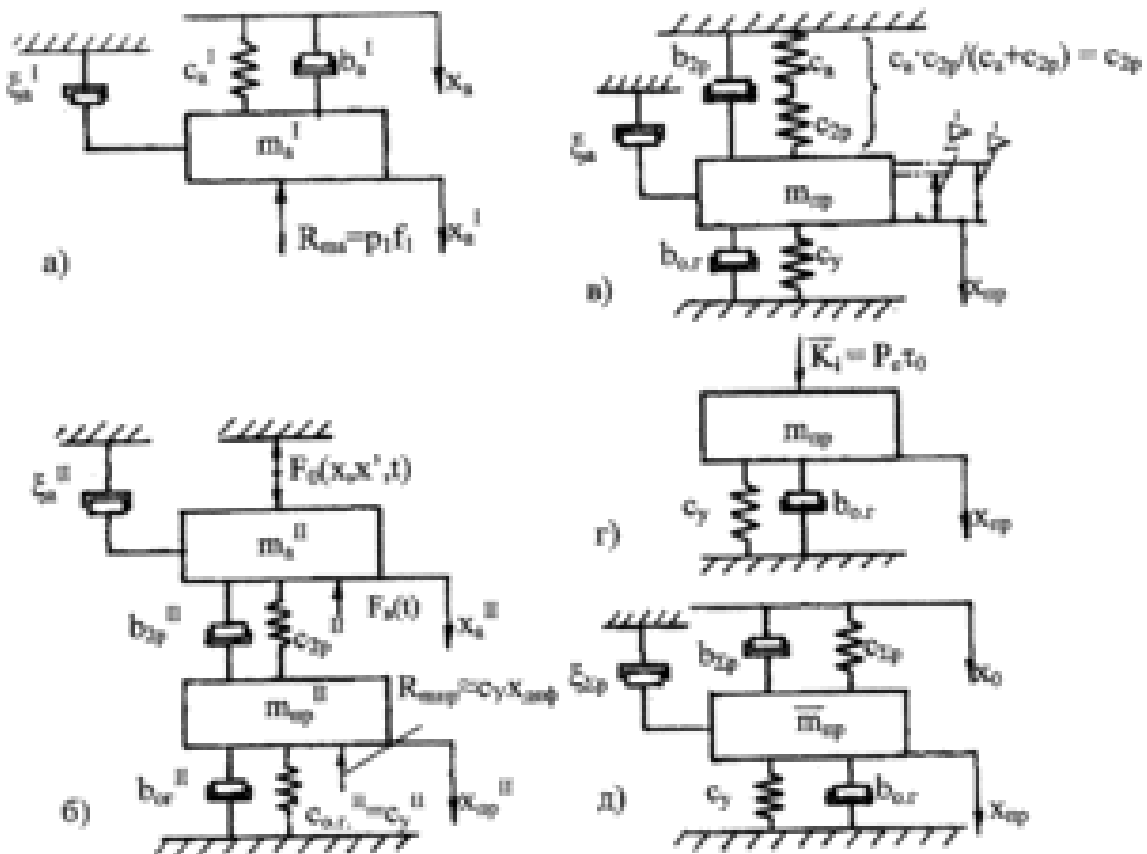


Рисунок 6.7 – Окремі динамічні моделі основних етапів перехідних процесів в підсистемі гідроімпульсного привода з вібробудувачем „на вході” (а, б, в, г) та „на виході” (д)

Приведення параметрів динамічної моделі зарядки гідроаккумулятора (див. рис. 6.7, а) до перерізу f_1 гідролінії l_1 можна виконати за відомою методикою [73] у вигляді

$$m_a^I = \frac{1}{3} \left(\frac{f_1}{f_0} \right)^2 \cdot \rho_{жк} \cdot l_0 \cdot f_0 + \frac{1}{3} \left(\frac{f_1}{f_1} \right)^2 \rho_{жк} \cdot l_1 \cdot f_1 + \frac{1}{3} \left(\frac{f_1}{S_0} \right)^2 \rho_{жк} \cdot W_a;$$

$$c_a^I = \frac{f_1^2 K_{np}}{l_0 f_0 + l_1 f_1 + W_a}; b_a^I = 2 \sqrt{c_a^I \cdot m_a^I} \beta;$$

$$\xi_a^I = f_1^3 \frac{\rho_{жк}}{2} \left(\lambda \frac{(l_0 + l_1)}{d_y \cdot f_1^2} + \frac{\zeta_{ок} + \zeta_{сп}}{f_1^2} \right),$$

де $\zeta_{ок}$ та $\zeta_{сп}$ – коефіцієнти місцевих опорів відповідно на зворотному клапані та гідророзподільнику ($\zeta_{ок}=3$ та $\zeta_{сп}=4$ [1]); β – відносний коефіцієнт демпфірування ($\beta=0,005$ [73]); λ – коефіцієнт гідравлічного тертя в трубопроводах (для турбулентного режиму течії рідини при відносній шорсткості $\Delta=0,06 \dots 0,2 \lambda=0,02$ [1]).

Аналіз динамічної моделі ГПП, що відповідає заряджанню гідроаккумулятора від насоса з постійною подачею $Q_{н1}$, значно спрощується при умові, що маса m_a^I в перерізі приведення нерухома $x_a(t)=0$ і достатньо розглянути рух рідини вздовж координати x_0^I в перерізі гідролінії безпосередньо біля насоса. Використовуючи відомі припущення [57], що дозволяють не враховувати складові даного руху в результаті накладання, наприклад, пульсацій подачі насоса та інших подібних впливів, переміщення x_0^I можемо вважати рівномірним

$$x_0^I = \frac{Q_{н1} \cdot t}{f_0}. \quad (6.12)$$

Тоді закон зміни тиску в гідросистемі з врахуванням деформації пружної ланки c_a^I можна визначити з відомого виразу [73]

$$p(t) = \frac{Q_{н1} \cdot c_a^I}{f_0 \cdot f_1} \cdot t. \quad (6.13)$$

При досягненні в гідросистемі тиску p_1 за час $t_{н.д}$ спрацьовує вібробуджувач і з'єднує гідролінії l_1 та l_2 , що відповідає початку II етапу спрацьовування ГПП.

II етап. Для аналізу процесу розрядки одноциклового гідроаккумулятора в порожнину основного гідроциліндра при відкритті запірного елемента вібробуджувача можна використовувати двомасову динамічну модель, параметри якої приведені до перерізу f_2 гідролінії l_2 (рис. 6.7, б). Маса m_a^{II} відповідає масі рідини в гідросистемі, а маса m_{np}^{II} – масам рухомих ланок ІВПМ m_I, m_{II}, m_{III} , що приведені до центра мас. Модель розглядається без врахування подачі насоса $Q_{н1}$, виходячи із припущення, що процес

розрядки короткочасний і об'єм робочої рідини, що надходить від насоса до гідроциліндра за даний проміжок часу, не впливає на переміщення мас.

Приведення параметрів динамічної моделі процесу розрядки гідроаккумулятора (див. рис. 6.7, б) до перерізу f_2 гідролінії l_2 при нерухомій масі $m_{np}^{II}(x_{np}^{II}=0)$:

$$m_a^{II} = \frac{1}{3} \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 m_a^I + \frac{1}{3} \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 \rho_{жс} \cdot l_2 \cdot f_2 + \frac{1}{3} \left(\frac{f_2}{S_{nl}} \right)^2 \rho_{жс} \cdot W_{оц};$$

$$m_{np}^{II} = \frac{1}{3} \left(\frac{f_2}{S_{nl}} \right)^2 \frac{m_I(m_{II} + m_{III})}{m_I + m_{II} + m_{III}}; c_a^{II} = \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 \cdot c_a^I;$$

$$c_{2жс}^{II} = \frac{f_2^2 K_{np}}{l_2 f_2 + W_{оц}}; b_{2жс} = 2 \sqrt{c_{2жс}^{II} \cdot m_a^{II}} \cdot \beta;$$

$$\xi_a^{II} = f_2^3 \frac{\rho_{жс}}{2} \left(\lambda \frac{l_0 + l_1 + l_2}{d_y f_2^2} + \frac{\zeta_{ок} + \zeta_{сп} + \zeta_{вв}}{f_2^2} \right),$$

де $\zeta_{вв}$ – коефіцієнт місцевого опору віброзбуджувача "на вході" (за експериментальними даними авторів $\zeta_{вв}=13$).

Ґрунтуючись на результатах експериментальних досліджень [160, 218], візьмемо справцювання запірного елемента віброзбуджувача миттєвим (релейним). Таке припущення передбачає для $t=0$ рівність силових функцій віброзбуджувача $F_v(0)$ та одноциклового гідроаккумулятора $F_a(0)$. В результаті маса m_a^{II} починає рух під дією миттєво прикладеної сили $F_a(0)$, величина якої визначається тиском зарядки одноциклового акумулятора p_1 . Характер руху маси m_a^{II} для нерухомої маси $m_{np}^{II}(x_{np}^{II}=0)$ можемо розглядати як затухаючий коливальний процес під дією попередньодеформованої пружини жорсткістю c_a^{II} на величину $x_{a0}^{(II)} = \frac{F_a}{c_a^{II}}$.

Період даних коливань не залежить від турбулентного демпфірування [73] і перехід маси m_a^{II} через положення рівноваги може відбутись за дуже малий проміжок часу

$$t_{a0} = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{\frac{c_a^{II} + c_{2жс}^{II}}{m_a^{II}} - \left(\frac{b_{2жс}}{2m_a^{II}} \right)^2}}, \quad (6.14)$$

що для реальних ГПІ менший 10^{-4} с.

Прийнявши припущення $t_{a0} \rightarrow 0$, для аналізу перехідного процесу розрядки одноциклового гідроаккумулятора можна передбачити миттєве збудження, при якому рух мас m_a^{II} та m_{np}^{II} починається одночасно.

Як показали відомі дослідження [73], коливання маси m_a^{II} мало впливають на переміщення маси m_{np}^{II} . Особливо несуттєвим даний вплив є для реальних ГП ІВПМ, для яких $m_{np}^{II}:m_a^{II} \gg 10$ [147, 160].

Тому переміщення маси m_{np}^{II} можемо розглядати (вважаючи $m_a^{II} \approx 0$), як переміщення, що відбувається під безпосереднім впливом стисненої зусиллям F_a^I пружини (стовпа рідини) жорсткістю $c_{жс}^{II} = \frac{c_a^{II} \cdot c_{2жс}^{II}}{c_a^{II} + c_{2жс}^{II}}$.

Величина даного зусилля знаходиться з умови

$$F_a^{II} = \sqrt{2E_a \cdot c_{жс}^{II}}, \quad (6.15)$$

де $E_a = \frac{p_1^2 \cdot W_a^*}{2K_{np}}$ – енергія, накопичена в гідросистемі до віброзбуджувача

для тиску p_1 ; $W_a^* = W_a + f_0 l_0 + f_1 l_1$ – акумулювальний об'єм системи; K_{np} – зведений модуль її пружності.

Для $c_{2р}^{II} \gg c_a^{II}$ вираз (6.15) перетворюється до вигляду

$$F_a' \approx \sqrt{2E_a \cdot c_a^{II}} = F_a. \quad (6.16)$$

Для аналізу динаміки процесу переміщення маси m_{np} при розрядці гідроакумулятора можна використовувати одномасову модель (рис. 6.7, в), параметри якої зведені до перерізу S_{nl} плунжера основного гідроциліндра.

Зведення параметрів динамічної моделі процесу розрядки гідроакумулятора (див. рис. 6.7, в) до перерізу S_{nl} плунжера гідроциліндра основного приводу для $m_a = 0$ має вигляд

$$\begin{aligned} m_{np} &= \frac{m_I(m_{II} + m_{III})}{m_I + m_{II} + m_{III}}; & c_a &= \frac{S_{nl}^2 K_{np}}{W_a + f_0 \cdot l_0 + f_1 l_1}; \\ c_{2жс} &= \frac{S_{nl}^2 \cdot K_{np}}{l_2 f_2 + W_{оц}}; & c_{жс} &= \frac{c_a \cdot c_{2жс}}{c_a + c_{2жс}}; \\ \xi_{np} &= \left(\frac{S_{nl}}{f_2} \right)^3 \cdot \xi_a^{II}; & b_{2жс} &= 2\sqrt{c_{2жс} \cdot m_{np}} \beta; \\ b_{o.z} &= 2\sqrt{c_y m_{np}} \cdot \beta; & c_y &\approx c_{o.z}. \end{aligned}$$

Переміщення маси m_{np} описується в загальному випадку рівнянням коливань, що згасають

$$m_{np} \cdot \ddot{x}_{np} + \xi_{np} \cdot \dot{x}_{np}^2 + (b_{2жс} + b_{o.r}) \dot{x}_{np} + (c_{жс} + c_y) x_{np} = 0, \quad (6.17)$$

початкові умови якого визначаються вихідною деформацією пружних елементів, яка відповідає величині витраченої енергії.

За початок координати x_{np} беремо положення рівноваги маси m_{np} досліджуваної моделі. Максимальне зміщення маси m_{np} відносно положення рівноваги у вихідному стані ($t=0$) за відсутності втрат енергії на усунення сил стаціонарного опору $R_{m,np}$ визначається деформацією

$$\Delta = \sqrt{\frac{2E_a}{c_{жс} + c_y}}. \quad (6.18)$$

В ІВПМ стаціонарний опір переміщенню маси m_{np} створюється, головним чином, завдяки попередньому натягу пружин пружного повернення $P_0 = c_y x_{деф}$ [147, 160], що дозволяє взяти $R_{m,np} \approx P_0$. Для подолання даного опору до моменту початку руху маси m_{np} витрачається енергія $0,5c_y x_{деф}^2$ і зміщення маси m_{np} з вихідного положення визначається деформацією

$$\Delta_t = \sqrt{\frac{2E_a - c_y x_{деф}^2}{c_{жс} + c_y}}. \quad (6.19)$$

Початкові умови рівняння (6.17), в загальному випадку, знаходяться за допомогою виразу (6.19) і можуть бути записані у вигляді $t'=0$ та $x_{np}(t'=0) = -\Delta_1$, оскільки в часі t процесу розрядки необхідно додатково враховувати час $\tau_{зан}$ – запізнення початку руху маси $m_{np}(t=t'+\tau_{зан})$, що обумовлено подоланням сил стаціонарного опору.

Повному розряджанню одноциклового гідроаккумулятора коли $t' = \tau_p$ повинна відповідати недеформована пружна ланка $c_{жс}$. Такий стан визначається переміщенням маси m_{np} з вихідного положення на величину

$$\Delta_{max} = \sqrt{\frac{2E_a - c_y x_{деф}^2}{c_{жс}}}. \quad (6.20)$$

Координата даного положення маси $m_{np} x_{np}(\tau_p) = \Delta_{max} - \Delta_1$.

Проте, під час розряджання гідроаккумулятора масі m_{np} передається лише частина енергії E_a , величина якої $E_p = \frac{(p_1^2 - p_2^2)W_a^*}{2K_{np}}$ залежить від тиску p_2 закриття вібробуджувача (див. розд. 5.1). Характер зміни тиску в гідросистемі з урахуванням початкових умов (6.19) описується виразом

$$p_y(t') = \frac{c_{жс} + c_y}{S_{нл}} x_{нр}(t'). \quad (6.21)$$

Використовуючи (6.21), знаходимо координату маси $m_{нр}$, при якій завершується процес розрядки гідроаккумулятора за час $t'=\tau_0$

$$x_{нр}(\tau) = -\frac{p_2 S_{нл}}{c_{жс} + c_y}. \quad (6.22)$$

З моменту часу $t'=\tau_0$ пружна ланка $c_{жс}$ не впливає на переміщення маси $m_{нр}$, яка у подальшому розглядається (для $t'>\tau_0$) як тіло, що рухається з початковою швидкістю $\dot{x}_{нр}(\tau_0)=v_{нр.0}$.

Нелінійне рівняння руху маси $m_{нр}$ (6.17) протягом відрізка часу $0 \leq t' \leq \tau_0$ в результаті підстановки $v(x)=\dot{x}(t')$ може бути зведено до рівняння Абеля другого роду, розв'язок якого відомий [167]. Проте, в ГП в'язке демпфування практично не впливає на процес розрядки одноциклового гідроаккумулятора, що дозволяє в рівнянні (6.17) взяти $\frac{1}{m_{нр}}(b_{o.з.} + b_{2жс})\dot{x}_{нр} \approx 0$ і при дослідженні переміщення маси $m_{нр}$ розглядати рівняння

$$\ddot{x}_{нр} + \frac{\xi_{нр}}{m_{нр}} x_{нр}^2 + \left(\frac{c_{жс} + c_y}{m_{нр}} \right) x_{нр} = 0 \quad (6.23)$$

з початковими умовами $t'=0$, $x_{нр}(0)=-\Delta_l$ і граничними умовами $t'=\tau_0$, $x_{нр}(\tau_0)$, знайденими за допомогою (6.19) та (6.22).

Якщо в (6.23) замінити $w(x_{нр})=\dot{x}_{нр}^2(t')$ отримуємо лінійне рівняння

$$\dot{w} + \frac{2\xi_{нр}}{m_{нр}} w + \frac{2(c_{жс} + c_y)}{m_{нр}} = 0. \quad (6.24)$$

Розв'язок рівняння (6.24) відомий [167] і має вигляд

$$\dot{x}_{нр} = \sqrt{C e^{-2\frac{\xi_{нр}}{m_{нр}} x_{нр}} + \frac{m_{нр}(c_{жс} + c_y) \left(1 - 2\frac{\xi_{нр}}{m_{нр}} x_{нр} \right)}{2\xi_{нр}^2}}, \quad (6.25)$$

де

$$C = -\frac{(c_{жс} + c_y)m_{np}}{2\xi_{np}^2} \left(I + 2\frac{\xi_{np}}{m_{np}}\Delta_l \right) e^{-2\frac{\xi_{np}}{m_{np}}\Delta_l}. \quad (6.26)$$

З (6.25) слідує

$$t' = C_1 + f \frac{dx_{np}}{\sqrt{Ce^{-2\frac{\xi_{np}}{m_{np}}x_{np}} + \frac{m_{np}(c_{жс} + c_y)}{2\xi_{np}^2} \left(I - 2\frac{\xi_{np}}{m_{np}}x_{np} \right)}}. \quad (6.27)$$

Підставляючи в (6.27) межі інтегрування $-\Delta_l$ з (6.19) та $x_{np}(\tau_0)$ з (6.22) для $C_1=0$ можна знайти чисельним методом [269] час τ_0 , який відповідає етапу продовження дії зовнішнього силового навантаження на масу m_{np} з моменту початку її руху (див. розд. 3.6).

Час запізнення $\tau_{зан}$ початку руху маси m_{np} також можна знайти за допомогою (6.27), обравши межі інтегрування від $-\Delta$ (6.18) до $-\Delta_l$ (6.19) і визначивши постійну C у виразі (6.25) при початкових умовах $t=0$, $x_{np}(0)=-\Delta$.

Загальна тривалість процесу розряджання одноциклового гідроаккумулятора

$$\tau_p = \tau_{зан} + \tau_0 \leq t'_p \quad (6.28)$$

визначає мінімально допустимий час спрацьовування запірного елемента вібробуджувача t'_p (див. розд. 5.1).

Для дослідження руху маси m_{np} після розряджання гідроаккумулятора (при $t \geq \tau_p$) доцільно використати одномасову динамічну модель (рис. 6.8, г.). Закон руху маси m_{np} з моменту часу $t''=0$ ($t=t''+\tau_p$) описується лінійним рівнянням

$$m_{np}\ddot{x}_{np} + b_{o.z.}\dot{x}_{np} + c_y x_{np} = 0 \quad (6.29)$$

з початковими умовами $\dot{x}_{np}(t''=0) = \dot{x}_{np}(t'=\tau_0) = v_{np.o}$, знайденими за допомогою виразу (6.25) способом підстановки в нього значення $x_{np}(\tau_0)$ з (6.22).

Розв'язок рівняння (6.28) відомий [63] і має вигляд

$$x_{np}(t'') = \frac{v_{np.o}}{\omega^*} e^{-\beta\omega t''} \sin \omega^* t, \quad (6.30)$$

де

$$\omega^* = \omega \sqrt{1 - \beta^2}; \quad \omega = \frac{c_y}{m_{np}}; \quad \beta = \frac{b_{o.z.}}{2\sqrt{m_{np}c_y}}. \quad (6.31)$$

Тривалість τ_0 етапу продовження впливу зовнішньої сили на масу m_{np} для ГП ІВІМ значно менша від періоду її вільних коливань $\frac{2\pi}{\omega}$.

Звичайно їх співвідношення $\frac{\tau_0 \omega_{np}}{2\pi} \approx 0,15 \dots 0,16$, що дозволяє розглядати

процес фактичного переміщення маси m_{np} з моменту часу $t = \tau_{зан}$ під впливом імпульсу сили K_i , допускаючи при визначенні її положення похибку меншу 5% [217]. В цьому випадку можна вважати, що зміни сили в часі (форма імпульсу) несуттєві і розглядати K_i як прямокутний імпульс, що з постійною еквівалентною силою P_e впливає на масу m_{np} протягом часу τ_0 : $K_i = P_e \tau_0$.

Для визначення імпульсу зовнішньої примусової сили можна використати вирази

$$K_u = \sqrt{2E_a c_{жк}} \tau_0 \quad (6.32)$$

та

$$\sqrt{2E_a c_{жк}} = P_e, \quad (6.33)$$

де $\sqrt{2E_a c_{жк}}$ – зусилля стисненої пружини, приведене до перерізу плунжера $S_{пл}$ (див. вираз (6.16)).

З врахуванням вищевикладеного зовнішній силовий вплив упродовж одного періоду T_u можна подати у вигляді

$$P(t) = \begin{cases} 0 & \text{для } 0 \leq t \leq \tau_{зан}, \\ P_e & \text{для } \tau_{зан} \leq t \leq \tau_0, \\ 0 & \text{для } \tau_0 \leq t \leq T_u. \end{cases} \quad (6.34)$$

Беручи $\tau_{зан} = 0$, перетворюємо вираз (6.34) до вигляду

$$P(t) = \begin{cases} P_e & \text{для } 0 \leq t \leq \tau_0, \\ 0 & \text{для } \tau_0 \leq t \leq T_u. \end{cases} \quad (6.35)$$

Період T_u прикладання примусової сили $P(t)$ (див. розд. 3.2) для ГП з віброзбуджувачем “на вході” відповідає періоду спрацьовування останнього t_u (див. розд. 5.1).

На основі (5.7) можна записати

$$T_u = t_u = t_{н.о.} + t'_p, \quad (6.36)$$

а мінімальне значення $T_{u,min}$ встановлюють з урахуванням (6.27).

Для забезпечення постійної роботи ІВПМ період спрацьовування віброзбуджувача повинен бути таким, щоб прикладання імпульсу K_i примусової сили до його рухомих ланок здійснювалось після завершення їх відносного переміщення.

Останнє можливо при виконанні умови $t'_u > \pi \sqrt{\frac{m_{np}}{c_y}}$, яка накладає певні обмеження на вибір конструктивних параметрів машини.

6.2.2 Аналіз динамічної моделі ІВПМ з віброзбуджувачем “на виході”

У випадку підключення віброзбуджувача за схемою “на виході” (див. рис. 6.3, а) в підсистемі ГП відсутня гідролінія l_1 ($m_{l_{жс}}=0$) з одноцикловим гідроаккумулятором ($m_a=0$), а гідролінія l_0 з'єднана з гідролінією l_2 (на рис. 6.4 та рис. 6.6 з'єднання показано пунктирними лініями L_1 і L_2).

Подача робочої рідини на першому етапі спрацьовування гідросистеми від насоса $Q_{н1}$ до порожнини робочого гідроциліндра здійснюється при відкритому гідророзподільнику 2/2. Даний етап складається з двох стадій. Перша відповідає перехідному процесу в гідросистемі, коли тиск в останній не досяг величини p_0 достатньої для подолання сил стаціонарного опору, отже виконавчі ланки ІВПМ є нерухомими. На другій стадії в результаті збільшення тиску в гідросистемі до величини p_1 ($p_1 > p_0$) – спрацьовування запірнього елемента віброзбуджувача, – стіл переміщується відносно станини.

На другому етапі при відкритому запірньому елементі віброзбуджувача відбувається з'єднання порожнини гідроциліндра зі зливним баком і падіння тиску в гідросистемі до величини p_2 .

Покладаючись на результати динамічного аналізу ГП, проведеного при відносному переміщенні рухомих ланок до жорсткого упору [101] і використовуючи методику аналізу перехідних процесів в гідроприводах ковальсько-штампувальних машин з характерною подачею [73], досліджувану підсистему можна представити у вигляді одномасової динамічної моделі (рис. 6.7, д). В даній моделі об'єднані і зведені до перерізу плунжера $S_{нл}$ гідроциліндра маси рідини в підсистемі ГП ($m_{ожс}$, $m_{ог}$, $m_{оц}$) та маси рухомих ланок ІВПМ (зведена маса m_{np}). Жорсткості $c_{\Sigma жс}$,

c_y та коефіцієнти демпфування $b_{\Sigma ж}$, $\square_{\Sigma ж}$ в досліджуваній підсистемі також зведені до перерізу $S_{нл}$. Переміщення об'єднаної маси \bar{m}_{np} вздовж координати \bar{x}_{np} відповідає відносному переміщенню столу та станини ІВПМ.

Використовуючи відому методику [73], закономірність зміни тиску в порожнині гідроциліндра на першому етапі спрацювання гідросистеми можна записати у такому вигляді

$$\bar{p}_u(t) = c_{\Sigma ж} \frac{x_0 - \bar{x}_{np}}{S_{нл}}. \quad (6.37)$$

Для розглядуваної динамічної моделі (див. рис. 6.7, г) переміщення

$$x_0 = \frac{Q_{нл}}{S_{нл}} (\tau_{зан} + t') = \frac{Q_{нл}}{S_{нл}} t'. \quad (6.38)$$

В момент часу $\bar{\tau}_{зан}$, що відповідає початку переміщення маси \bar{m}_{np} ($\bar{x}_{np}=0$), остання деформує пружну ланку $c_{\Sigma ж}$ із зусиллям $R_{mnp} = c_{\Sigma ж} x_0(\bar{\tau}_{зан})$. Дане зусилля для ІВПМ визначається зусиллям попереднього натягу $P_0 = c_y x_{деф}$ пружин пружного повернення.

З урахуванням припущення $c_{\Sigma ж} x_0(\bar{\tau}_{зан}) \approx c_y x_{деф}$ рівняння руху маси m_{np} записується у вигляді

$$\bar{m}_{np} \ddot{\bar{x}}_{np} + \xi_{\Sigma ж} \dot{\bar{x}}_{np}^2 + (b_{\Sigma ж} + b_{o.z.}) \dot{\bar{x}}_{np} + (c_y + c_{\Sigma ж}) \bar{x}_{np} = c_{\Sigma ж} \frac{Q_{нл}}{S_{нл}} t'. \quad (6.39)$$

Використання відомого [73, 101, 160] способу лінеаризації $\xi_{\Sigma ж} \dot{\bar{x}}_{np}^2 + (b_{\Sigma ж} + b_{o.z.}) \dot{\bar{x}}_{np} = bx$ дозволяє отримати загальний розв'язок рівняння (6.39)

$$\begin{aligned} x_{np} = & \frac{c_{\Sigma ж}}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{нл}}{S_{нл}} \cdot t' - \frac{c_{\Sigma ж}}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{нл}}{S_{нл}} \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} \times \\ & \times \frac{e^{-\beta \sqrt{\frac{c_{\Sigma ж} + c_y}{m_{np}}}}}{(\sqrt{1 - \beta^2})^3} \cdot \sin \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} \sqrt{1 - \beta^2} \cdot t', \end{aligned} \quad (6.40)$$

де

$$\beta = \frac{b}{2\sqrt{(c_{\Sigma ж} + c_y)\bar{m}_{np}}}.$$

Для малих $\beta \approx 0$ для визначення тиску в порожнині гідроциліндра замість (6.37) використовується вираз

$$p_u(t') = \frac{c_y x_{деф}}{S_{nl}} + \frac{c_{\Sigma ж} \cdot c_y}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{н1}}{S_{nl}} \cdot t' + \frac{c_{\Sigma ж}^2}{c_{\Sigma ж} + c_y} \times \\ \times \frac{Q_{н1}}{S_{nl}^2} \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} \cdot \sin \sqrt{\frac{c_{\Sigma ж} + c_y}{\bar{m}_{np}}} \cdot t'. \quad (6.41)$$

Для ГП з вібробуджувачем “на виході” максимальний тиск в порожнині гідроциліндра відповідає тиску p_1 настройки спрацьовування запірною елемента вібробуджувача. Досвід експлуатації таких приводів [101, 147, 189] показав, що під час переміщення $\bar{x}_{np} = (1...10)10^{-3}$ м при максимальних тисках в порожнині гідроциліндра 20...32 МПа тиск p_1 повинен вибиратись в межах

$$\frac{c_y x_{деф}}{S_{nl}} < p_1 < 1,1 \frac{c_y x_{деф}}{S_{nl}}. \quad (6.42)$$

Виконання практичних умов (6.39) дозволяє забезпечити максимальну частоту робочих ходів столу ІВПМ.

Аналіз виразу (6.41) показує, що для реальних ГП ІВПМ у випадку виконання умови (6.42) збільшення тиску на $\Delta p = p_1 - \frac{c_y x_0}{S_{nl}}$ відбувається за час τ_0 значно менший періоду коливань тиску

$$T_p = 2\pi \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}}. \quad (6.43)$$

Збільшення тиску Δp відбувається, головним чином, за рахунок коливання тиску рідини в гідросистемі в першій чверті першого коливального циклу з амплітудним значенням

$$A_p = \frac{c_{\Sigma ж}^2}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{н1}}{S_{nl}^2} \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} < \Delta p. \quad (6.44)$$

Час $\bar{\tau}_0$, за який тиск в гідросистемі сягає p_1 , знаходиться з виразу (6.41), в якому допускається, що $\frac{c_{\Sigma ж} \cdot c_y}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{н1}}{S_{нл}^2} \cdot \bar{\tau}_0 \approx 0$. Розв'язок

отриманого тригонометричного рівняння з урахуванням позначень, використаних у виразі (6.44), має вигляд

$$\bar{\tau}_0 = \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} \arcsin \frac{\Delta p}{A_p}. \quad (6.45)$$

З урахуванням особливостей характеру зміни тиску в гідросистемі (6.41) умова (6.42), отримана на основі досліджень, уточнюється

$$\frac{c_y x_{деф}}{S_{нл}} < p_1 \leq \frac{c_y x_{деф}}{S_{нл}} + \frac{c_{\Sigma ж}^2}{c_{\Sigma ж} + c_y} \cdot \frac{Q_{н1}}{S_{нл}^2} \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}} \quad (6.46)$$

Другий етап спрацьовування гідросистеми починається з моменту відкриття запірного елемента віброзбуджувача (при $t' \geq \tau_0$) та з'єднання порожнини гідроциліндра зі зливним баком. Зміна тиску під час спрацьовування віброзбуджувача звичайно відбувається від p_1 до p_2 (див. розд. 5.2) і визначається часом t'_p відкриття запірного елемента, при якому надлишок робочої рідини, що визначає тиск в гідросистемі $p_{ц}(t) > p_2$, перетікає в зливний бак. Причому втрати тиску в зливних гідролініях $p_{сл}$ не повинні перевищувати тиск закриття віброзбуджувача ($p_2 > p_{сл}$), а мінімальна подача рідини через прохідний переріз віброзбуджувача в зливний бак для тиску p_2 повинна відповідати подачі насоса $Q_{н1}$. Проте для малих робочих ходів столу ІВПМ ($< 10^{-2}$ м), що визначають перевищення дійсної подачі рідини Q_d в зливний бак над розрахунковою $Q_{н1}$ при спрацьовуванні віброзбуджувача, зменшення тиску в гідросистемі до $p_{сл}$ може відбутися за час менший часу t'_p відкриття запірного елемента віброзбуджувача.

У випадку виконання умови (6.45) переміщення рухомих ланок ІВПМ, модельованих зведеною масою m_{np} , відбувається незалежно від руху маси рідини в гідросистемі на другому етапі її спрацьовування. Тому переміщення маси m_{np} можна розглядати як результат дії на неї імпульсу зовнішніх примусових сил тривалістю $\bar{\tau}_0$ (див. розд. 6.2.1) та використовувати для дослідження динаміки цього процесу одномасову динамічну модель, показану на рис. 6.7, г.

Вважаючи, що маса рідини в підсистемі ГП з віброзбуджувачем “на виході” мала у порівнянні з масою рухомих ланок m_{np} ($\bar{m}_{np} \approx m_{np}$), а збільшення тиску в гідросистемі за час $\bar{\tau}_0$ максимальне ($\Delta p = A_p$), можна

встановити відношення довжини імпульсу зовнішніх примусових сил до періоду вільних коливань маси m_{np}

$$\bar{\alpha} = 0,25 \sqrt{\frac{c_y}{c_{\Sigma ж} + c_y}}, \quad (6.47)$$

яке для реальних ГП ІВПМ менше 0,1. В цьому випадку з допуском похибки $< 2\%$ примусова сила $P(t') = p_{ц}(t')S_{пл}$ береться постійною протягом часу τ_0 [217]. Для визначення параметрів сили $P(t')$ необхідно обрати тиск p_1 за умовою (6.46) і знайти відповідний йому час $\bar{\tau}_0$ шляхом підстановки

у вираз (6.45) $\Delta p = p_1 - \frac{c_y x_{деф}}{S_{пл}}$ та A_p з (6.44). З використанням вказаних параметрів, вираз для $P(t')$ можна записати у вигляді (див. розд. 6.1.1)

$$P(t') = \begin{cases} P_э & \text{для } 0 \leq t' \leq \tau'_0 \\ 0 & \text{для } \bar{\tau}_0 < t < \bar{T}_у \end{cases}, \quad (6.48)$$

де $\bar{T}_у$ – період її прикладання, мінімальне значення якого визначається

періодом вільних коливань маси m_{np} $\left(\bar{T}_у \geq \pi \sqrt{\frac{m_{np}}{c_y}} \right)$; $P_э = \frac{\bar{K}_i}{\bar{\tau}_0}$ – еквівалентна

сила імпульсу зовнішніх сил $\bar{K}_i = S_{пл} \int_0^{\bar{\tau}_0} \bar{P}_у(t') dt'$, що створюється тиском рідини $p_{ц}(t')$ (6.41) в порожнині основного гідроциліндра за час τ_0 (6.45).

Якщо при визначенні значень імпульсу \bar{K}_i для реальних ГП взяти $\bar{P}_е = p_1 S_{пл}$, то похибка обчислення буде меншою 3%, що дозволяє використовувати даний допуск під час розрахунків примусової сили (6.48).

Період $T_{ц}$ прикладання примусової сили відповідає періоду $t_{ц}$ спрацьовування віброзбуджувача (див. розд. 6.1) і визначається часом t_p' спрацьовування його запірного елемента, часом $\tau_{зап}$ запізнення початку руху і тривалістю τ_0 переміщення маси m_{np} до моменту досягнення в гідросистемі тиску p_1

$$\bar{t}_у = \bar{t}_p' + \bar{\tau}_{зап} + \bar{\tau}_0. \quad (6.49)$$

Підставляючи в (6.49) значення $\tau_{зап}$ (6.48), τ_0 (6.45) та $t_{ц.min}$ (6.48) отримуємо мінімально допустимий час t'_{Pmin} , що є вихідним параметром при проектуванні віброзбуджувача “на виході”.

В загальному випадку короткочасного силового впливу на зведену масу m_{np} за час $\tau_0 \leq \sqrt{\frac{\bar{m}_{np}}{c_{\Sigma ж} + c_y}}$ рівняння руху останньої записується аналогічно (6.30) і має розв'язок у вигляді (6.31) та (6.32).

6.2.3. Аналіз динамічної моделі ІВПМ для заданого силового впливу

Під час розробки єдиної методики розв'язку задач проектування ІВПМ подальший аналіз динамічної моделі (див. рис. 6.6) краще провести на основі спрощеної тримасової динамічної моделі (рис. 6.8), яка враховує взаємодію і можливі відносні переміщення основних рухомих ланок ІВПМ (див. рис. 6.1) в залежності від величини і способу прикладання примусової сили $P(t')$. Закономірність зміни даної сили в підсистемі ГП для випадку під'єднання віброзбуджувача за схемою “на вході” (див. розд. 6.1.1) апроксимується в аналітичній формі функціями (6.30) та (6.35), тоді як для підключення його “на виході” слід використовувати функцією (6.48) (див. розд. 6.2.2).

Для ідентифікації позначень конструктивних параметрів ІВПМ, що використовуються в даному розділі, з прийнятими при моделюванні процесу інерційного навантаження заготовки (див. розд. 3.2 і 4), в тримасовій динамічній моделі використовуються такі позначення: m_1 – маса рухомої ланки m_{II} ($m_1 = m_{II}$); m_2 – маса рухомої ланки m_{III} ($m_2 = m_{III}$); m_3 – маса рухомої ланки m_I ($m_3 = m_I$); $x_k(t')$ – функція переміщення маси m_k ($k = 1; 2; 3$), перша і друга похідна якої $\dot{x}_k(t')$ і $\ddot{x}_k(t')$ визначають відповідно її швидкість та прискорення.

Взаємодія маси m_3 з нерухомою основою або функція віброізоляторів $R_6(x, \dot{x})$ визначається властивостями комплексу паралельно з'єднаних безінерційних віброізоляторів (вважаємо масу віброізоляторів $\ll m_3$) і може бути представлена їх сумарною реакцією R_{3-0} на зміщення $x_3 = x_3(t')$ маси m_3 у вигляді [83]

$$R_{3-0} = c_b x_3 + b_b \dot{x}_3 + r_b \text{sign} \dot{x}_3, \quad (6.50)$$

де c_b , b_b , r_b – відповідно еквівалентні жорсткість, коефіцієнт в'язкого демпфування і сила рухомого тертя в обоймах віброізоляторів.

Взаємодія мас m_3 та m_2 обумовлена наявністю сил сухого і в'язкого тертя в напрямних колонах станини при відносному переміщенні рухомої поперечини та в ущільненнях штоку гідروциліндра допоміжного приводу, який забезпечує додаткове статичне навантаження заготовки зусиллям $P_{ст}$. Дану взаємодію, або функцію сил зовнішнього опору можна подати у

вигляді відповідних силових реакцій R_{3-2} та R_{2-3} ($R_{3-2} = -R_{2-3}$), прикладених до мас m_3 та m_2 :

$$\begin{aligned} R_{3-2} &= b_n(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + r_n \text{sign}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - P_{cm}; \\ R_{2-3} &= b_n(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + r_n \text{sign}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + P_{cm}, \end{aligned} \quad (6.51)$$

де b_n – коефіцієнт в'язкого демпфирування в ущільненні штоку; r_n – сила сухого тертя в напрямних рухомої поперечини.

Взаємодія мас m_1 та m_2 відбувається в процесі навантаження заготовки і визначається функцією її технологічного опору $R_3(x; \dot{x}; t)$. Як показали експерименти (див. розд. 3.3), динамічне зусилля між ланками m_1 та m_2 сягає максимального значення під час навантаження відпресованої заготовки, в якій відсутня пластична деформація. Характер навантаження заготовки в такому стані відповідає деформації тіла з в'язко-пружними властивостями (див. розд. 4), що дозволяє представити силові реакції R_{1-2} та R_{2-1} , що прикладені до мас m_1 та m_2 такими виразами

$$\begin{aligned} R_{1-2} &= c_3(x_1 - x_2) + b_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2); \\ R_{2-1} &= c_3(x_2 - x_1) + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_1), \end{aligned} \quad (6.52)$$

де c_3 – умовна жорсткість заготовки; b_3 – коефіцієнт в'язкого демпфирування заготовки під час її тертя об стінки контейнера прес-форми.

Загальний характер роботи ІВПМ визначається взаємодією мас m_1 та m_2 , які зв'язані між собою механічними пружинами сумарною жорсткістю c_y . Пружини перешкоджають відносному зміщенню даних мас під дією зовнішньої примусової сили $P(t')$. Вказаному зміщенню протидіють також і сили в'язкого тертя в ущільненнях плунжера гідроциліндра. З врахуванням названих факторів вирази для силових реакцій R_{1-2} і R_{2-1} , що прикладені до мас m_3 і m_1 , можна подати у вигляді

$$\begin{aligned} R_{3-1} &= P(t') + c_y(x_3 - x_1) + b_y(\dot{x}_3 - \dot{x}_1); \\ R_{1-3} &= -P(t') + c_y(x_1 - x_3) + b_y(\dot{x}_1 - \dot{x}_3), \end{aligned} \quad (6.53)$$

де b_y – коефіцієнт в'язкого демпфирування в ущільненнях плунжера гідроциліндра основного приводу ($b_y \approx b_{o.r}$).

Закон руху машинної системи, яка подати тримасовою динамічною моделлю (див. рис. 6.8), описується трьома диференціальними рівняннями, які в сукупності являють собою математичну модель системи. Дану математичну модель можна скласти на основі відомого квазістатичного методу [280], згідно із яким рівняння руху мас m_1 , m_2 та m_3 записуються з врахуванням відповідних умов їх рівноваги під дією силових реакцій

$$\begin{cases} -F_{in1} + R_{1-2} + R_{1-3} = 0; \\ -F_{in2} + R_{2-1} + R_{2-3} = 0; \\ -F_{in3} + R_{3-1} + R_{3-2} + R_{3-0} = 0. \end{cases} \quad (6.54)$$

Математична модель ІВПМ, складена згідно із (6.54) після підстановки значень силових реакцій (6.50) – (6.53) і сил інерції $F_{in,i} = m_i \ddot{x}_i$, являє собою нелінійну систему трьох диференціальних рівнянь другого порядку

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + b_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_y(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_3(x_1 - x_2) + \\ + c_y(x_1 - x_3) = P(t'); \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_n(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + r_n \text{sign}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \\ + c_3(x_2 - x_1) + P_{cm} = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_3 \dot{x}_3 + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + b_y(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + r_6 \text{sign}(\dot{x}_3) + \\ + r_n \text{sign}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_6 x_3 + c_y(x_3 - x_1) = P_{cm} - P(t'). \end{cases} \quad (6.55)$$

В реальних конструкціях ІВПМ вплив сухого тертя на динаміку робочого процесу машини практично відсутній ($r_n=r_b$) оскільки в напрямних вузлах рухомої поперечини передбачено використання жирових солідолів УС2, УС3 [126], а у віброізоляторах – гумово-металевих елементів без дисипативних сил тертя [83]. У зв'язку з вищезазначеним, математична модель ІВПМ (6.55) для подальших досліджень може бути представлена лінійною системою

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + b_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_y(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_3(x_1 - x_2) + \\ + c_y(x_1 - x_3) = P(t'); \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_n(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_3(x_2 - x_1) + P_{cm} = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_6 \dot{x}_3 + b_n(\dot{x}_3 + \dot{x}_2) + b_y(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + c_6 x_3 + \\ + c_y(x_3 - x_1) - P_{cm} = -P(t'). \end{cases} \quad (6.56)$$

Лінійна математична модель (6.56) (рис. 6.9, а) дозволяє отримати загальні аналітичні розв'язки виду $x_i = x_i(t')$, за допомогою яких можна дослідити динамічні процеси безударної взаємодії рухомих ланок ІВПМ (див. розд. 6.1), що мають місце для $x_{1н} - x_3 > 0$ (відсутності зіткнень ланок m_1 та m_3) і $x_1 - x_2 > 0$ (відсутності відривів ланки m_2 від заготовки). Порухення даних умов обумовлює певні зміни математичної моделі (6.56), що пов'язані із розривом встановлених зв'язків між рухомими ланками. В результаті цього, відповідні силові реакції у виразі (6.54) скорочуються.

Наприклад, відносно положення рухомих ланок ІВПМ (рис.6.9,б) визначається умовами $x_1-x_3>0$ та $x_1-x_2<0$, що відповідають розриву зв'язку між ланками m_1 та m_2 за рахунок відриву інерційного вантажу від поверхні

заготовки. Для даного випадку силова реакція $R_{1-2} = -R_{2-1} = 0$ (6.52) і система (6.56) перетвориться до вигляду

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + b_y(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_y(x_1 - x_3) = P(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_n(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + P_{cm} = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_6 \dot{x}_3 + b_n(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + b_y(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + \\ + c_6 x_3 + c_y(x_3 - x_1) - P_{cm} = -P(t'), \end{cases} \quad (6.57)$$

а її початкові умови визначаються значеннями параметрів вихідної системи (6.56) в момент порушення зв'язку між ланками m_1 та m_2 для $x_1 - x_2 = 0$.

Таке відносне положення рухомих ланок ІВПМ (рис. 6.9, в) протягом одного циклу навантаження заготовки ($0 \leq t \leq t_{\text{ц}}$) в момент часу $t' = t_{\text{ц}}$ може характеризуватись зіткненням мас m_1 та m_3 для $x_1 - x_3 = 0$ та $x_1 - x_2 < 0$. При цьому, характер зіткнення не є пружним внаслідок використання в конструкціях ІВПМ демпфировувальних елементів [147], що дозволяє вважати коефіцієнт повернення під час удару $\Theta = 0$.

Маси m_1 та m_3 після зіткнення рухаються відносно осі координат x_{1-3} разом, як єдина маса $m_1 + m_3$ з початковою швидкістю

$$\dot{x}_{1-3}(t_y) = \frac{x_1(t_y)m_1 + \dot{x}_3(t_y)m_3}{m_1 + m_3}, \quad (6.58)$$

що визначається із системи рівнянь (6.57) як швидкість руху мас m_1 та m_3 в момент часу $t' = t_y$. Для вказаного відносного положення рухомих ланок ІВПМ математична модель (6.57) матиме вигляд

$$\begin{aligned} (m_1 + m_3) \ddot{x}_{1-3} + b_6 \dot{x}_{1-3} + b_n(x_{1-3} - \dot{x}_2) + c_6 x_{1-3} - P_{cT} &= 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_n(\dot{x}_2 - \dot{x}_{1-3}) + P_{cm} &= 0, \end{aligned} \quad (6.59)$$

де $x_{1-3} = x_1 = x_3$.

Математична модель (6.59) розроблена з врахуванням припущення, що маси m_1 та m_3 після зіткнення взаємно не деформуються, оскільки абсолютна деформація місця їх контакту для $x_1 - x_3 < 0$ на декілька порядків менша від величини робочого ходу машини при $x_1 - x_3 > 0$. Для дослідження динаміки процесу взаємної деформації місця контакту ланок m_1 та m_2 після зіткнення можна використати математичну модель (6.57), в якій еквівалентна жорсткість c_y пружин пружного повернення замінена жорсткістю $c_{\text{кон}}$ місця контакту мас m_1 та m_3 , а початкові умови визначені з виразу (6.57) для $t' = t_y$.

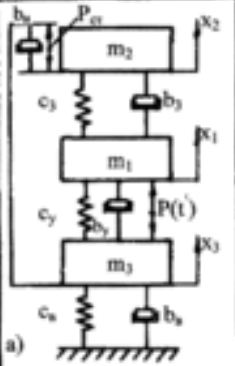
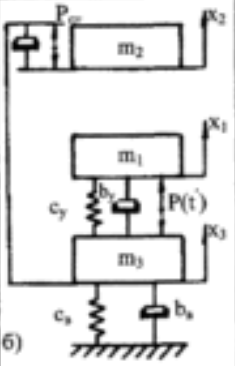
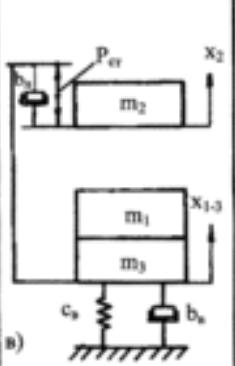
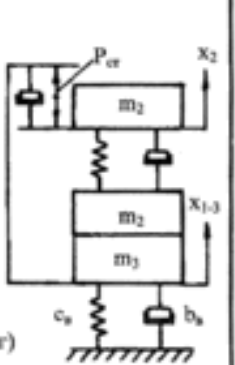
| Граничні умови | $x_1 - x_2 > 0$ $x_1 - x_3 > 0$ | $x_1 - x_2 < 0$ $x_1 - x_3 > 0$ | $x_1 - x_2 < 0$ $x_1 - x_3 = 0$ | $x_{1-3} - x_2 > 0$ $x_1 - x_3 = 0$ |
|--------------------|---|---|--|---|
| Динамічна модель |  |  |  |  |
| Математична модель | (6.56) | (6.57) | (6.59) | (6.60) |

Рисунок 6.9 – Загальна послідовність трансформування динамічної моделі взаємодії рухомих ланок ІВПМ

Для процесу, який характеризується взаємодією маси m_2 з масою $m_1 + m_3$ (рис. 6.9, г), якщо $x_1 = x_3 = x_{1-3}$ і $x_{1-3} - x_2 \geq 0$, які переміщуються вздовж координат x_2 та x_{1-3} , математична модель (6.59) записується з врахуванням силової реакції (6.52) у вигляді

$$\begin{cases} (m_1 + m_3)\ddot{x}_{1-3} + b'_3(\dot{x}_{1-3} - \dot{x}_2) + b_6\dot{x}_{1-3} + b_n(\dot{x}_{1-3} - \dot{x}_2) + \\ + c_3(x_{1-3} - x_2) + c_6x_{1-3} - P_{cm} = 0; \\ m_2\ddot{x}_2 + b'_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_{1-3}) + b_n(\dot{x}_2 - \dot{x}_{1-3}) + c_3(x_2 - x_{1-3}) + P_{cm} = 0. \end{cases} \quad (6.60)$$

Початкові умови системи рівнянь (6.60) визначаються на основі розв'язків системи (6.59) для моменту часу t_y , якщо $x_{1-3} - x_2 = 0$, що відповідає в реальній машині зіткненню інерційного вантажу із заготовкою.

В загальному випадку, вибір послідовності переходу від математичної моделі (6.56) до її окремих форм (6.57) - (6.60) залежить від величин поточних значень координат рухомих ланок ІВПМ в процесі їх взаємодії і встановлюється на основі аналізу розв'язків системи (6.56) у вигляді $x_1 - x_2$ і $x_1 - x_3$. У випадку виявлення серед вказаних розв'язків граничних умов існування розглядуваної моделі, наприклад, у вигляді $x_1 - x_2 = 0$ або $x_1 - x_3 = 0$, здійснюється перехід до іншої її форми, для якої отримані граничні умови існування є початковими. При виборі форми запису математичної моделі ІВПМ для різних етапів віброударного режиму навантаження доцільно використовувати схеми (див. рис. 6.9) можливих варіантів перетворення тримасової динамічної моделі у відповідності із розглядуваними граничними умовами.

7. Дослідження робочих процесів ІВПМ

7.1. Дослідження перехідних процесів взаємодії рухомих ланок ІВПМ

Лінійна математична модель (6.56), яка описує характер взаємодії рухомих ланок ІВПМ, дозволяє визначити особливості зміни механічних, кінематичних і енергетичних параметрів ІВПМ в процесі ВУП заготовки з порошкового матеріалу за умови конкретизації величин конструктивних параметрів машини, закономірностей зміни сил тертя, механічних характеристик заготовки, а також форми і способу прикладання примусової сили.

На першому етапі дослідження закономірностей зміни вказаних параметрів доцільно встановити загальні особливості динамічної моделі ІВПМ (див. рис. 6.9, а). З цією метою, на основі моделі (6.56), нехтуючи впливом діючих на реальну машинну систему сил тертя і зовнішніх сил, представимо математичну модель консервативної системи у вигляді

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_3(x_1 - x_2) + c_y(x_1 - x_2) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_3(x_2 - x_1) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_6 x_3 + c_y(x_3 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (7.1)$$

і визначимо частоти її вільних незгасальних коливань. Методика розв'язання системи однорідних диференціальних рівнянь (7.1) відома [177] і для розглядуваного випадку зводиться до складання характеристичного визначника

$$\begin{aligned} & \begin{vmatrix} m_1 \lambda^2 + c_3 + c_y & -c_3 & -c_y \\ -c_3 & m_2 \lambda^2 + c_3 & 0 \\ -c_y & 0 & m_3 \lambda + c_6 + c_y \end{vmatrix} = \\ & = m_1 m_2 m_3 \lambda^6 + (m_2 m_3 c_3 + m_2 m_3 c_y + m_1 m_3 c_3 + \\ & + c_3 m_1 m_2 + m_1 m_2 c_y) \lambda^4 + (m_3 c_3 c_y + m_2 c_3 c_6 + m_2 c_6 c_y + m_1 c_3 c_6 + \\ & + m_2 c_3 c_y + m_1 c_3 c_y) \lambda^2 + c_3 c_y c_6. \end{aligned} \quad (7.2) \end{aligned}$$

Після ряду перетворень характеристичний визначник (7.2) можна подати багаточленом $\Delta(\lambda)$, для знаходження коренів якого необхідно розв'язати характеристичне рівняння $\Delta(\lambda) = 0$

$$\Delta(\lambda) = \lambda^6 + \left(\frac{c_3 + c_y}{m_1} + \frac{c_3}{m_2} + \frac{c_6 + c_y}{m_3} \right) \lambda^4 + \left(\frac{c_3 c_y}{m_1 m_2} + \frac{c_3 c_6 + c_y (c_3 + c_6)}{m_1 m_3} + \frac{c_3 (c_6 + c_y)}{m_2 m_3} \right) \lambda^2 + \frac{c_3 c_y c_6}{m_1 m_2 m_3} = 0. \quad (7.3)$$

Характеристичному рівнянню (7.3) завжди відповідає диференціальне рівняння шостого порядку відносно вихідних змінного виду

$$x^{VI}(t) + a_0 x^{IV}(t) + a_1 \ddot{x}(t) + a_2 = 0. \quad (7.4)$$

Дане рівняння методом підстановки

$$\tau = \sqrt{a_0} t \quad (7.5)$$

може бути зведено до рівняння з безрозмірними коефіцієнтами

$$x^{(VI)}(\tau) + x^{(IV)}(\tau) + c_1 \ddot{x}(\tau) + c_2 = 0. \quad (7.6)$$

Рівнянню (7.6) відповідає характеристичне рівняння

$$\lambda^6 + \lambda^4 + c_1 \lambda^2 + c_2 = 0, \quad (7.7)$$

в якому $c_1 = \frac{a_1}{a_0^2}$; $c_2 = \frac{a_2}{a_0^3}$.

Для визначення частот системи характеристичне рівняння типу (7.7) методом підстановки $\lambda = i\omega$ [106] зручно звести до частотного рівняння, так само, як і рівняння (7.3)

$$\omega^6 - \omega^4 + c_1 \omega^2 - c_2 = 0. \quad (7.8)$$

$$\omega^6 - \omega^4 \left(\frac{c_3 + c_y}{m_1} + \frac{c_3}{m_2} + \frac{c_6 + c_y}{m_3} \right) + \omega^2 \times \left(\frac{c_3 c_y}{m_1 m_2} + \frac{c_3 c_6 + c_y (c_3 + c_6)}{m_1 m_3} + \frac{c_3 (c_6 + c_y)}{m_2 m_3} \right) - \frac{c_3 c_y c_6}{m_1 m_2 m_3} = 0, \quad (7.9)$$

розв'язок якого відомий [113].

Аналіз рівняння (7.9) показує, що в реальних машинах основними регульованими конструктивними параметрами є жорсткість пружин пружного повернення ($c_y = var$), жорсткість віброізоляторів ($c_6 = var$) і

маса станини з блоком фундаменту ($m_3 = var$), зміна яких суттєво впливає на загальну динамічну характеристику досліджуваної системи.

Дане положення наочно ілюструють графіки, які показують характер зміни основних частот системи зі збільшенням або зменшенням параметрів m_3 та c_y (рис. 7.1). При варіюванні m_3 та c_y основні частоти системи змінюються неадекватно. Наприклад, для випадку $m_3=var$ процес коливань при виконанні умови $m_3(m_1+m_2)>8$ можна розглядати як двочастотний, а для випадку $c_y=var$ при $c_6:c_y>10^2$ і рекомендованому вище співвідношенню мас – як одночастотний. Для вказаних обмежень в першому випадку лише дві частоти ω_1 і ω_2 змінюються в широких межах, а в другому – лише частота ω_1 .

$m_1=100$ кг; $m_2=100$ кг; $c_3=5 \cdot 10^6$ Н/м; $c_6=5 \cdot 10^7$ Н/м; $c_y=var$

| ω, c^{-1} | $m_3, \text{кг}$ | | | | | $c_y, \text{Н/м}$ | | |
|------------------|------------------|---------|---------|---------|---------|-------------------|---------|----------------|
| | 500 | 1000 | 2000 | 3000 | 5000 | 10^3 | 10^5 | $5 \cdot 10^6$ |
| ω_1 | 132,53 | 131,09 | 124,15 | 118,94 | 97,021 | 0 | 22,45 | 124,15 |
| ω_2 | 316,155 | 233,635 | 174,298 | 150,689 | 142,797 | 158 | 158,45 | 174,298 |
| ω_3 | 377,465 | 365,006 | 362,91 | 362,54 | 362,236 | 316 | 317,025 | 362,91 |

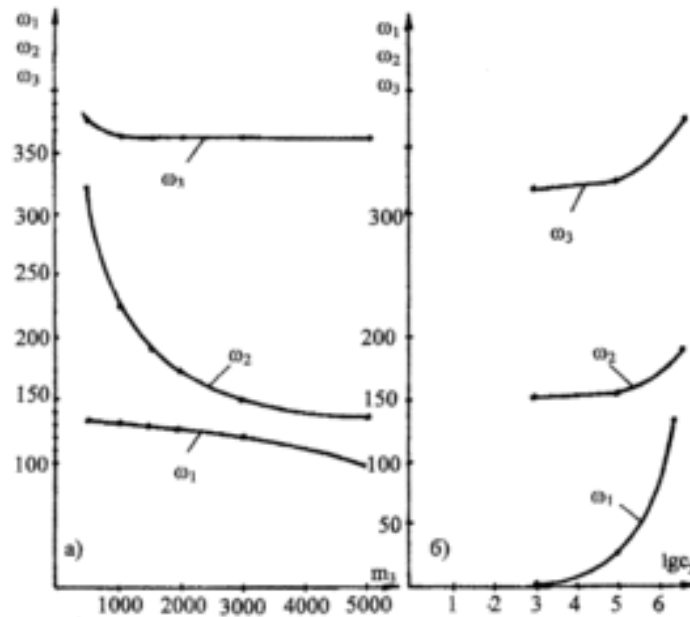


Рисунок 7.1 – Графіки зміни основних частот системи $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ (7.1) зі зміною параметрів m_3 та c_y

Дослідження перехідних процесів в системі на основі математичної моделі (7.1) було проведено за умови впливу на систему постійної миттєвої сили $P=const$.

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_3(x_1 - x_2) + c_y(x_1 - x_3) = P; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_3(x_2 - x_1) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_6 x_3 + c_y(x_3 - x_1) = P. \end{cases} \quad (7.10)$$

Розв'язання задачі Коші [167], яка постає у вигляді (7.10), дає змогу оцінити граничні максимальні значення кінематичних, динамічних і енергетичних параметрів машини в процесі взаємодії основних рухомих ланок і тим самим теоретично обґрунтувати вибір потрібних співвідношень між її конструктивними параметрами, для яких можливе подальше спрощення тримасової динамічної моделі шляхом заміни останньої двомасовою або одномасовою моделями. Система диференціальних рівнянь (7.10) була розв'язана на програмованому калькуляторі методом Рунге-Кутта [195] з використанням стандартної програми [269], яка включає ряд підпрограм. Приклад розв'язку системи (7.10) з використанням в якості даних реальних параметрів ІВПМ-10 поданий на рис. 7.2.

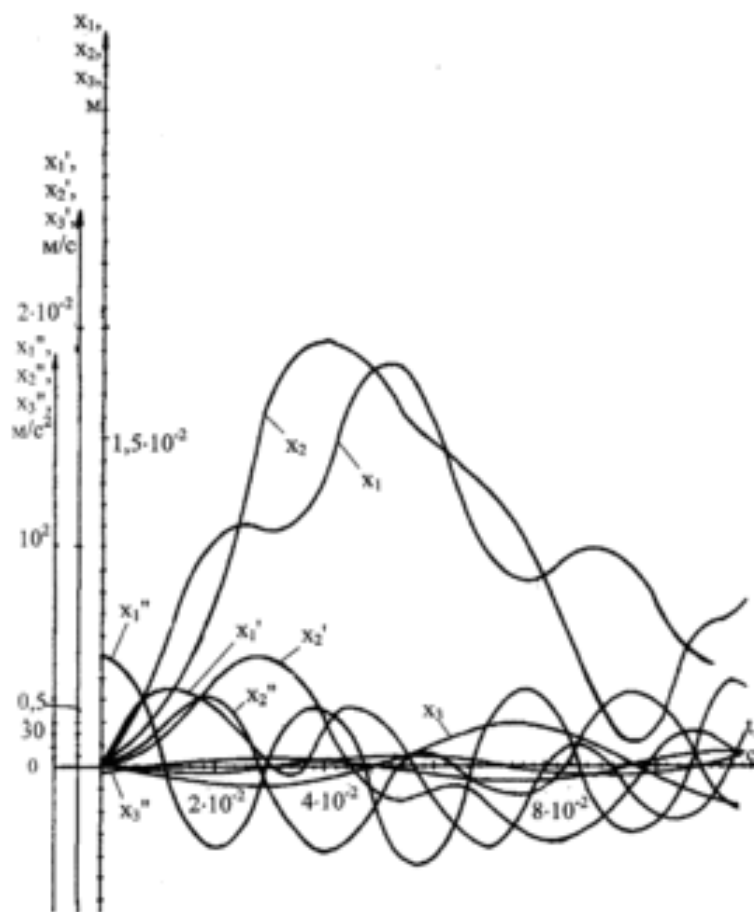


Рисунок 7.2 – Приклад розв'язку системи (7.10) з використанням даних про реальні параметри ІВПМ

В залежності від різних співвідношень величин конструктивних параметрів машини параметри руху її основних ланок можуть суттєво відрізнятися за своїми граничними абсолютними значеннями (рис. 7.3, 7.4). Наприклад, при збільшенні жорсткості заготовки $c_3 > c_y$, що відповідає завершенню процесу пресування і досягнення остаточної густини заготовки (див. розд. 3.3), відмічається збіг координат $x_1 \approx x_2$ переміщення мас m_1 та m_2 (рис. 7.3).

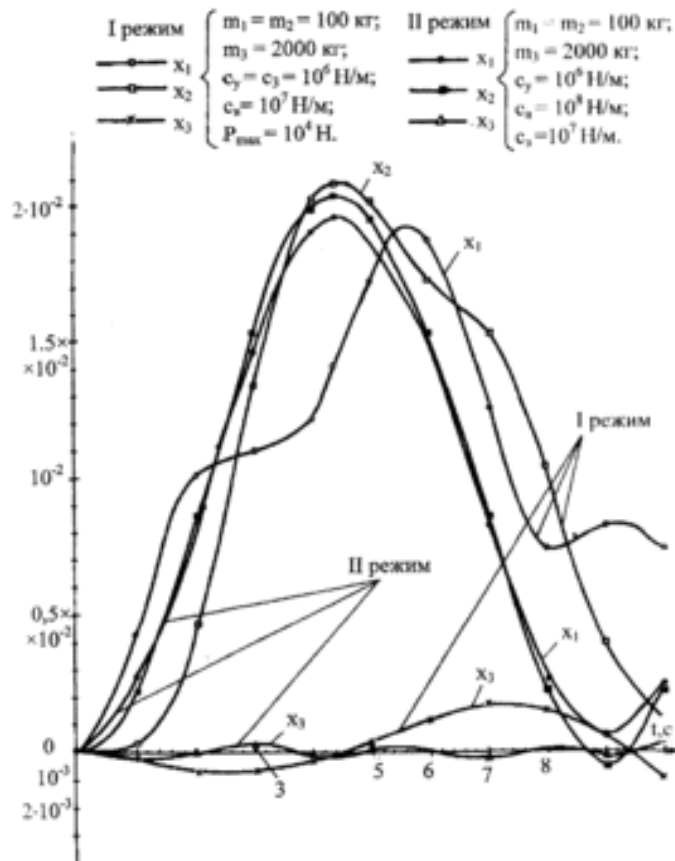


Рисунок 7.3 – Графік переміщення $x_1(t)$, $x_2(t)$, $x_3(t)$ рухомих ланок ІВПМ для різних значень жорсткостей заготовки та віброізоляторів

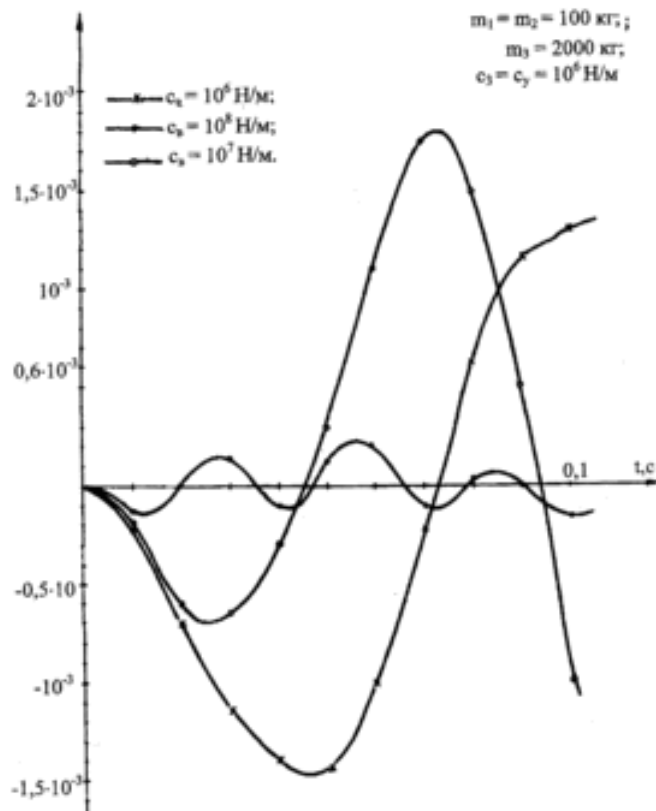


Рисунок 7.4 – Вплив жорсткості віброізоляторів на величину переміщення блока станини

Відмічена особливість дозволяє вважати заготовку абсолютно твердим тілом. Тому на першому етапі досліджень для оцінювання граничних значень параметрів руху мас m_3 та $m_1+m_2=m_{np}$ можна перейти до динамічної двомасової моделі I (рис. 7.5, а), яку доцільно використовувати під час розробки конструкції машини, наприклад, при розв'язанні задач віброізоляції станини і вибору оптимального співвідношення мас рухомих ланок.

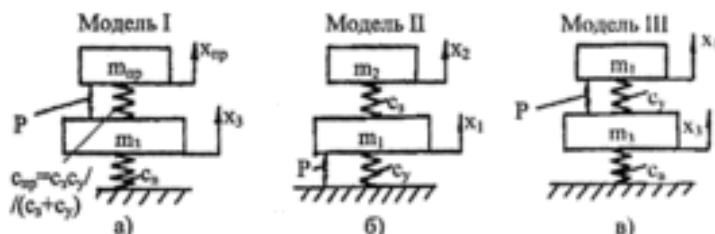


Рисунок 7.5 – Цільові двомасові динамічні моделі

При забезпеченні умов віброізоляції машини, наприклад, за рахунок збільшення жорсткості віброізоляторів $c_2 > c_3 \geq c_1$, переміщення станини x_3 , як правило, на порядок менше переміщень робочого столу x_1 і рухомої траверси x_2 (див. рис. 7.4). В цьому випадку можна вважати, що маса m_3 залишається нерухомою, тобто не впливає на характер переміщень мас m_1 та m_2 . В результаті цього можна перейти до розгляду моделі II (рис. 7.6, б), що відображує взаємодію мас m_1 та m_2 .

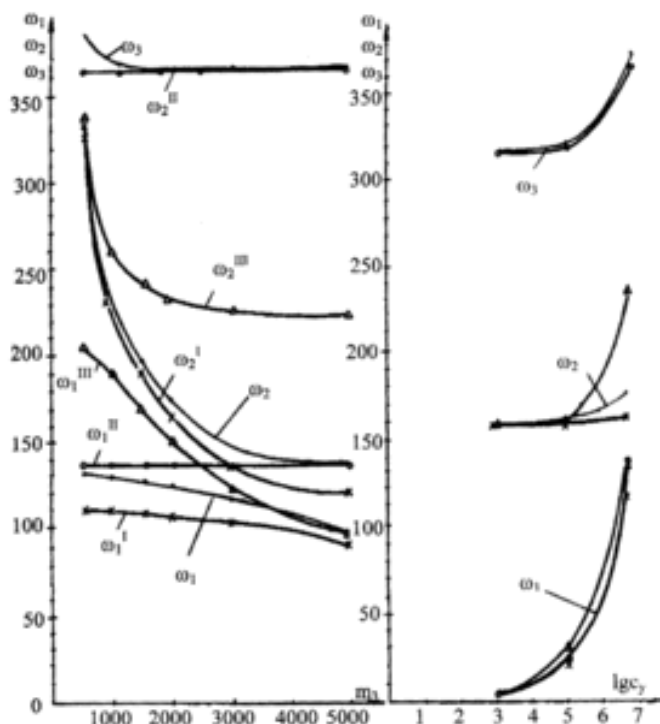


Рисунок 7.6 – Графіки зміни основних частот цільових двомасових моделей (ω_1^I, ω_2^I – модель 1; $\omega_1^{II}, \omega_2^{II}$ – модель 2; $\omega_1^{III}, \omega_2^{III}$ – модель 3) для $m_3=var$ та $c_3=var$

Модель II доцільно використовувати аналогічно моделі I для оцінювання граничних положень мас m_1 та m_2 , що визначають зусилля пресування заготовки і згідно з якими розробляється технологічний процес формоутворення.

При розв'язанні задач проектування на базі ІВПМ струшувальних та ущільнювальних машин, в яких відсутня рухома поперечина з інерційним вантажем [147], можна рекомендувати використання моделі III (див. рис. 7.5, в), яка відрізняється від моделі I (див. рис. 7.5, а) тільки величинами розглянутих конструктивних параметрів $m_{np}=m_1, c_n=c_y$.

Коректність використання у вказаних випадках цільових двомасових моделей I...III (див. рис. 7.5) оцінювалась на основі аналізу та зіставлення їх основних частот з основними частотами тримасової системи (7.1). Для цього були створені математичні моделі відповідних двомасових консервативних систем і визначені їх характеристичні рівняння.

Модель I

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + c_n(x_1 - x_3) = 0; \\ m_3\ddot{x}_3 + c_6x_3 - c_n(x_1 - x_3) = 0, \end{cases} \quad (7.11)$$

де $c_n = \frac{c_3c_y}{c_3 + c_y}$ – зведена жорсткість рухомої ланки масою m_1+m_2 .

Характеристичний визначник системи (7.11)

$$\begin{vmatrix} (m_1 + m_2)\lambda^2 + c_n & -c_n \\ m_3\lambda^2 + c_n + c_6 & \end{vmatrix} = (m_1 + m_2)m_3\lambda^4 + \\ + (m_1 + m_2)(c_n + c_6)\lambda^2 + c_nm_3\lambda^2 + c_n(c_n + c_6) - c_n^2. \quad (7.12)$$

Характеристичне рівняння системи (7.11) у вигляді

$$\lambda^4 + \left(\frac{c_n}{m_1 + m_2} + \frac{c_6 + c_n}{m_3} \right) \lambda^2 + \frac{c_nc_6}{(m_1 + m_2)m_3} = 0 \quad (7.13)$$

за наведеною вище методикою перетворюється в частотне рівняння

$$\omega^4 - \left(\frac{c_n}{m_1 + m_2} + \frac{c_6 + c_n}{m_3} \right) \omega^2 + \frac{c_nc_6}{(m_1 + m_2)m_3} = 0, \quad (7.14)$$

розв'язок якого можна подати виразом

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\left(\frac{c_n}{2(m_1+m_2)} + \frac{c_n+c_6}{2m_3}\right) \pm \sqrt{\left[\left(\frac{c_n}{2(m_1+m_2)} + \frac{(c_n+c_6)}{2m_3}\right)^2 - \frac{c_n c_6}{(m_1+m_2)m_3}\right]}}. \quad (7.15)$$

В якості основних частот досліджуваної системи розглядаються лише дійсні корені рівняння (7.14).

Модель II

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_3 + c_y)x_1 - c_3 x_2 = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_3(x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (7.16)$$

Характеристичне рівняння системи (7.16) після підстановки $\lambda = i\omega$ перетвориться в частотне рівняння вигляду

$$\omega^4 - \left(\frac{c_3 + c_y}{m_1} + \frac{c_3}{m_2}\right)\omega^2 + \frac{c_y c_3}{m_1 m_2} = 0, \quad (7.17)$$

дійсні корені якого визначаються з виразу

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{c_3 + c_y}{2m_1} + \frac{c_3}{2m_2} \pm \sqrt{\left[\left(\frac{c_3}{2m_2} + \frac{(c_3 + c_y)}{2m_1}\right)^2 - \frac{c_3 c_y}{m_1 m_2}\right]}}. \quad (7.18)$$

Модель III

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_y(x_1 - x_3) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_6 x_3 - c_y(x_1 - x_3) = 0. \end{cases} \quad (7.19)$$

Аналогічно після підстановки в характеристичне рівняння системи (7.19) $\lambda = i\omega$ отримується частотне рівняння

$$\omega^4 - \left(\frac{c_6 + c_y}{m_3} + \frac{c_y}{m_1}\right)\omega^2 + \frac{c_y c_6}{m_1 m_3} = 0, \quad (7.20)$$

дійсні корені якого визначаються з виразу

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{c_6 + c_y}{2m_3} + \frac{c_y}{2m_1} \pm \sqrt{\left[\left(\frac{c_y}{2m_1} + \frac{(c_6 + c_y)}{2m_3}\right)^2 - \frac{c_6 c_y}{m_1 m_3}\right]}}. \quad (7.21)$$

Порівняльний аналіз графіків зміни основних частот цільових двомасових моделей I і II при варіюванні параметрів m_3 та c_y (див. рис. 7.6), а також аналогічних графіків змін основних частот тримасової моделі (див. рис. 7.1) показує, що для певних величин параметрів, відповідних прийнятим вище припущенням, основні частоти двомасових систем ω_i^{II} та ω_i^{II} (для $i=1, 2$) достатньо близькі двом з трьох основних частот тримасової системи. Це свідчить про ідентичність динамічних характеристик зіставляваних систем. Наприклад, основні частоти системи ω_1^{II} та ω_2^{II} (модель II) наближаються до значень основних частот ω_1 і ω_2 тримасової системи якщо в останній збільшується маса m_3 , а зі зміною жорсткості c_y – вони практично збігаються. Основні частоти ω_1^{I} та ω_2^{I} (модель I) протягом всього варіювання параметрів m_3 і c_y відрізняються від основних частот ω_1 та ω_2 в середньому не більше ніж на 7–8%.

Для моделі III подібний порівняльний аналіз не є показовим, оскільки збіг її основних частот ω_1^{III} та ω_2^{III} з основними частотами тримасової системи ω_1 і ω_2 залежить, головним чином, від співвідношення мас m_1 та m_2 . Легко показати, що для $m_1 : m_2 \rightarrow \infty$ відхилення $\omega_2^{\text{III}} - \omega_2 \rightarrow 0$.

Досліджуючи динаміку перехідних процесів ІВПМ, робочі ланки яких піддаються впливу зовнішньої примусової сили $P(t')$ (див. розд. 7.2), цільові двомасові моделі I...III можна використовувати для зіставлення відповідних математичних моделей і представити їх розв'язок в аналітичній формі. Для цього моделі I...III замінимо узагальненою двомасовою моделлю (рис. 7.7). Перехід від параметрів узагальненої моделі до конкретних параметрів цільових моделей здійснюється за допомогою табл. 7.1. Математичний опис узагальненої динамічної двомасової моделі з попередньо недеформованими пружними ланками ($t=t'$ для $\tau_{\text{зап}}=0$), які піддаються впливу примусових сил $P_1(t)$ та $P_2(t)$, прикладених до мас m_1 і m_2 , які змінюються за довільним законом, представимо системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} \bar{m}_1 \ddot{x}_1^* + c_1(x_1^* - x_2^*) = P_1(t); \\ \bar{m}_2 \ddot{x}_2^* - c_1(x_1^* - x_2^*) + c_2 x_2^* = P_2(t) \end{cases} \quad (7.22)$$

з початковими умовами $x_1^*(0) = x_2^*(0) = 0$ та $\dot{x}_1^*(0) = \dot{x}_2^*(0) = 0$.

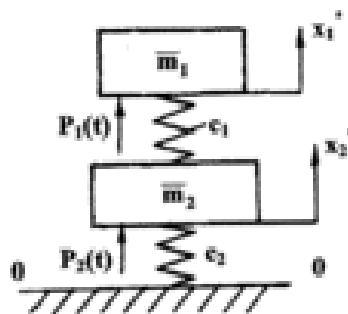


Рисунок 7.7 – Загальна двомасова динамічна модель

Таблиця 7.1 – Взаємозв’язок параметрів загальної динамічної моделі та параметрів цільових динамічних моделей

| Модель | Загальна модель | Модель I | Модель II | Модель III |
|---------------------------------|-----------------|---------------------------|------------|------------|
| Параметри досліджуваних моделей | \bar{m}_1 | $m_1 + m_2 = m_{np}$ | m_2 | m_1 |
| | \bar{m}_2 | m_3 | m_1 | m_3 |
| | x_1^* | x_{1np} | x_2 | x_1 |
| | x_2^* | x_3 | x_1 | x_3 |
| | c_1 | $c_6 = c_y c_6 / c_y c_2$ | c_3 | c_y |
| | c_2 | c_6 | c_y | c_6 |
| | $P_1(t)$ | $P(t)$ | 0 | $P(t)$ |
| | $P_2(t)$ | $-P(t)$ | $P(t)$ | $-P(t)$ |
| | P_{y1} | P_{y1-3} | P_{y1-2} | P_{y1-3} |
| | P_{y2} | P_{y3-0} | P_{y2-0} | P_{y3-0} |

Запишемо визначники системи (7.22) в операторній формі, використовуючи поняття оператора $P = \frac{d}{dt}$ [106]. Головний визначник системи за аналогією із (7.7) записується виразом

$$\Delta(P) = \bar{m}_1 \bar{m}_2 \lambda^4 + (\bar{m}_1(c_1 + c_2) + \bar{m}_2 c_1) \lambda^2 + c_1 c_2, \quad (7.23)$$

а визначники $\Delta_1(P)$ та $\Delta_2(P)$ відповідно знаходяться у вигляді

$$\Delta_1(P) = \begin{vmatrix} P_1(t) & -c_1 \\ P_2(t) & \bar{m} \lambda^2 + c_1 + c_2 \end{vmatrix} = \bar{m}_2 \ddot{P}_1(t) + (c_1 + c_2) P_1(t) + c_1 P_2(t); \quad (7.24)$$

$$\Delta_2(P) = \begin{vmatrix} \bar{m}_1 \lambda^2 + c_1 & P_1(t) \\ -c_1 & P_2(t) \end{vmatrix} = \bar{m}_1 \ddot{P}_2(t) + c_1 P_2(t) + c_1 P_1(t). \quad (7.25)$$

Враховуючи, що $x_1^{*IV} \Delta(P) = \Delta_1(P)$ та $x_2^* \Delta(P) = \Delta_2(P)$, отримуємо відносно невідомих x_1^* і x_2^* диференціальне рівняння четвертого порядку

$$x_1^{*IV} + \left(\frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_2} + \frac{c_1}{\bar{m}_1} \right) \ddot{x}_1^* + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} x_1^* = \frac{I}{\bar{m}_1} \ddot{P}_1(t) + \frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(t) + \frac{c_1}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_2(t) \quad (7.26)$$

з початковими умовами

$$x_1^*(0) = \dot{x}_1^*(0) = 0, \quad \ddot{x}_1^*(0) = \frac{P_1(0)}{\bar{m}_1}, \quad \ddot{\ddot{x}}_1^*(0) = \frac{\dot{P}_1(0)}{\bar{m}_1}; \quad (7.27)$$

та

$$x_2^{*IV} + \left(\frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_2} + \frac{c_1}{\bar{m}_1} \right) \ddot{x}_2^* + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} x_2^* = \frac{I}{\bar{m}_2} \ddot{P}_2(t) + \frac{c_1}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_2(t) + \frac{c_1}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(t) \quad (7.28)$$

з початковими умовами

$$x_2^*(0) = \dot{x}_2^*(0) = 0, \quad \ddot{x}_2^*(0) = \frac{P_2(0)}{\bar{m}_2}, \quad \ddot{\ddot{x}}_2^*(0) = \frac{\dot{P}_2(0)}{\bar{m}_2}. \quad (7.29)$$

Загальні розв'язки неоднорідного лінійного диференціального рівняння четвертого порядку можна записати у вигляді [106]

$$x^*(t) = \sum_{k=0}^3 x^{*(k)}(0) X_k(t) + \int_0^t \Phi(y) \left(\frac{I}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \sin \omega_1(t-y) - \frac{I}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \sin \omega_2(t-y) \right) dy, \quad (7.30)$$

де $x^{*(k)}$ – початкові умови, які задовольняють диференціальне рівняння для $k = 0, 1, 2, 3$; $X_k(t)$ – реакція системи на одиничне збурення в початкових параметрах; $\Phi(y)$ – навантажувальна функція в правій частині диференційного рівняння.

Для $k = 0, 1, 2, 3$ реакція системи $X_k(t)$ визначається таким виразом

$$\begin{aligned}
X_0(t) &= \frac{\omega_2^2}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \cos \omega_1 t - \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \cos \omega_2 t; \\
X_1(t) &= \frac{\omega_2^2}{\omega_1} - \frac{\sin \omega_1 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} - \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2}; \\
X_2(t) &= \frac{\cos \omega_1 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} - \frac{\cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2}; \\
X_3(t) &= \frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)},
\end{aligned} \tag{7.31}$$

де ω_1, ω_2 – основні частоти системи.

Тоді з врахуванням (7.30) та (7.31) розв’язок системи (7.22) для загального випадку прикладання навантажень запишемо у вигляді

$$\begin{aligned}
x_1^*(t) &= \frac{P_1(0)}{\bar{m}_1} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} (\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t) + \frac{\dot{P}_1(0)}{\bar{m}_1} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \times \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2} \right) + \\
&+ \int_0^t \left(\frac{1}{\bar{m}_1} \dot{P}_1(y) + \frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(y) + \frac{c_1}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_2(y) \right) \times \left(\frac{\sin \omega_1(t-y)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t-y)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy,
\end{aligned} \tag{7.32}$$

$$\begin{aligned}
x_2^*(t) &= \frac{P_2(0)}{\bar{m}_2} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} (\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t) + \frac{\dot{P}_2(0)}{\bar{m}_2} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \times \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2} \right) + \\
&+ \int_0^t \left(\frac{1}{\bar{m}_2} \dot{P}_2(y) + \frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_2(y) + \frac{c_1}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(y) \right) \times \left(\frac{\sin \omega_1(t-y)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t-y)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy.
\end{aligned} \tag{7.33}$$

На основі системи диференціальних рівнянь (7.22) можна визначити пружну силу взаємодію між ланками досліджуваної системи. Для цього введемо позначення

$$P_{y1} = c_1(x_1^* - x_2^*) \quad \text{та} \quad P_{y2} = c_2 x_2^*, \tag{7.34}$$

де P_{y1} – пружна сила взаємодія між ланками \bar{m}_1 і \bar{m}_2 ; P_{y2} – пружна сила взаємодія між ланкою \bar{m}_2 та нерухомою основою.

Перетворюємо систему (7.22) до вигляду

$$\begin{cases} \ddot{x}_1^* - \ddot{x}_2^* + \frac{c_1(\bar{m}_1 + \bar{m}_2)}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} (x_1^* - x_2^*) - \frac{c_2}{\bar{m}_2} x_2^* = \frac{P_1(t)}{\bar{m}_1} - \frac{P_2(t)}{\bar{m}_2}; \\ \ddot{x}_2^* - \frac{c_1}{\bar{m}_2} (x_1^* - x_2^*) + \frac{c_2}{\bar{m}_2} x_2^* = \frac{P_2(t)}{\bar{m}_2}. \end{cases} \tag{7.35}$$

З врахуванням позначень (7.34) система рівнянь (7.35) має вигляд

$$\begin{cases} \ddot{P}_{y1} + \frac{c_1(\bar{m}_1 + \bar{m}_2)}{m_1 m_2} P_{y1} - \frac{c_1}{m_2} P_{y2} = \frac{P_1(t) \cdot c_1}{\bar{m}_1} - \frac{P_2(t) \cdot c_1}{\bar{m}_2}, \\ \ddot{P}_{y2} - \frac{c_2}{\bar{m}_2} P_{y1} + \frac{c_2}{\bar{m}_2} P_{y2} = \frac{P_2(t) \cdot c_2}{\bar{m}_2} \end{cases} \quad (7.36)$$

і початкові умови

$$P_{y1}(0) = 0, \quad \dot{P}_{y1}(0) = 0, \quad P_{y2}(0) = 0, \quad \dot{P}_{y2}(0) = 0. \quad (7.37)$$

Використовуючи методи операційного обчислення [106], з системи (7.36) отримуємо диференціальні рівняння четвертого порядку відносно нових змінних – пружних сил P_{y1} та P_{y2}

$$\begin{aligned} P_{y1}^{IV} + \left(\frac{c_1}{\bar{m}_1} + \frac{c_1}{\bar{m}_2} + \frac{c_2}{\bar{m}_2} \right) \ddot{P}_{y1} + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_{y1} &= \frac{c_1}{\bar{m}_1} \ddot{P}_1(t) - \\ - \frac{c_1}{\bar{m}_2} \ddot{P}_2(t) + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(t) \end{aligned} \quad (7.38)$$

з початковими умовами

$$\begin{aligned} P_{y1}(0) = 0, \quad \dot{P}_{y1}(0) = 0, \quad \ddot{P}_{y1}(0) &= \frac{c_1}{\bar{m}_1} P_1(0) - \frac{c_1}{\bar{m}_2} P_2(0), \\ \ddot{P}_{y1}(0) &= \frac{c_1}{\bar{m}_1} \dot{P}_1(0) - \frac{c_1}{\bar{m}_2} \dot{P}_2(0). \end{aligned} \quad (7.39)$$

$$\begin{aligned} P_{y2}^{IV} = \left(\frac{c_1}{\bar{m}_1} + \frac{c_1}{\bar{m}_2} + \frac{c_2}{\bar{m}_2} \right) \ddot{P}_{y1} + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_{y2} &= \frac{c_2}{\bar{m}_2} \ddot{P}_2(t) + \\ + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_2(t) + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} P_1(t) \end{aligned} \quad (7.40)$$

з початковими умовами

$$P_{y2}(0) = 0, \quad \dot{P}_{y2}(0) = 0, \quad \ddot{P}_{y2}(0) = \frac{c_2}{\bar{m}_2} P_2(0); \quad \ddot{P}_{y2}(0) = \frac{c_2}{\bar{m}_2} \dot{P}_2(0). \quad (7.41)$$

Відповідно до виразу (7.30) для рівнянь (7.38) і (7.40) отримуємо розв'язок у вигляді

$$\begin{aligned}
P_{y_1}(t) = & \left(\frac{c_1}{m_1} P_1(0) - \frac{c_1}{m_2} P_2(0) \right) \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \\
& + \left(\frac{c_1}{m_1} P_1(0) - \frac{c_1}{m_2} P_2(0) \right) \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) + \\
& + \int_0^t \left(\frac{c_1}{m_1} \ddot{P}_1(y) - \frac{c_1}{m_2} \ddot{P}_2(y) + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} P_1(y) \right) \left(\frac{\sin \omega_1(t-y)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t-y)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy;
\end{aligned} \tag{7.42}$$

$$\begin{aligned}
P_{y_2}(t) = & \frac{c_2}{m_2} P_2(0) \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \frac{c_2}{m_2} \dot{P}_2(0) \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) + \\
& + \int_0^t \left(\frac{c_2}{m_2} \ddot{P}_2(y) + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} P_2(y) + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} P_1(y) \right) \times \\
& \times \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy;
\end{aligned} \tag{7.43}$$

Загальні розв'язки (7.32), (7.33), (7.42) і (7.43) дозволяють отримати аналітичні вирази відносно змінних $x_1^*(t), x_2^*(t), P_{y_1}(t)$ та $P_{y_2}(t)$, які в деяких випадках дослідження цільових динамічних моделей замінюються відповідними змінними взятими для конкретної моделі. Наприклад, при дослідженні цільової моделі I (див. рис. 7.14, а), яка піддається впливу раптової примусової сили $P_1(t) = -P_2(t) = P = const$ її математична модель записується системою диференціальних рівнянь відносно змінних x_1^*, x_2^* у вигляді

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1^* + c_1(x_1^* - x_2^*) = P, \\ m_2 \ddot{x}_2^* - c_1(x_1^* - x_2^*) + c_2 x_2^* = -P \end{cases} \tag{7.44}$$

і задовольняє початкові умови

$$x_1^*(0) = \dot{x}_1^*(0) = x_2^*(0) = \dot{x}_2^*(0) = 0, \quad \ddot{x}_1^*(0) = \frac{P}{m_1}, \quad \ddot{x}_2^*(0) = -\frac{P}{m_2}. \tag{7.45}$$

Тоді відповідно до (7.33) та (7.43) для $c_1=c_n$ та $c_2=c_b$ знаходимо

$$x_3(t) = x_2^*(t) = -\frac{P}{m_3} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} (\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t); \tag{7.46}$$

$$P_{y_3-0}(t) = P_{y_2}(t) = -\frac{c_b P}{m_3} \frac{1}{\omega_2^2 - \omega_1^2} (\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t). \tag{7.47}$$

Аналогічно, відповідно до (7.32) отримуємо вираз

$$x_1(t) = x_1^*(t) = \frac{P}{m_{np}} \frac{I}{\omega_2^2 - \omega_1^2} (\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t) + \frac{c_6 P}{m_{np} m_3} \int_0^t \left(\frac{\sin \omega_1(t-y)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t-y)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy, \quad (7.48)$$

а відповідно до (7.42) – вираз

$$P_{y1-3}(t) = P_{y1}(t) = \frac{c_n P(m_{np} + m_3)}{m_{np} m_3} \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \frac{c_n c_6 P}{m_{np} m_0} \int_0^t \left(\frac{\sin \omega_1(t-y)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t-y)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy. \quad (7.49)$$

Обчислюємо інтеграл

$$\begin{aligned} & \int_0^t \left(\frac{\sin \omega_1(t-y)}{\omega_1(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2(t-y)}{\omega_2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy = \\ & = \left[\frac{\cos \omega_1(t-y)}{\omega_1^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\cos \omega_2(t-y)}{\omega_2^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right]_0^t = \\ & = \frac{I}{\omega_1^2 - \omega_2^2} - \frac{\cos \omega_1 t}{\omega_1^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} + \frac{\cos \omega_2 t}{\omega_2^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)}. \end{aligned} \quad (7.50)$$

Підставляючи його значення у вираз (7.48) та (7.49), отримуємо аналітичні залежності у вигляді

$$x_{1np}(t) = \frac{P}{m_{np}} \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \frac{c_6 P}{m_{np} m_3} \left(\frac{I}{\omega_1^2 \omega_2^2} - \frac{\cos \omega_1 t}{\omega_1^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} + \frac{\cos \omega_2 t}{\omega_2^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right), \quad (7.51)$$

$$P_{y1-3}(t) = \frac{c_n P(m_{np} + m_3)}{m_{np} m_3} \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \frac{c_n c_6 P}{m_{np} m_3} \left(\frac{I}{\omega_1^2 \omega_2^2} - \frac{\cos \omega_1 t}{\omega_1^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} + \frac{\cos \omega_2 t}{\omega_2^2(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right). \quad (7.52)$$

Якщо врахувати, що $\frac{c_n c_6}{m_{np} m_3} = \omega_1^2 \omega_2^2$, то вирази для $x_1(t)$ і $P_{y1-3}(t)$

набувають вигляд

$$x_{1np}(t) = \frac{P(\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t)}{m_{np}(\omega_2^2 - \omega_1^2)} + \frac{P}{c_n} \left(1 - \frac{\omega_2^2 \cos \omega_1 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \frac{\omega_1^2 \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \right); \quad (7.53)$$

$$P_{y1-3}(t) = \frac{c_n P(m_{np} + m_3)(\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t)}{m_{np} m_3 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} + \\ + P \left(1 - \frac{\omega_2^2 \sin \omega_1 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \frac{\omega_1^2 \sin \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \right). \quad (7.54)$$

Аналогічно визначаємо механічні параметри системи будь-якої цільової моделі. Наприклад, в моделі II для $\bar{m}_1 = m_2$, $\bar{m}_2 = m_1$, $x_1^*(t) = x_2(t)$, $x_2^*(t) = x_1(t)$, $P_1(t) = 0$, $P_2(t) = P$, $c_1 = c_3$, $c_2 = c_y$ (див. рис. 7.5, б) переміщення робочого столу ІВПМ $x_1(t)$ та інерційного вантажу $x_2(t)$ описуються аналітичними виразами

$$x_1(t) = \frac{P}{m_1} \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \\ + \frac{c_3 P}{m_1 m_2} \left(\frac{1}{\omega_1^2 \omega_2^2} - \frac{\cos \omega_1 t}{\omega_1^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} + \frac{\cos \omega_2 t}{\omega_2^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right), \quad (7.55)$$

$$x_2(t) = \frac{c_3 P}{m_1 m_2} \left(\frac{1}{\omega_1^2 \omega_2^2} - \frac{\cos \omega_1 t}{\omega_1^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} + \frac{\cos \omega_2 t}{\omega_2^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right). \quad (7.56)$$

Пружні взаємодії мас m_1 та m_2 (робочі зусилля пресування) і маси m_1 з нерухомою основою (зусилля на робочому столі) можна записати у вигляді

$$P_{y2-1}(t) = \frac{c_3 P}{m_2} \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \quad (7.57)$$

і

$$P_{y1-0}(t) = \frac{c_y P}{m_1} \frac{\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \\ + \frac{c_3 c_y P}{m_1 m_2} \left(\frac{1}{\omega_1^2 \omega_2^2} - \frac{\cos \omega_1 t}{\omega_1^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} + \frac{\cos \omega_2 t}{\omega_2^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right). \quad (7.58)$$

Якщо врахувати, що раптово прикладена сила $P_1(t) = -P_2(t) = P$ діє на систему короткочасно протягом часу τ_0 і має вигляд прямокутного імпульсу сили (див. розділ 7.2), то після зменшення навантаження $P_1(t) = -P_2(t) = 0$ для $t > \tau_0$ в системі завжди виникає перехідний процес. Розв'язання задачі при зменшенні навантаження містить два етапи. Попередньо розв'язок шукається на інтервалі $0 \leq t < \tau_0$. Після чого в точці $t = \tau_0$ перераховуються початкові зміщення $x_1^*(\tau_0), x_2^*(\tau_0)$ та швидкості $\dot{x}_1^*(\tau_0), \dot{x}_2^*(\tau_0)$ з урахуванням виразів (7.32) і (7.33) та їх похідних.

Вираз для визначення початкових швидкостей можна записати у вигляді

$$\begin{aligned} \dot{x}_1^*(t) = & \frac{P}{\bar{m}_1} \frac{-\omega_1 \sin \omega_1 t + \omega_2 \sin \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} + \\ & + \frac{P}{c_1} \left(\frac{\omega_2^2 \omega_1 \sin \omega_1 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} - \frac{\omega_1^2 \omega_2 \sin \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \right); \end{aligned} \quad (7.59)$$

$$\dot{x}_2^*(t) = \frac{P}{\bar{m}_2} \frac{\omega_1 \sin \omega_1 t - \omega_2 \sin \omega_2 t}{\omega_2^2 - \omega_1^2}. \quad (7.60)$$

В загальному випадку математична модель перехідного процесу при знятті навантаження записується системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} \bar{m}_1 \ddot{x}_1^* + c_1(x_1^* - x_2^*) = 0; \\ \bar{m}_2 \ddot{x}_2^* - c_1(x_1^* - x_2^*) + c_2 x_2^* = 0 \end{cases} \quad (7.61)$$

з початковими умовами

$$x_1^*(\tau_0) = x_1^0, \dot{x}_1^*(\tau_0) = \dot{x}_1^0, x_2^*(\tau_0) = x_2^0, \dot{x}_2^*(\tau_0) = \dot{x}_2^0.$$

Система (7.61) зводиться до двох однорідних диференціальних рівнянь четвертого порядку відносно змінної $x_1^*(t^*)$ у вигляді

$$x_1^{*IV} + \left(\frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_2} + \frac{c_1}{\bar{m}_1} \right) \ddot{x}_1^* + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} x_1^* = 0 \quad (7.62)$$

для початкових умов

$$x_1^*(t^* = 0) = x_1^0; \dot{x}_1^*(t^* = 0) = \dot{x}_1^0; \ddot{x}_1^*(t^* = 0) = -\frac{c_1(x_1^0 - x_2^0)}{\bar{m}_1};$$

$$\ddot{x}_1^*(t^* = 0) = -\frac{c_1(\dot{x}_1^0 - \dot{x}_2^0)}{\bar{m}_1} \quad (7.63)$$

і змінної $x_2^*(t^*)$ у вигляді

$$x_2^{*IV} + \left(\frac{c_1 + c_2}{\bar{m}_2} + \frac{c_1}{\bar{m}_1} \right) \ddot{x}_2^* + \frac{c_1 c_2}{\bar{m}_1 \bar{m}_2} x_2^* = 0 \quad (7.64)$$

для початкових умов

$$x_2^*(t^* = 0) = x_2^0; \dot{x}_2^*(t^* = 0) = \dot{x}_2^0; \ddot{x}_2^*(t^* = 0) = \frac{c_1}{\bar{m}_1}(x_1^0 - x_2^0) - \frac{c_2}{\bar{m}_2} x_2^0,$$

$$\ddot{x}_2^*(t^* = 0) = \frac{c_1}{\bar{m}_2}(\dot{x}_1^0 - \dot{x}_2^0) - \frac{c_2}{\bar{m}_2} \dot{x}_2^0. \quad (7.65)$$

Використовуючи загальну формулу розв'язку диференційного рівняння четвертого порядку у вигляді (7.30) з урахуванням реакції системи (7.31) і початкових умов (7.63), (7.65) можна показати, що зі зменшенням навантаження рух мас системи описується виразами

$$x_1^*(t) = x_1^0 X_0(t^*) + \dot{x}_1^0 X_1(t^*) - \frac{c_1(x_1^0 - x_2^0)}{\bar{m}_1} X_2(t^*) - \frac{c_1(\dot{x}_1^0 - \dot{x}_2^0)}{\bar{m}_1} X_3(t^*) \quad (7.66)$$

та

$$x_2^*(t) = x_2^0 X_0(t^*) + \dot{x}_2^0 X_1(t^*) + \left(\frac{c_1}{\bar{m}_2}(x_1^0 - x_2^0) - \frac{c_2}{\bar{m}_2} x_2^0 \right) X_2(t^*) +$$

$$+ \left(\frac{c_1}{\bar{m}_2}(\dot{x}_1^0 - \dot{x}_2^0) - \frac{c_2}{\bar{m}_2} \dot{x}_2^0 \right) X_3(t^*), \quad (7.67)$$

а їх пружні взаємодії P_{y1} і P_{y2} з урахуванням позначень (7.34) та отриманих розв'язків (7.66) і (7.67) – виразами

$$\begin{aligned}
P_{y1} = & c_1(x_1^0 - x_2^0)X_0(t) + c_1(\dot{x}_1^0 - \dot{x}_2^0)X_1(t^*) + \\
& c_1 \left(- \left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_1}{m_2} \right) (x_1^0 - x_2^0) + \frac{c_2}{m_2} x_2^0 \right) X_2(t^*) + \\
& + c_1 \left(- \left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_1}{m_2} \right) (\dot{x}_1^0 - \dot{x}_2^0) + \frac{c_2}{m_2} \dot{x}_2^0 \right) X_3(t^*);
\end{aligned} \tag{7.68}$$

та

$$P_{y2} = c_2 x_2^*(t). \tag{7.69}$$

Крім розглянутого вище випадку прикладання навантаження у вигляді прямокутного імпульсу сили, в реальних системах може мати місце навантаження, що змінюється згідно з умовно прийнятим лінійним законом збільшення навантаження [73, 101, 139] у вигляді

$$P(t) = \begin{cases} P \frac{t}{\tau}, & \text{для } 0 \leq t \leq \tau_0 \\ 0, & \text{для } t \geq \tau_0 \end{cases} \tag{7.70}$$

Розв'язки системи (7.22) для випадку зміни навантаження у відповідності з (7.70) мають вигляд

$$\begin{aligned}
x_1^*(t) = & \frac{P}{m_1 \tau} \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) + \\
& + \int_0^t \frac{c_2 P}{m_1 m_2 \tau} y \left(\frac{\sin \omega_1 (t-y)}{\omega_1 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 (t-y)}{\omega_2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right) dy;
\end{aligned} \tag{7.71}$$

$$x_2^*(t) = - \frac{P}{m_2 \tau} \left(\frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} - \frac{\sin \omega_2 t}{\omega_2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)} \right). \tag{7.72}$$

У подальшому для $t > \tau_0$ та $P_1(t) = -P_2(t) = 0$ замість системи (7.22) розглядається система (7.61) з початковими умовами знайденими відповідно для $t = \tau_0$ з виразів (7.71) і (7.72), а також їх похідних.

Тривалість взаємодії мас в кожному конкретному випадку визначається видом цільової моделі (див. рис. 7.14). Для моделі I дану взаємодію слід попередньо розглядати протягом часу відносного руху мас $m_{\overline{np}}$ та m_3 для $x_1 - x_3 \geq 0$, що відповідає робочому ходу машини і продовжується до моменту повторного після початку руху контакту

вказаних мас, який супроводжується зіткненням (див. розд. 7.2.3). У зв'язку з тим, що умовами експлуатації ІВПМ передбачено демпфірування ударної взаємодії мас m_{np} та m_3 за допомогою прокладок чи гальмівних пристроїв [147], їх пружна післядія не розглядається.

Рух системи до наступного прикладання сили зовнішнього силового впливу можна подати з урахуванням сил тертя як затухаючі коливання однієї маси $m_{np} + m_3$ на пружинах віброізоляторів для початкових умов, що визначаються в момент зіткнення ($x_{1np} = x_3$).

$$(m_{np} + m_3)\ddot{x}_3 + b_3\dot{x}_3 + c_6x_3 = 0. \quad (7.73)$$

Дану математичну модель доцільно розглядати при виборі параметрів демпфувальних елементів у віброізоляторах, які забезпечують гасіння коливань до початку наступного збудження.

Для визначення механічних параметрів робочої ланки машини - маси m_{np} для $m_3 : m_{np} > 5$, достатньо розглянути спрощену одномасову динамічну модель, яка описується диференціальним рівнянням вигляду

$$m_{np}\ddot{x}_1 + c_yx_1 + \Sigma R_1 = P(t). \quad (7.74)$$

Подібне дослідження математичної моделі (7.74) проведене в роботах [101, 160], показало достатній збіг теоретичних та експериментальних результатів за умови, що сили тертя ΣR_1 , які виникли в процесі руху маси m_1 , можуть братися постійними ($\Sigma R_1 = \text{const}$). В ряді інших досліджень [174, 219] було встановлено та підтверджено, що попередня оцінка сил тертя в межах 10% від максимального значення примусової сили ($\Sigma R_1 = 0,1P(t)_{max}$) дає абсолютну похибку у визначенні механічних параметрів системи за отриманими аналітичними залежностями порівнянно з експериментальними даними – меншу 7...8%.

Для моделі II взаємодія мас m_1 та m_2 відбувається якщо $x_1 - x_2 \geq 0$. З моменту часу $t = t_{omp}$ після зняття навантаження якщо $x_1 - x_2 < 0$ відбувається відрив маси m_2 від маси m_1 і модель II перетворюється у дві одномасові моделі, які дозволяють досліджувати незалежні переміщення робочого столу $x_1(\bar{t})$ та інерційного вантажу $x_2(\bar{t})$ після їх аналітичного описання за допомогою відповідних диференціальних рівнянь

$$m_1\ddot{x}_1 + c_yx_1 + \Sigma R_1 = 0 \quad (7.75)$$

з початковими умовами

$$x_1(\bar{t} = 0) = x_1(t_{omp}), \quad \dot{x}_1(\bar{t} = 0) = \dot{x}_1(t_{omp});$$

та

$$m_2 \ddot{x}_2 + \Sigma R_2 = 0 \quad (7.76)$$

з початковими умовами

$$x_2(\bar{t} = 0) = x_2(t_{omp}), \quad \dot{x}_2(\bar{t} = 0) = \dot{x}_2(t_{omp}),$$

де ΣR_1 і ΣR_2 – сили тертя, що виникають в процесі руху мас m_1 і m_2 протягом часу $\bar{t} = t - t_{omp}$.

Незалежний рух маси m_1 завершується якщо $x_1(\bar{t} > 0) = 0$, а незалежний рух маси m_2 – при $x_2(\bar{t} > 0) = 0$, відповідно – в момент зіткнення робочого столу з нерухомою станиною та інерційного вантажу із заготовкою. Подальший рух маси m_2 при нерухомій масі m_1 визначає процес ударного навантаження заготовки жорсткістю c_3 (див. розд. 6.2.3).

Для реальних конструкцій ІВПМ зовнішні примусові сили миттєво прикладаються до робочого столу та станини (див. розд. 6.2.1 і розд. 6.2.2), значно (в десятки і більше разів [241, 243]) перевищують сили тертя, які створюються при їх відносному русі. В цьому випадку аналітичні залежності, отримані в результаті теоретичного дослідження узагальнених динамічної (див. рис. 7.7) та математичної (7.22) моделей, що укладаються без врахування сил тертя, можуть бути використані для визначення механічних параметрів ІВПМ після відповідних перетворень стосовно до вибраної цільової моделі (див. рис. 7.5). В перетворенні вихідних аналітичних залежностей необхідно, головним чином, враховувати дійсні початкові умови, які визначаються деформацією пружних елементів під дією сил тяжіння рухомих ланок і конструктивними обмеженнями їх переміщень, а також характером і величиною зовнішньої силової дії.

Порівняння розрахункових величин механічних параметрів ІВПМ з встановленими експериментально показує, що похибка обчислень складає 7...7% і тому є допустимою при розв'язанні проектно-конструкторських задач зі створення нового вібропресового обладнання.

Розрахунок механічних параметрів ІВПМ

В якості початкових даних для розрахунку механічних параметрів ІВПМ використовується тривалість τ_0 та амплітудне значення імпульсу P_e , зовнішньої сили, що змушує (див. розд. 6.2).

Для розв'язання конкретної конструкторської або технологічної проектною задачі вибирається частинна динамічна і відповідна їй математична моделі (див. розд. 7.1), що описують зміну параметрів

досліджуваного перехідного процесу на відрізьку часу τ_0 прикладення навантаження P_e .

На основі аналітичних залежностей (7.32) – (7.33) та (7.42) – (7.43) з врахуванням табл. 7.1. у момент часу $t > \tau_0$ визначаються значення механічних параметрів та їх похідних, які служать початковими умовами перехідного процесу за відсутності навантаження. Розрахунок механічних параметрів для $t > \tau_0$ здійснюється за аналітичними залежностями (7.66) – (7.69). Можливість використання даних залежностей визначається характером взаємодії рухомих ланок ІВПМ на основі граничних умов (див. рис. 7.9). При порушенні граничних умов дана двомасова модель стає некоректною і вона трансформується у одномасові моделі, перехідний процес в яких описується математичними моделями (7.73) – (7.76).

За необхідності розрахунок механічних параметрів ІВПМ здійснюється протягом часу $T_{\text{ц}}$ одного робочого циклу.

Наприклад, методику визначення механічних параметрів ІВПМ в процесі ВУП можна описати таким чином.

Для дослідження перехідних процесів ВУП використовується цільова динамічна модель II (див. рис. 7.5), значення механічних параметрів якої протягом часу дії раптово прикладеного навантаження P_3 ($0 \leq t \leq \tau_0$) визначаються за аналітичними залежностями (7.55) – (7.58), перетвореним з вихідних (7.32), (7.33), (7.42), (7.43) за допомогою табл. 7.1.

Значення механічних параметрів ІВПМ $x_1(t)$, $x_2(t)$ та їх похідних $\dot{x}_1(t)$, $\dot{x}_2(t)$ обчислені за даними залежностями у момент часу $t=\tau_0$ і служать початковими умовами для розрахунку механічних параметрів ІВПМ при знятті навантаження ($t > \tau_0$) за аналітичними залежностями (7.66), (7.67), перетвореним для цільової моделі II до виду

$$x_1(t^*) = \frac{I}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \left\{ \begin{aligned} & x_1(\tau_0) \cdot (\omega_2^2 \cos \omega_1 t^* - \omega_1^2 \cos \omega_2 t^*) + \dot{x}_1(\tau_0) \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1} \sin \omega_1 t^* - \frac{\omega_1^2}{\omega_2} \sin \omega_2 t^* \right) + \\ & + \left[\frac{c_3}{m_1} (x_2(\tau_0) - x_1(\tau_0)) - \frac{c_y}{m_1} x_1(\tau_0) \right] \times (\cos \omega_1 t^* - \cos \omega_2 t^*) + \\ & + \left[\frac{c_3}{m_1} (\dot{x}_2(\tau_0) - \dot{x}_1(\tau_0)) - \frac{c_y}{m_1} \dot{x}_1(\tau_0) \right] \times \left(\frac{\sin \omega_1 t^*}{\omega_1} - \frac{\sin \omega_2 t^*}{\omega_2} \right) \end{aligned} \right\}$$

та

$$x_2(t^*) = \frac{I}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \left\{ \begin{aligned} & x_2(\tau_0) \cdot (\omega_2^2 \cos \omega_1 t^* - \omega_1^2 \cos \omega_2 t^*) + \dot{x}_2(\tau_0) \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1} \sin \omega_1 t^* - \frac{\omega_1^2}{\omega_2} \sin \omega_2 t^* \right) - \\ & - \frac{c_3}{m_2} (x_2(\tau_0) - x_1(\tau_0)) (\cos \omega_1 t^* - \cos \omega_2 t^*) - \\ & - \frac{c_3}{m_1} (\dot{x}_2(\tau_0) - \dot{x}_1(\tau_0)) \left(\frac{\sin \omega_1 t^*}{\omega_1} - \frac{\sin \omega_2 t^*}{\omega_2} \right) \end{aligned} \right\}$$

Наведені залежності застосовуються якщо виконується умова $x_1(t^*) - x_2(t^*) \geq 0$. Порушення даної умови відповідає відриву маси інерційного вантажу від заготовки (для $t^* > t_{отр}$) і незалежному руху мас m_1 та m_2 за початкових умов $x_1(t_{отр}), x_2(t_{отр})$ та $\dot{x}_1(t_{отр}), \dot{x}_2(t_{отр})$ до зіткнення маси m_1 зі станиною $x_1(t^* > t_{отр}) = 0$ та маси m_2 із заготовкою $x_2(t^* > t_{отр}) = 0$.

Для розрахунку механічних параметрів для $t^* > t_{отр}$ достатньо використовувати відомі [101, 160] аналітичні залежності, що є розв'язками диференціальних рівнянь (7.75) та (7.76).

У зв'язку з тим, що розрахунок механічних параметрів ІВПМ за наведеною вище методикою використовується, головним чином, для визначення максимальних технологічних зусиль на заготовці, достатньо обмежитися розглядом процесу на відрізку часу $0 \leq t^* \leq t_{отр}$.

Вибіркові розрахункові значення основних механічних параметрів ІВПМ, наведені в табл. 7.2, характеризують положення робочого столу $x_1(t^*)$ та рухомої поперечини $x_2(t^*)$, а також зусилля деформування заготовки $F_{зт} = P_{y1-2} = [x_1(t^*) - x_2(t^*)]$ в процесі ВУП за умовою безвідривного руху рухомої поперечини та заготовки у продовж часу $t^* \leq t_{отр}$.

Таблиця 7.2 – Вибіркові розрахункові значення

| t^*, c | $x_1(t^*), мкм$ | $x_2(t^*), мкм$ | $F_{зт} = P_{1-2}, кН$ |
|------------------|-----------------|-----------------|------------------------|
| 0,01 | 151,675 | 80,59 | 1,421 |
| 0,02 | 301,76 | 162,4 | 2,787 |
| 0,05 | 728,8 | 428,8 | 6,000 |
| 0,08 | 1096,6 | 747,0 | 6,992 |
| 0,1 | 1299,07 | 996,8 | 6,045 |
| 0,12 | 1465,8 | 1275,79 | 3,8002 |
| 0,13 | 1536,6 | 1425,5 | 2,2216 |
| $t_{отр} = 0,14$ | 1580,16 | 1580,16 | 0 |

7.2 Визначення оптимальних співвідношень конструктивних параметрів ІВПМ

У проектуванні ІВПМ найчастіше доводиться вирішувати задачу, яка полягає у забезпеченні максимальних значень ряду механічних параметрів машини (переміщення робочої ланки, зусилля на робочій ланці і зусилля пресування) за час одного робочого ходу під дією зовнішньої примусової сили величина і характер прикладання якої визначаються можливостями ГПП. Проте, при розв'язанні даної (або зворотної) задачі необхідно враховувати певні обмеження, що накладаються на максимальні значення ряду інших механічних параметрів ІВПМ (переміщення станини, зусилля взаємодії станини з основою) умовами віброізоляції [84].

Аналіз залежностей (7.32), (7.33) та (7.42), (7.43), які описують характер зміни механічних параметрів $x_1^*(t)$, $x_2^*(t)$, $P_{1y}(t)$ та $P_{2y}(t)$

об'єднаної двомасової динамічної моделі ІВПМ (див. рис. 7.7) під дією зовнішніх сил $P_1(t)$ та $P_2(t)$ показує, що в разі визначення даних параметрів для конкретних цільових моделей (див. рис. 7.5 і табл. 7.1) безпосередньо враховуються значення конструктивних параметрів машини, до яких відносяться жорсткості пружних елементів c_v, c_y, c_z і маси рухомих ланок m_1, m_2, m_3 . Тому визначення максимальних значень механічних параметрів ІВПМ з врахуванням накладених обмежень може бути зведено до оптимізації шляхом знаходження значень величин конструктивних параметрів машини (або їх співвідношень), які змінюються в допустимих межах, встановлених умовами розв'язання конкретної задачі проектування.

Оптимізацію механічних параметрів ІВПМ можна здійснити на основі відповідних аналітичних залежностей, які отримані в результаті дослідження цільових динамічних моделей I..III. Наприклад, за допомогою моделі I визначені аналітичні залежності зміни в часі механічних параметрів ІВПМ, які подані у вигляді цільових функцій переміщення станини $x_3(t)$ (7.46) і зведеної робочої ланки $x_{1пр}(t)$ (7.51), а також зусиль взаємодії робочої ланки зі станиною $P_{y1-3}(t)$ (7.52) та станини з основою $P_{y3-0}(t)$ (7.47). В цьому випадку задача оптимізації зводиться до визначення значень конструктивних параметрів $c_p, c_v, m_{пр}, m_3$ (або їх співвідношень), для яких цільові функції $x_{1пр}(t)$ і $P_{y1-3}(t)$ досягають максимальних величин, а цільові функції $x_3(t)$ і $P_{y3-0}(t)$ не перевищують значень $[x_3]_{max}$ та $[P_{y3-0}]_{max}$, що допущені умовами виконання вимог віброізоляції станини (див. даний розділ нижче). Причому величини $[x_3]_{max}$ та $[P_{y3-0}]_{max}$ відповідають певним значенням конструктивних параметрів машини $[m_3]_{min}$ та $[c_v]_{min}$.

На основі аналізу моделі II визначені аналітичні залежності зміни в часі механічних параметрів ІВПМ, які подані у вигляді цільових функцій переміщення робочого столу $x_1(t)$ (7.55) та інерційного вантажу $x_2(t)$ (7.56), а також цільових функцій зусиль пресування $P_{y1-2}(t)$ (7.57) і робочого ходу $P_{y1-0}(t)$ (7.58). Для оптимізації механічних параметрів ІВПМ, які отримані в результаті аналізу моделі II, необхідно підібрати величини конструктивних параметрів c_z, c_y, m_1 та m_2 (або їх співвідношень), для яких цільові функції $P_{y2-1}(t)$ і $P_{y1-0}(t)$ досягають максимальних значень в результаті дії на систему зовнішньої сили заданої примусової величини. В цьому випадку вибираючи вказані конструктивні параметри необхідно врахувати, що значення величин $[c_z]_{max}$ та $[m_2]_{max}$ є заданими і визначаються густиною заготовки у відпресованому стані та величиною допустимого питомого зусилля $[P_{уд}]$ на відкритій поверхні заготовки площею $S_{заг}$ зі сторони пуансона (див. розд. 3.3).

Оптимізація механічних параметрів ІВПМ отриманих на основі результатів дослідження моделі III, проводиться аналогічно оптимізації за допомогою моделі I.

В загальному вигляді задача оптимізації механічних параметрів ІВПМ отриманих на основі результатів дослідження узагальненої динамічної моделі (див. рис. 7.7) і поданих у вигляді залежностей (7.32), (7.33) та (7.42), (7.43), формулюється таким чином [126]: знайти значення конструктивних параметрів c_1 , c_2 , \bar{m}_1 , \bar{m}_2 або їх співвідношень для яких цільові функції записані у вигляді

$$\begin{aligned} x_1^*(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u), & \quad x_2^*(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u), \\ P_1(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u), & \quad P_2(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2, t_u) \end{aligned} \quad (7.77)$$

отримують максимальні значення для функціональних обмежень (рівностей) і обласних обмежень (нерівностей), які встановлені в кожному конкретному випадку при переході від узагальнених конструктивних параметрів c_1 , c_2 , \bar{m}_1 , \bar{m}_2 до конструктивних параметрів ІВПМ c_3 , c_y , c_v , m_1 , m_2 та m_3 (див. табл. 7.1).

Аналіз цільових функцій (7.77), описаних для моделей I і II для $P_1(t)=P_2(t)=P$ аналітичними виразами для визначення механічних параметрів (7.46),(7.47), (7.53),(7.54) та (7.55), (7.58), показує, що задача їх оптимізації може бути суттєво спрощена, оскільки в знаменнику виразів знаходиться різниця квадратів власних частот двомасової системи, яку можна описати в загальному вигляді функцією

$$\Phi(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2) = \omega_2^2 - \omega_1^2. \quad (7.78)$$

Якщо знайти величини конструктивних параметрів системи (або їх співвідношень), для яких функція Φ має мінімальне значення, то механічні параметри цієї системи відповідно матимуть максимальне значення, оскільки незалежно від тривалості одного робочого ходу машини співмножники $\omega_2^2(1 - \cos \omega_1 t) - \omega_1^2(1 - \cos \omega_2 t)$ та $\cos \omega_1 t - \cos \omega_2 t$, які входять до виразів цільових функцій відповідних моделей, обмежені за максимальною величиною.

Представимо функцію (7.78) з урахуванням виразів (7.15) та (7.18) в загальному вигляді (див. табл. 7.1)

$$\Phi(c_1, c_2, \bar{m}_1, \bar{m}_2) = \sqrt{\frac{c_1^2}{\bar{m}_1^2} + \frac{(c_1 + c_2)^2}{\bar{m}_2^2} + \frac{2c_1(c_1 - c_2)}{\bar{m}_1\bar{m}_2}}. \quad (7.79)$$

Для зручності дослідження екстремумів функції (7.79) введемо відповідні конструктивні параметри

$$\frac{c_1}{c_2} = \bar{n} \quad \text{та} \quad \frac{\bar{m}_1}{\bar{m}_2} = \bar{\alpha}, \quad (7.80)$$

що дозволяє скоротити загальне число змінних величин.

З урахуванням (7.80) функцію (7.79) можна записати таким чином: для постійних значень параметрів c_1 та m_1 (c_2, \bar{m}_2 – змінні) – у вигляді

$$\Phi_1(c_2, \bar{m}_2) = \frac{c_1}{m_1} \sqrt{1 + \bar{\alpha}^2 \left(1 + \frac{1}{\bar{n}}\right)^2 + 2\bar{\alpha} \left(1 - \frac{1}{\bar{n}}\right)}, \quad (7.81)$$

а для постійних значень параметрів c_2 та m_2 (c_1, \bar{m}_1 – змінні) – у вигляді

$$\Phi_2(c_1, \bar{m}_1) = \frac{c_2}{m_2} \sqrt{\frac{\bar{n}_2}{\bar{\alpha}_2} + (\bar{n} + 1)^2 + \frac{2\bar{n}(\bar{n} - 1)}{\bar{\alpha}}}. \quad (7.82)$$

У випадку варіювання відносного конструктивного параметру n (для $c_2 = \text{var}$) функція (7.81) має екстремальні значення в критичній точці

$$\bar{n}_{\text{кр}1} = \frac{\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}, \quad (7.83)$$

яка знайдена із умови $\partial\Phi/\partial n = 0$ і визначена на інтервалі $0 < \bar{\alpha} < 1$.

При варіюванні відносного конструктивного параметра α , що відповідає $\bar{m}_2 = \text{var}$, екстремум функції (7.81) знаходиться в критичній точці

$$\bar{\alpha}_{\text{кр}1} = \frac{\bar{n}(1 - \bar{n})}{(1 + \bar{n})^2}, \quad (7.84)$$

яка знайдена з умови $\partial\Phi_1/\partial\bar{\alpha} = 0$ і визначена на інтервалі $0 < \bar{n} < 1$.

Аналогічно з умов $\partial\Phi_2/\partial\bar{n} = 0$ та $\partial\Phi_2/\partial\bar{\alpha} = 0$ знаходяться критичні точки функції (7.82): для випадку $c_1 = \text{var}$

$$\bar{n}_{\text{кр}2} = \frac{\bar{\alpha}(1 - \bar{\alpha})}{(1 + \bar{\alpha})^2} \quad \text{якщо} \quad 0 < \bar{\alpha} < 1; \quad (7.85)$$

для випадку $\bar{m}_1 = \text{var}$

$$\bar{\alpha}_{кр2} = \frac{\bar{n}}{1-\bar{n}} \quad \text{якщо } 0 < \bar{n} < 1. \quad (7.86)$$

Досліджуючи зміни знаку похідних функцій (7.81) і (7.82) при переході через критичні точки $\bar{n}_{кр1,2}$ та $\bar{\alpha}_{кр1,2}$ [272] можна показати, що в цих точках Φ_1 і Φ_2 мають мінімуми (рис. 7.8).

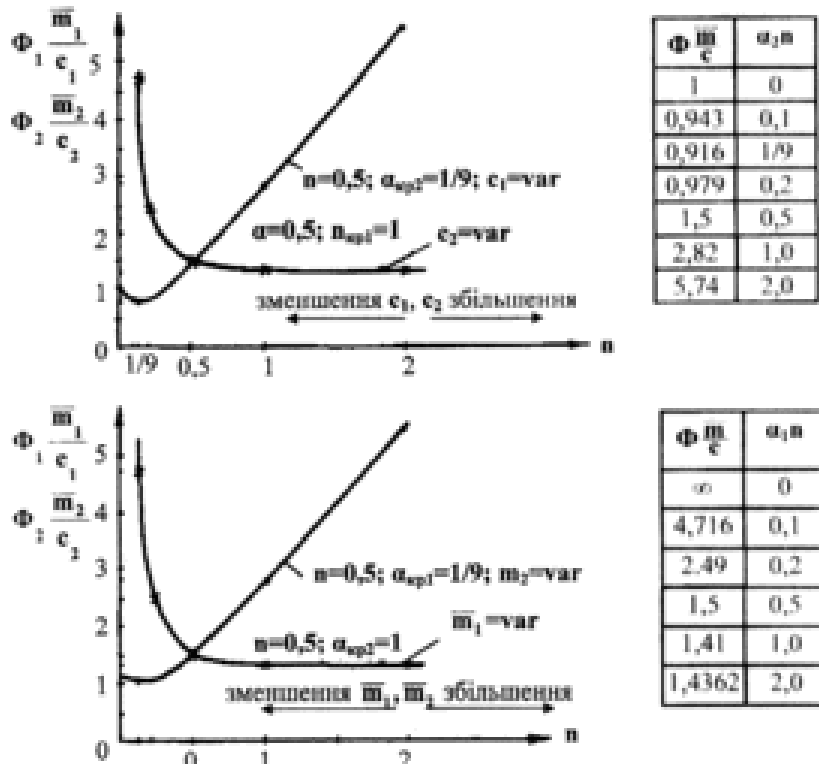


Рисунок 7.8 – Графіки цільових функцій та напрямки пошуку оптимальних розв'язків

На основі вищесказаного, оптимізацію механічних параметрів ІВПМ можна забезпечити шляхом вибору конструктивного параметра машини, на який не накладено обмеження графіків оптимізації (рис.7.9), що побудовані на основі залежностей (7.83) – (7.86) в координатах $\alpha - n$.

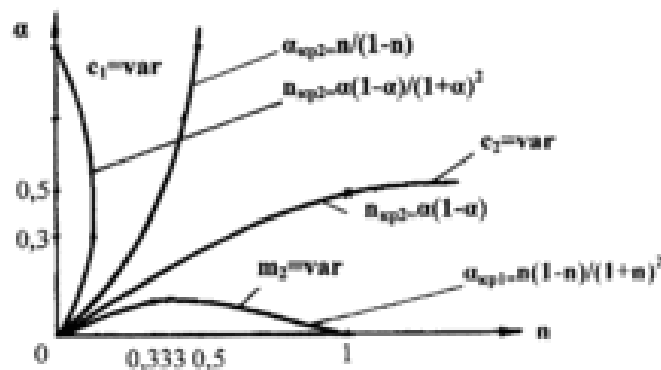


Рисунок 7.9 – Графіки для вибору оптимальних конструктивних параметрів ІВПМ

Для конкретних цільових моделей ІВПМ (див. рис. 7.5) при розв'язанні задач оптимізації функціональні і обласні обмеження встановлюються таким чином.

Наприклад, у проектуванні ІВПМ часто доводиться визначати масу станини з блоком фундаменту m_3 з врахуванням забезпечення вимог віброізоляції з кінцевим значенням піддатливості, що підтримує конструкцію при дії імпульсного навантаження [84]. Оптимізацію механічних параметрів ІВПМ в цьому випадку можна здійснити використовуючи аналітичні залежності (7.46), (7.47) та (7.53), (7.54), отримані при дослідженні цільової динамічної моделі І (див. рис. 7.5, а). Вихідними (заданими) конструктивними параметрами ІВПМ приймаються

маса робочої ланки $m_{\overline{np}} = m_1 + m_2$ і зведена жорсткість $c_n = \frac{c_3 c_y}{c_3 + c_y}$.

Обласні обмеження накладаються на допустимі переміщення $x_3(t) \leq [x_3]_{max}$ маси m_3 у відповідності з вимогами норм вібрації на робочих місцях [84], тоді як функціональні обмеження пов'язані із допустимою величиною сумарної маси рухомих ланок машини

$$[m] = m_{\overline{np}} + m_3, \quad (7.87)$$

яка згідно із відомою методикою [84] визначається в розрахунку віброізоляції підтримувальної конструкції.

В результаті задача оптимізації зводиться до вибору одного конструктивного параметра машини – жорсткості віброізоляторів, в якій переміщення зведеної робочої ланки $x_{np}(t)$ і розвинена на ній сила $P_{y1-3}(t)$ досягають максимальних значень.

Розрахункове значення відносного конструктивного параметра $\bar{\alpha}_p = \frac{m_{\overline{np}}}{m_3}$, знаходиться з виразу (7.87) у вигляді

$$\alpha_p = \frac{m_{\overline{np}}}{m - m_{\overline{np}}}. \quad (7.88)$$

Далі за допомогою графіка (див. рис. 7.9) або за залежністю (7.83) визначається відповідне α_p значення відносного конструктивного параметра $n_p = \frac{c_n}{c_s}$, звідки $c_s = \frac{c_n}{n_p}$.

У випадку необхідності зменшення максимальних значень величин механічних параметрів ІВПМ, наприклад, у зв'язку з вимогами зниження допустимих переміщень станини $[x_3]_{max}$ при зміні умов віброізоляції,

достатньо збільшити жорсткість віброізоляторів $c_6 = c_2$, або масу станини $m_3 = \bar{m}_2$ (див. рис. 7.8), залишаючи незмінними решту конструктивних параметрів машини.

Методика розрахунку віброізоляції ІВПМ

Розроблена на основі методики розрахунку віброізоляції підтримувальної конструкції з кінцевими значеннями податливості в імпульсному навантаженні (рис. 7.10) [110].

Мета розрахунку: визначення дійсних переміщень підтримуючої конструкції $x_{п.к}$ і порівняння з допустимими значеннями $[x]$.

Початкові дані: $m_{пр}$ – приведена маса, кг; $c_{гр}$ – жорсткість ґрунту, Н/м ; $K_{и}$ – імпульс сили, що змушує, Н·с; $S_{п.к}$ – площа підтримуючої конструкції, $[x]$ – допустиме переміщення центру мас (ц.м.) машини, м; Θ – коефіцієнт відновлення при ударі; γ_v – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу віброізолятора, Н·с/м; f_p – частота зовнішнього імпульсного впливу, Гц.

Порядок розрахунку:

1. Розраховується колова частота прикладення імпульсів сили, що змушує при постійному числі ударів робочої ланки машини, але не меншому ніж 100 за хвилину

$$\omega_i = 2\pi f(i + 0,5), \text{ де } i = 0, 1, 2, 3, 4, 7.$$

Для $i=0$ розраховуємо умовну колову частоту прикладення імпульсів

$$\omega_u = \pi f$$

2. Визначається маса машини з блоком фундаменту за формулою

$$[m] = \frac{(1 + \nu)K_{и} \cdot \beta}{[x]\pi f}$$

Значення ν , β беруться за таблицю залежно від γ_v та η_k [110]. Для ІВПМ можна прийняти $\gamma_v=0$ та $\eta_k=8$, тоді $\beta=1$, $\nu=0$ і формула для визначення маси $[m]$ зводиться до спрощеного вигляду

$$[m] = \frac{K_u}{[x]\pi f}$$

3. Визначається мінімальна жорсткість віброізоляторів

$$[c_6]_{min} = [m] \cdot \pi^2 \cdot f^2,$$

значення якої порівнюється з жорсткістю, знайденою при оптимізації

механічних параметрів ІВПМ (див. розд. 7.3.1).

4. Визначається переміщення підтримувальної конструкції за формулою

$$x_{п.к} = \frac{(1 + \gamma_{\theta}) \cdot S_i \cdot \omega_i \cdot \beta}{c_{сп} \cdot S_{п.к} (0,5 + 0,03\omega_i)}$$

або за спрощеною формулою з урахуванням $\gamma_{\theta}=0$ та $\beta=1$ у вигляді

$$x_{п.к} = \frac{S_u \omega_u}{c_{сп} S_{п.к} (0,5 + 0,03\omega_i)}$$

Для $x_{п.к} > [x]$ збільшується $S_{п.к}$ або зменшується ω_i .

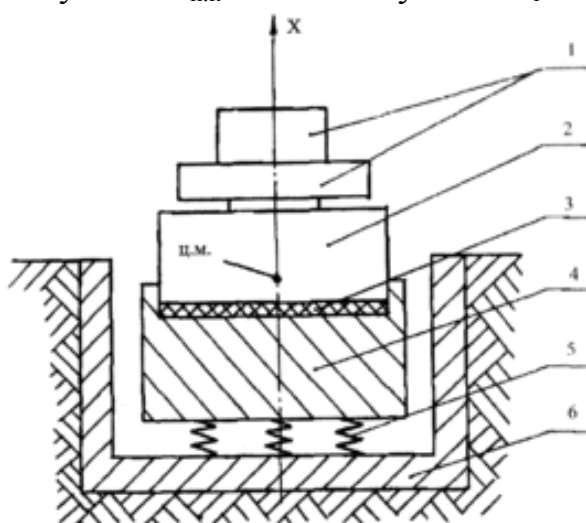


Рисунок 7.10 – Розрахункова схема віброізоляції: 1 – зведена маса робочої ланки; 2 – маса станини; 3 – прокладка; 4 – блок фундаменту; 5 – віброізолятори; 6 – підтримувальна конструкція

7.3 Аналіз основних робочих режимів ІВПМ

Робочий режим ІВПМ в процесі ВУП можна охарактеризувати сукупністю механічних параметрів перехідних процесів, які виникають в робочій рідині ГП і при взаємодії рухомих ланок ІВПМ в результаті періодичного спрацьовування віброзбудувача.

Можливі співвідношення цих параметрів були встановлені нами експериментально на лабораторних вібропресах ІВПМ-1,5 [177, 285] та ІВПМ-5Л [160, 239]. Для вимірювання і реєстрації механічних параметрів ІВПМ використовувалися: підсилювальна тензостанція 8АНЧ-7М; блок живлення ВР-50; світлопроменеві осцилографи Н700 і К115; вібровимірювальна апаратура В16-5М; акселерометри ДУ-5; датчики тиску, переміщення і зусиль. Сумарна похибка відтворення результату за

вимірювальним трактом складала: для датчика тиску $\pm 5,4\%$; для датчика переміщення $\pm 6,8\%$, для акселерометрів $\pm 7\%$.

Наочне уявлення про основні робочі режими ІВПМ з вібробуджувачем "на вході" можна одержати за допомогою осцилограм (рис. 7.11–7.13), на яких наведені криві зміни таких механічних параметрів:

- тиску в порожнині одноциклового гідроаккумулятора (крива А);
- тиску в порожнині привідного гідроциліндра (крива Ц);
- переміщення робочого столу (крива Р);
- переміщення рухомої поперечини (крива П);
- зусилля навантаження заготовки з боку інерційного вантажу Н.

Різний характер навантаження заготовки (крива Н) на ІВПМ-5Л забезпечувався збільшенням або зменшенням мас змінних інерційних вантажів, використанням додаткового статичного притискання, зміною подачі насоса і тиску настройки спрацьовування вібробуджувача ГП. Дослідження робочих режимів ІВПМ проводилося для постійної умовної жорсткості заготовки (див. розд. 3.3), досягнутої після завершення процесу її формоутворення. В цьому випадку характер навантаження заготовки можна описати у вигляді періодичного процесу з постійними амплітудними значеннями зусиль і спростити задачу аналізу робочих режимів ІВПМ.

Для розв'язання поставленої задачі на основі наведених осцилограм виберемо початок відліку в точці, що відповідає мінімальному тиску в порожнині одноциклового гідроаккумулятора (точка 1 на кривій А, або точка 1А). Тоді заряджання гідроаккумулятора до тиску p_1 відбувається на ділянці кривої 1А–2А. З моменту досягнення тиску p_1 починає переміщатися запірний елемент вібробуджувача. Його переміщення на величину золотникового перекриття Δ (див. розд. 4.2) супроводжується деяким зменшенням тиску (ділянка кривої 2А–3А), а потім спостерігається процес розрядження гідроаккумулятора (3А–4А–5А), при якому в порожнині робочого гідроциліндра створюється короткочасний імпульс тиску. Збільшення тиску в порожнині гідроциліндра (ділянка кривої 1Ц–2Ц) відбувається практично миттєво (див. розд. 6.2) у порівнянні, наприклад, із тривалістю примусового переміщення робочого столу (ділянка кривої 1Р–2Р–3Р), в результаті впливу даного імпульсу. Після розрядки гідроаккумулятора в гідросистемі ІВПМ можуть спостерігатися коливання тиску рідини, пов'язані з закриттям запірного елемента вібробуджувача в результаті падіння тиску до величини p_2 і з'єднанням порожнини гідроциліндра зі зливним баком (4А–5А і 3Ц–4Ц).

Зазначена послідовність формування короткочасних примусових імпульсів тиску рідини в порожнині гідроциліндра є характерною для всіх робочих режимів ІВПМ з вібробуджувачем "на вході" (див. розд. 4.3). Підвищення частоти проходження даних імпульсів для постійної величини енергії E_a , накопиченої в одноцикловому гідроаккумуляторі, і заданому

тиску спрацьовування віброзбуджувача p_1 найпростіше досягається збільшенням подачі насоса ГП (рис. 7.11, 7.12). Тривалість τ_0 і амплітудне значення $p_{ц, \max}$ короткочасних імпульсів тиску рідини визначаються, головним чином, величиною енергії E_a .



Рисунок 7.11 – Осцилограми робочого режиму ІВПМ з віброзбуджувачем „на вході” ($Q_{н1} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $m_2 = 32 \text{ кг}$)

Для виділених робочих режимів відмітною ознакою є характер зміни зусилля навантаження заготовки, що визначається умовами взаємодії робочого столу з рухомою поперечиною.

Найчастіше на ІВПМ реалізуються робочі режими, для яких навантаження заготовки під дією одного імпульсу примусового тиску відбувається практично двічі (див. рис. 7.11). Перше навантаження (ділянка кривої 1Н – 2Н – 3Н) відбувається одночасно з дією примусового імпульсу (1Ц – 2Ц – 3Ц) при спільному переміщенні робочого столу (1Р – 2Р) і рухомої поперечини (1П – 2П) до моменту відриву останньої від заготовки, а друге – при ударі рухомої поперечини об заготовку після завершення незалежного переміщення (2П – 2П – 3П). Причому між

першим і другим навантаженнями заготовка знаходиться в розвантаженому стані (3Н – 4Н). Після другого навантаження між рухомою поперечиною і заготовкою можуть виникати згасаючі ударні взаємодії (6Н – 7Н і 3П – 4П), амплітудні значення яких залежать від маси рухомої поперечини з інерційним вантажем та кінцевої щільності заготовки, досягнутої в результаті її пресування.



Рисунок 7.12 – Осцилограми робочого режиму ІВПМ з вібробуджувачем „на вході” ($Q_{H1} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $m_2 = 127 \text{ кг}$)

Зі збільшенням частоти проходження імпульсів тиску (рис. 7.12) і маси змінних інерційних вантажів можна забезпечити навантаження заготовки на зустрічному ході робочого столу й інерційного вантажу. Даний робочий режим можливий за умови, що закінчення незалежного переміщення рухомої поперечини (точка 3П) відбувається протягом часу переміщення ввєрх робочого столу (1Р–2Р), викликаного імпульсом тиску, що змушує, (1Ц – 2Ц – 3Ц). Характер зміни зусилля на заготовці (1Н – 2Н – 3Н) визначається тривалістю взаємодії з нею робочого столу і рухомої поперечини при їх спільному переміщенні після зіткнення. На іншому

відрізку часу до моменту наступної взаємодії заготовка знаходиться у розвантаженому стані (3Н – 4Н).

Використання додаткового статичного притискання істотно впливає на характер зміни зусилля навантаження заготовки (рис. 7.13). У початковий момент заготовка навантажена зусиллям $P_{ст}$. В момент початку імпульсу тиску (1Ц – 2Ц – 3Ц) зусилля на заготовці збільшується (1Н – 2Н) до $F_{з, max} > P_{ст}$, а потім зменшується (2Н – 3Н) до $F_{з, min} < P_{ст}$ і знову набуває значення $P_{ст}$ (точка 4Н). Таке навантаження відповідає спільному (безвідривному) переміщенню рухомої поперечини (1П – 2П – 3П) і робочого столу (1Р – 2Р – 3Р), при якому можна нехтувати розвантаженим станом заготовки ($F_з = 0$).

При підключенні до приводного гідроциліндра ІВПМ-5Л вібробуджувача за схемою "на виході" дослідження робочих режимів проводилося нами за методикою запропонованою для ІВПМ із вібробуджувачем "на вході" (див. вище). У зв'язку з відсутністю гідроаккумулятора в даній схемі підключення (див. розд. 4.1.1) перехідні процеси в робочій рідині ГП розглядалися за допомогою одного механічного параметра, який характеризує тиск у порожнині гідроциліндра.

Робочий режим ІВПМ з вібробуджувачем "на виході" в разі навантаження заготовки у вихідному положенні тільки силами ваги рухомої поперечини з інерційним вантажем ($m_2g=320$ Н) показаний на осцилограмі (рис. 7.14) зміни тиску в порожнині приводного гідроциліндра (крива Ц), переміщень робочого столу (крива Р) і рухомої поперечини (крива П), зусилля навантаження заготовки (крива Н). Періодичність зміни тиску в порожнині гідроциліндра визначається тиском p_1 настройки спрацьовування вібробуджувача і тиском p_2 його закриття. Зі збільшенням тиску до p_0 (ділянка кривої 1Ц–2Ц), при якому долаються сили стаціонарного опору (див. розд. 6.1), починає переміщуватися робочий стіл. Його переміщення (1Р–1'Р–2Р–3Р) відбувається у результаті імпульсної зміни тиску в порожнині гідроциліндра (2Ц–3Ц–4Ц), а падіння тиску (3Ц–4Ц) від p_1 до p_2 - в результаті спрацьовування запірнього елемента вібробуджувача. Однак для малих робочих ходів столу, як було показано в розд. 7.1, можливе падіння тиску до $p=p_{сл}$ (точки 1Ц, 5Ц), оскільки в цьому випадку за час t_p' надлишок рідини, що визначає перепад $p_2-p_{сл}$, встигає перетекти в зливний бак до закриття запірнього елемента. Ділянка кривої 1Р–1'Р відповідає переміщенню робочого столу з моменту початку руху в бік станини ІВПМ, встановленої на віброізоляторах і обумовлена кріпленням датчиків переміщень на стійці поза вібропресом (для розглянутого випадку). Таке ж переміщення (1П–1'П) відзначається і у рухомій поперечині.

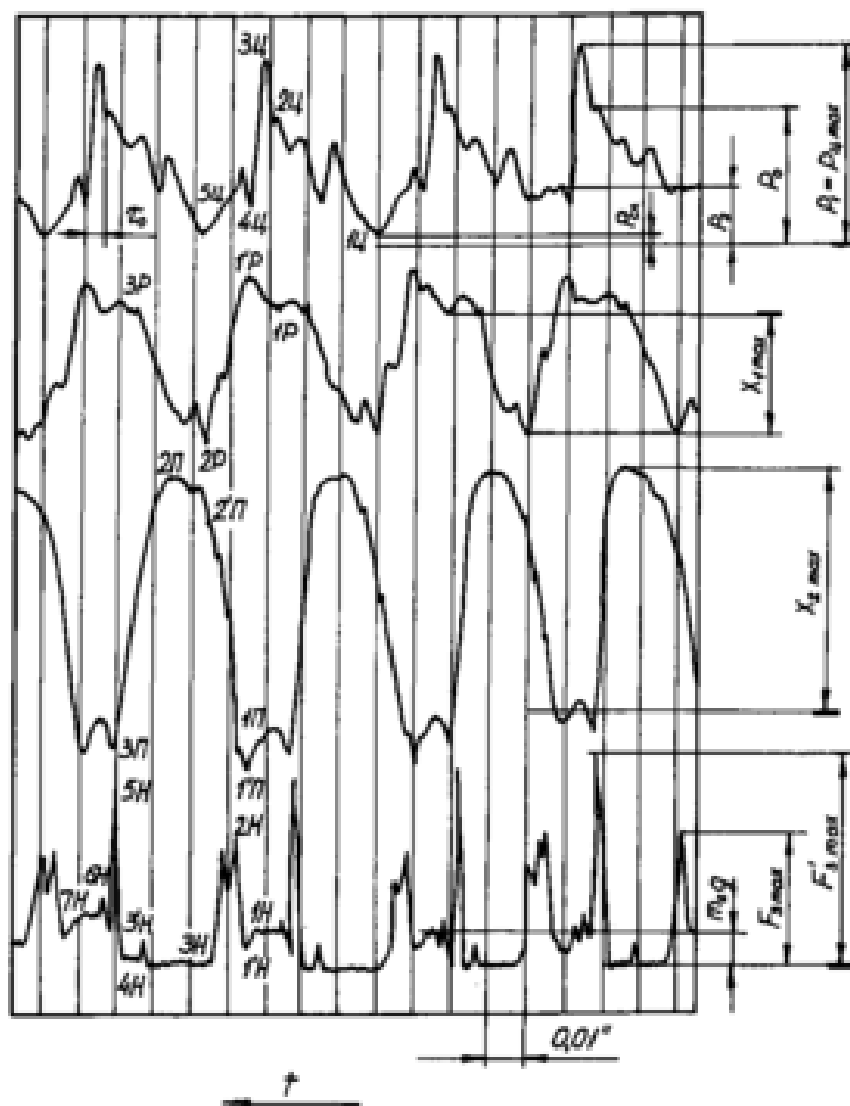


Рисунок 7.13 – Осцилограми робочого режиму ІВПМ з вібробудувачем „на виході” ($Q_{н1}=10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $m_2=32 \text{ кг}$)

При спільному переміщенні вгору стола з заготовкою та рухомої поперечини (1'Р–2Р і 1'П–2П) відбувається навантаження заготовки імпульсами сили (1'Н–2Н–3Н). Після досягнення столом крайнього верхнього положення (точка 2Р) рухома поперечина продовжує незалежне переміщення (2'П–2П–3П). Даний відрізок часу характеризується розвантаженим станом заготовки (3Н–4Н) за винятком моменту повернення стола у вихідне положення, який супроводжується ударним імпульсом сили (точка 3'Н). Аналогічним ударним імпульсом (4Н–5Н–6Н) супроводжується повернення у вихідне положення рухомої поперечини.

Практичний інтерес дає можливість створення на базі таких ІВПМ високочастотних вібраційних установок. На рис. 7.15 показана осцилограма зміни тиску в порожнині гідроциліндра (крива Ц) і переміщення стола (крива Р) у високочастотному робочому режимі ІВПМ (рухома поперечина встановлена в крайньому верхньому положенні й у роботі участь не бере (див. розд. 5.3)).

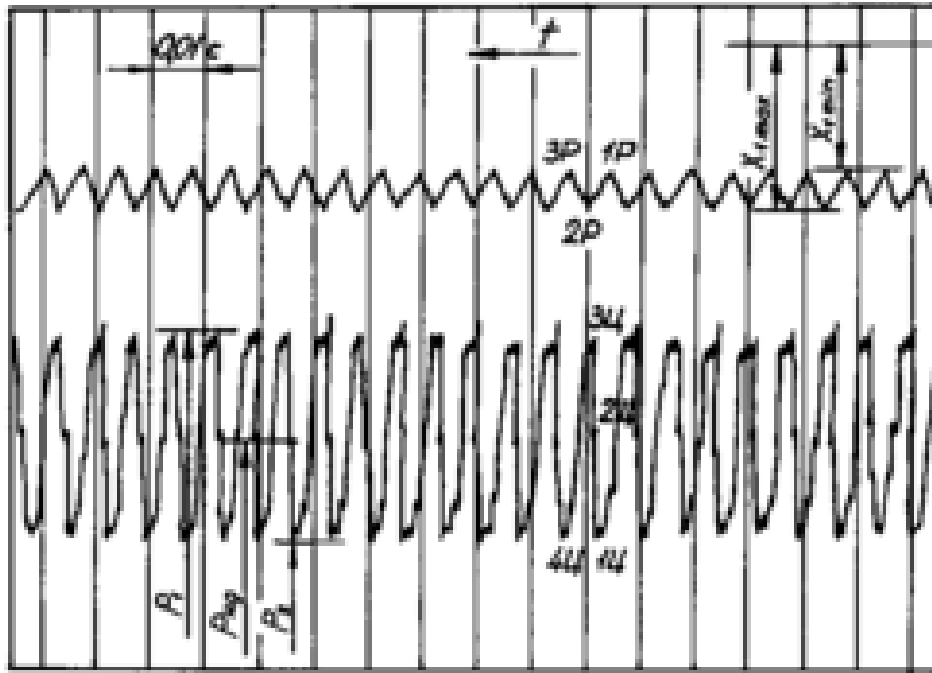


Рисунок 7.14 – Осцилограма високочастотного робочого режиму ІВПМ при $p_1:p_2=1,3$

Очевидно, що з моменту закриття запірнього елемента віброзбуджувача (точка 1Ц) тиск у порожнині гидроциліндра зростає одночасно з переміщенням в напрямку до вихідного положення робочого стола. Останнє припиняється з досягненням в порожнині гидроциліндра тиску $p_{н.д.}$ (точка 2Ц), а подальше зростання тиску до p_1 (2Ц – 3Ц) відбувається одночасно з переміщенням столу (1Р – 2Р) у крайнє верхнє положення, яке буде досягнуто після спрацьовування віброзбуджувача. Тому подальше переміщення столу (2Р – 3Р) не впливає на закриття запірнього елемента при падінні тиску (3Ц – 4Ц) до p_2 . На рис. 7.16 показані графіки переміщень столу, рухомої поперечини та зусилля навантаження заготовки для одного періоду $T_{ц.}$. Порівняння ординат відповідних теоретичних (т) та експериментальних (е) кривих показує, що прийняті під час складання моделей ІВПМ (див. розд. 7.2) припущення дозволяють обчислювати значення даних параметрів за отриманими аналітичними залежностями (див. розд. 7.3) з абсолютною похибкою, що не перевищує 5%...7%. Така похибка прийнятна для виконання подальших проектних розрахунків.

Проведений за допомогою осцилограм (див. рис. 7.11–7.15) аналіз робочих режимів ІВПМ із різними схемами підключення віброзбуджувача показав, що в процесі ВУП, дані режими однозначно визначаються характером зміни зусилля навантаження заготовки і можуть бути надані за аналогією з режимами інерційного навантаження (див. розд. 3.2). Робочий режим ІВПМ (див. рис. 7.11 та рис. 7.14), що забезпечує умови силового впливу на заготовку близький до віброударного інерційного навантаження (див. рис. 3.5) є найрозповсюдженним. Він дозволяє впливати на заготовку

двома послідовно створюваними короткочасними імпульсами сил (в результаті її взаємодії з верхньою поперечиною) протягом одного періоду зміни зовнішньої примусової сили, причому в проміжках часу між дією даних імпульсів заготовка може знаходитись у розвантаженому стані. Для позначення описаного основного робочого режиму ІВПМ у процесі ВУП нами [159] була введена аббревіатура ВУП-І.

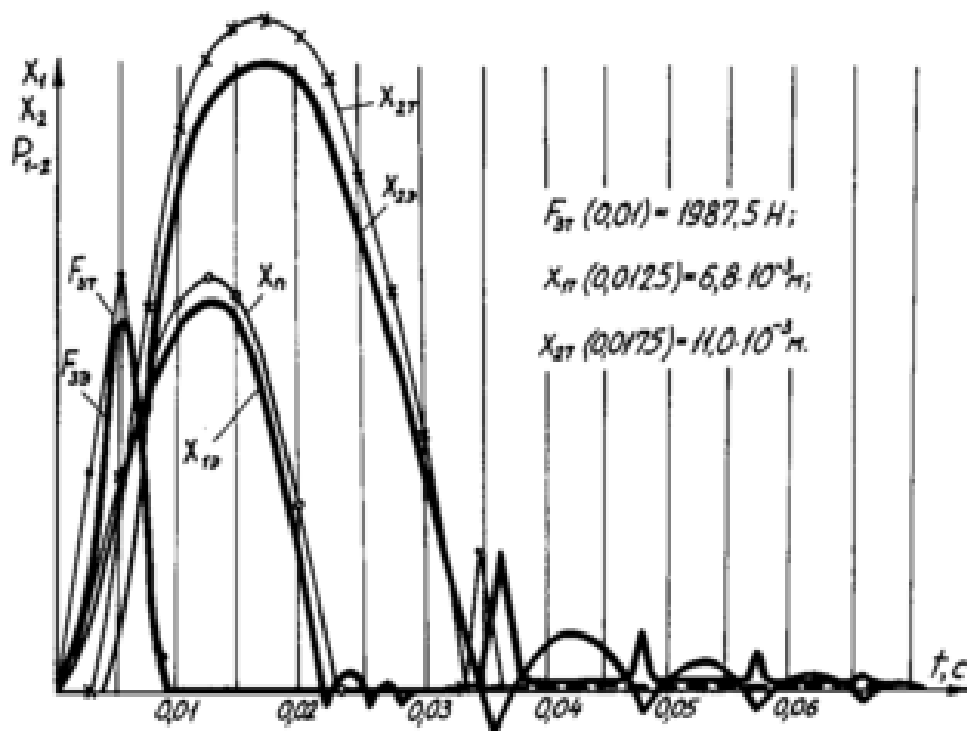


Рисунок 7.15 – Графіки переміщення столу $x_1(t)$, рухомої поперечини $x_2(t)$ та зусилля навантаження заготовки $F_3(t)$ побудовані за даними розрахунків (г) та експериментів (е)

Робочий режим ІВПМ (див. рис. 7.12), що забезпечує навантаження заготовки на зустрічному ході стола й рухомої поперечини ударним імпульсом сили із подальшою витримкою її в розвантаженому стані, відповідний умовам ударного режиму інерційного навантаження (див. рис. 2.6, б). За аналогічною з попереднім режимом класифікацією даний робочий режим отримав позначення ВУП-ІІ. Характерним для нього є навантаження заготовки через рівні проміжки часу, кратні періоду виникнення в порожнині, гідроциліндра примусових імпульсів тиску рідини.

Робочий режим ІВПМ (див. рис. 7.13 і рис. 7.15), що забезпечує одноразове навантаження заготовки короткочасним імпульсом сили при безвідривному від заготовки переміщенні рухомої поперечини, подібний вібраційному режиму інерційного навантаження (див. рис. 3.6, а). В цьому режимі, який отримав позначення ВУП-ІІІ, навантаження заготовки відбувається в момент виникнення в порожнині гідроциліндра примусового імпульсу тиску рідини і супроводжується повним або

частковим розвантаженням, але витримка заготовки в розвантаженому стані відсутня.

Введення розглянутої класифікації основних робочих режимів ІВПМ обумовлено різною ефективністю формоутворення ідентичних заготовок при їх використанні (відмінами щільності, нерівнощільності і т.д.), відміченою при попередніх експериментальних дослідженнях способів ВУП на ІВПМ (див. розд. 7.2), для постійних параметрів ГПП і змінних параметрів інерційного навантаження. Наявність класифікації значно спрощує розв'язання задач оптимізації процесів ВУП, особливо на першому етапі їх розробки, оскільки дозволяє обмежити область пошуку оптимальних розв'язків.

7.4 Енерговитрати в процесі віброударного пресування

Аналіз енерговитрат у процесах ВУП доцільно виконувати на основі результатів дослідження одиничних робочих ходів ІВПМ методом енергобалансу, що дозволяє оцінювати розподілення енергії в цілому між рухомими ланками машини і пресованою заготовкою в міру збільшення удаваної щільності останньої. Дане розподілення енергії відбувається у нестійкому робочому режимі ІВПМ і характеризується зростанням зусилля навантаження на заготовці з боку рухомої поперечини з інерційним вантажем, яка в міру деформування заготовки зміщується відносно вихідного положення до робочого столу ІВПМ.

З огляду на характер взаємодії рухомих ланок ІВПМ m_1 , m_2 і m_3 (див. розд. 6.1), можна показати, що енергія $E_a \approx E_x$, накопичена в одноцикловому гідроаккумуляторі для здійснення одного i -го робочого ходу, у загальному випадку, передається відповідним рухомих ланкам (E_{1i} , E_{2i} , E_{3i}), заготовці ($E_{заг.i}$) і частково втрачається $E_{пот.i}$. Витрати даної енергії пов'язані з виконанням робіт з переміщення рухомих ланок ІВПМ ($E_{1i} = A_{1i}$, $E_{2i} = A_{2i}$, $E_{3i} = A_{3i}$), з деформування (пресування) заготовки ($E_{заг.i} = A_{заг.i}$), з подолання сил тертя і нагрівання робочої рідини ($E_{пот.i} = A_{пот.i}$). На основі вищевикладеного, рівняння енергетичного балансу i -го робочого ходу ІВПМ записується у вигляді

$$E_x = E_{1i} + E_{2i} + E_{3i} + E_{заг.i} + E_{ном.i}. \quad (7.89)$$

Висока ефективність процесів ВУП на ІВПМ, на нашу думку, полягає в тому, що передача енергії рухомій ланці m_2 (інерційному вантажу) носить рекуперативний характер, тобто повертається до заготовки в момент завершення i -го циклу навантаження, коли рухома поперечина з інерційним вантажем у результаті вільного падіння (або під дією сили додаткового статичного притискання) впливає на заготовку. Тому корисною частиною енергії, яка підводиться за один робочий хід ІВПМ, можна вважати суму поточних значень енергій

$$E_{zag.i} + E_{2i} = E_x - (E_{1i} + E_{3i}) - E_{nom.i}. \quad (7.90)$$

Для ІВПМ, що працює в режимі ВУП-І (див. розд. 7.4), величина зсуву рухомої поперечини (рис. 7.16 – крива П) відносно вихідного положення до робочого столу (крива Р), або абсолютна деформація заготовки за кожен наступний робочий хід зменшується. При цьому відповідне переміщення рухомої поперечини збільшується. Аналіз вказаних переміщень свідчить про те, що енергія, передана заготовці за один хід робочого стола вверх ($E_{zag.i}$), із збільшенням удаваної щільності заготовки зменшується від $E_{zag.max}$ до $E_{zag.min}$, а енергія, яка передається рухомій поперечині (E_{2i}), відповідно збільшується від E_{2min} до E_{2max} .

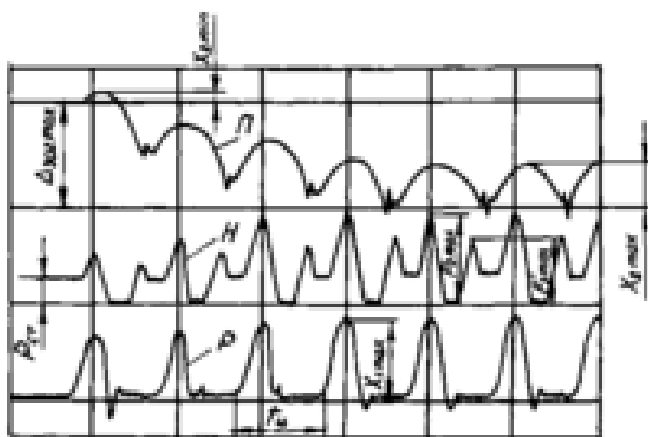


Рисунок 7.16 – Осцилограма процесу деформування заготовки в режимі ВУП-1

Енергія, затрачувана на переміщення мас m_1 та m_3 , визначається конструктивними особливостями ІВПМ. В разі виконання умов віброізоляції (див. розд. 7.3) можна вважати, що маса m_3 нерухома і величина енергії $E_{3i} \approx 0$, а величина енергії E_{1i} відповідає, головним чином, витратам на деформування елементів пружного повернення за мінімальних витрат на переміщення маси m_1 і в процесі ВУП змінюється незначно, тобто $E_{1i} \approx E_{1y} = \text{const}$.

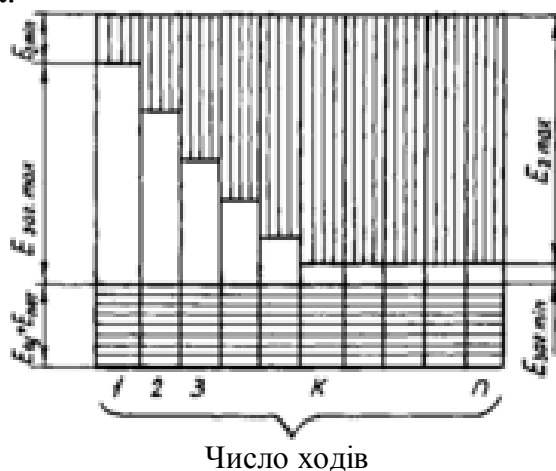


Рисунок 7.17 – Діаграма розподілення енергій для послідовних n робочих ходів ІВПМ

Завершення розподілу енергій настає в результаті досягнення заготовкою кінцевої щільності, коли вся підведена до неї енергія $E_{\text{заг.}i}$ витрачається тільки на пружне деформування її структури і має місце співвідношення $E_{\text{заг.}min} = E_{\text{заг.}y}$. Припускаючи, що втрати енергії в процесі ВУП залишаються незмінними для кожного i -го робочого ходу ($E_{\text{пот.}i} = E_{\text{пот}} = \text{const}$), рівняння балансу енергії для його завершальної стадії можна записати в вигляді

$$E_{\text{заг.}min} + E_{2max} = E_x - E_{1y} - E_{nom}. \quad (7.91)$$

Діаграми розподілу енергій (рис. 7.17) для послідовно здійснюваних ходів ІВПМ у процесі ВУП подати у вигляді прямокутних стовпців, площі яких відповідають розподіленій енергії E_x для i -го робочого ходу. Кількість стовпців n визначає загальне число робочих ходів ІВПМ, необхідних для закінчення процесу ВУП. У кожному стовпці виділені ділянки, які відповідають витратам енергії $E_{1y} + E_{\text{пот}}$, $E_{\text{заг.}i}$ і E_{2i} . Площа прямокутника, складеного з n стовпців, визначає повну енергію E_x , витрачену на процес ВУП, а сумарна площа виділених ділянок стовпців $\sum_{i=1}^n E_{\text{заг.}i}$ та $\sum_{i=1}^n E_{2i}$ – її корисну частину. Завершальна стадія процесу ВУП, реалізація якої забезпечує ущільнення для незмінного робочого зусилля (див. розд. 3.3) за рахунок внутрішніх резонансно-структурних перетворень (див. розд. 3.5), характеризується стовпцями діаграми, у яких перерозподіл енергії практично не відбувається.

Знаходження поточних значень енергії $E_{\text{заг.}i}$ в загальному вигляді утруднено, тому що вимагає додаткового експериментального визначення поточного значення "умовної жорсткості" заготовки (див. розд. 3.3). На нашу думку, практичної цінності дані відомості не мають. Однак, можливість визначення екстремальних значень перерозподілених енергій на початковій або завершальній стадіях процесу ВУП дозволяє значно спростити методику вибору і розрахунку параметрів ІВПМ. Наприклад, починаючи з k -го робочого ходу енергетичні параметри процесу ВУП є сталими і можуть бути прийняті в якості вихідних (заданих) величин під час розрахунку параметрів ІВПМ. Як показав аналіз особливостей розподілу енергій у процесі ВУП, з цією метою слід використовувати значення енергії положення рухомої поперечини E_{2max} і енергії пружного деформування заготовки $E_{\text{заг.}min} = E_{\text{заг.}y}$. Якщо врахувати, що для процесів ВУП $E_{\text{заг.}y} \ll E_{2max}$, то в разі проведення проектних розрахунків ІВПМ досить обмежитися величиною енергії E_{2max} .

Розрахунок енерговитрат та коефіцієнта корисної дії ІВПМ

Витрати енергії та ККД доцільно розглядати для окремих етапів одного робочого циклу, тривалість якого $T_{\text{ц}} = t_{\text{ц}}$, визначається періодом спрацьовування вібробуджувача ГП (див. розд. 4.1 та вирази (4.7) і

(7.36)).

Етап набору тиску в гідросистемі ІВПМ характеризується зміною його значення від p_2 до p_1 ($p_2=p_{\min}$, $p_1=p_{\max}$) за час $t_{н.д}$. Для заданої потужності привідного електродвигуна $N_{ед}$ можна забезпечити максимальний тиск спрацьовування віброзбуджувача $p_{1\max}$, який при постійній подачі насоса приводу Q_n визначає корисну потужність останнього

$$N_n = \frac{p_{1\max} + p_2}{2} (Q_n - \Delta Q_n),$$

де ΔQ_n – витоки в гідросистемі по лінії від насоса до віброзбуджувача (звичайно в об'ємному гідроприводі величиною $\Delta Q_n = 0$ можна нехтувати [57]). Втрати потужності $N_{ед} - N_n$ залежать від величини механічних, гідравлічних та об'ємних втрат.

Відношення корисної потужності насоса N_n до потужності, що витрачається, на валу електродвигуна $N_{ед}$ визначає ККД ГПП

$$\eta_n = \frac{(p_{1\max} + p_2) Q_n}{2 N_{эд}}$$

В процесі експлуатації ГПП передбачена можливість регулювання тиску p_1 настройки спрацьовування віброзбуджувача в межах від $p_{1\min}$ до $p_{1\max}$, що пов'язано з частковим використанням корисної потужності для $p_1 < p_{1\max}$.

Величина фактичної корисної потужності насоса N_n' визначається у вигляді

$$N_n' = \frac{p_1 + p_2}{2 N_{эд}} \cdot Q_n.$$

Відношення фактичної корисної потужності насоса до його розрахункової корисної потужності визначає експлуатаційний ККД насоса приводу ІВПМ

$$\eta_{e.n} = \frac{N_n'}{N_n} = \frac{p_1 + p_2}{p_{1\max} + p_2}.$$

Очевидно, що ефективність використання насоса приводу максимальна для $p_1 = p_{1\max}$, коли $\eta_{e.n} = 1$. Розглянутий вище етап робочого циклу ІВПМ з віброзбуджувачем "на вході" можна охарактеризувати величиною енергії E_a , накопиченої в одноцикловому гідроакумуляторі (див. розд. 4.1 та 7.2).

$$E_a = \frac{p_1^2 - p_2^2}{2K_{np}} \cdot W_a^*.$$

В цьому випадку енерговитрати в приводі ІВПМ на етапі набору тиску можна охарактеризувати відношенням

$$\frac{E_a}{N_{e\partial} \cdot t_{н.д}} = \frac{N'_n}{N_{e\partial}} = \eta_n \cdot \eta_{e.n}.$$

Для здійснення робочого ходу рухомих ланкам ІВПМ за час τ_p розрядження гідроакумулятора (див. розд. 4.1 і вираз (3.6)) передається енергія E_p (якщо робота насоса $E_p > E_a$), яка з врахуванням втрат енергії ΔE_p на дроселювання робочої рідини на кромках золотника (запірного елемента) вібробуджувача визначає величину корисної енергії ГПП

$$E_x = E_p - \Delta E_p = \frac{p_1^2 - p_2^2}{2K_{np}} \cdot W_a^* + \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot Q_n \cdot \tau_p - \Delta E_p.$$

Відношення енергій

$$\frac{E_x}{E_p} = \frac{E_p - \Delta E_p}{E_p} = 1 - \frac{\Delta E_p}{E_p} = \eta_{e\partial}$$

можна розглядати як ККД вібробуджувача ГПП.

Оскільки час спрацьовування запірного елемента вібробуджувача $t_p' > \tau_p$ (див. розд. 4.1), протягом часу, що залишається до завершення робочого циклу ІВПМ $T_{ц} - (t_{н.д} + \tau_p)$ передача енергії рухомих ланкам ІВПМ не відбувається. Тому ефективність роботи ГПП ІВПМ, на нашу думку, доцільно оцінювати на основі його експлуатаційного ККД

$$\eta_{e.zun} = \frac{E_p - \Delta E_p}{\frac{p_1 + p_2}{2} \cdot Q_n \cdot T_{ц}} = \frac{2E_x}{(p_1 + p_2) Q_n \cdot T_{ц}}.$$

Вважаючи, що подача насоса при розрядженні гідроакумулятора компенсує втрати енергії на дроселювання, цей вираз можна записати у вигляді

$$\eta_{e.zin} = \frac{(p_1 - p_2) W_a^*}{K_{np} \cdot Q_n \cdot T_{ц}}.$$

Аналіз останніх виразів показує, що при лінійному законі зміни тиску в гідросистемі від p_1 до p_2 (див. вираз (3.2))

$$\eta_{e.zin} \approx \frac{t_{н.д}}{T_{ц}}$$

Для реальних ГП ІВПМ $\eta_{e.гп}=0,6...0,9$, що підтверджено експериментальними дослідженнями. Для здійснення на ІВПМ віброударного пресування заготовок виробів з порошкових матеріалів необхідно забезпечити взаємодію рухомих ланок ІВПМ (робочого столу із заготовкою в прес-формі та інерційного вантажу). На виконання даної задачі витрачається енергія (детальний аналіз енерговитрат в процесі ВУП на ІВПМ розглянутий в розд. 7.5)

$$E_{техн} = E_{1i} + E_{2i} + E_{заг.i}$$

а ефективність технологічного процесу оцінюється відповідним КПД у вигляді

$$\eta_{техн} = \frac{E_{техн}}{E_x}$$

На основі вищевикладеного, загальний ККД ІВПМ можна визначити як відношення енергії $E_{техн}$, що витрачається на виконання технологічної задачі, до повної енергії $E_{полн}$, що витрачається ІВПМ протягом одного робочого циклу

$$\eta_{івпм} = \frac{E_{техн}}{N_{ед} \cdot T_{ц}} = \eta_n \cdot \eta_{e.n} \cdot \eta_{e.zin} \cdot \eta_{техн}$$

Для реальних конструкцій ІВПМ (при $\eta_{e.n}=1$) загальний ККД не перевищує 0,4...0,7.

Література

1. Абрамов Е.Н., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. - Киев: 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.В. 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. 595550 СССР, М. Кл.² F15B21/12. 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.
21. 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.
22. А.с. 626296 СССР, М. Кл.² F16k17/10. Импульсный клапан /Р.Д.Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирник (СССР). - №2464462/25-06; Заявлено 21.03.77; Оpubл. 30.09.78, Бюл. №36. – 3 с.: ил.
23. 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.
24. 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; Оpubл. 25.04.79, Бюл. №15. – 3 с.: ил.
25. 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; Оpubл. 30.05.79, Бюл. №20. – 3 с.: ил.
26. А.с. 676335 СССР, М. Кл.² В06В1/18. Вибростенд /И.В. Матвеев. Ю.Я. Комисаренко. Р.Д. Искович-Лотоцкий (СССР). - №2537394/18-06;. Заявлено 17.10.77; Оpubл. 30.07.79, Бюл. №28.-2с.: ил.
27. 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; Оpubл. 05.01.80, Бюл. №1. – 3с.: ил.
28. А.с. 718640 СССР, М. Кл.² F15B21/12. Висококачественный гидравлический пульсаторный привод /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2508091/25-06; Заявлено 18.07.77; Оpubл. 28.02.80, Бюл. №8. – 3 с.: ил.
29. 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; Оpubл. 25.06.80, Бюл. №23. – 3 с.: ил.

30. 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; Оpubл. 15.02.81, Бюл. №6. – 4 с.: ил.

31. 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; Оpubл. 15.03.81, Бюл. №10. - 3 с.: ил.

32. 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; Оpubл. 15.06.81, Бюл. №22. – 3 с.: ил.

33. А.с. 842238 СССР, М. Кл.³ F15В21/12. Гидропривод вибрационного пресса /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2747570/25-06; Заявлено 04.04.79, Оpubл. 30.06.81, Бюл. №24. – 4 с.: ил.

34. А.с. 846605 СССР, М. Кл.³ F15В21/12. Импульсный стенд / Ф.К.Иванченко. Р.Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирник (СССР). - №2801231/25-06; Заявлено 23.07.79; Оpubл. 15.07.81, Бюл. №26. -3с.: ил.

35. 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.

36. А.с. 879075 СССР, М. Кл.³ F15В21/12. Вибростенд / Ю.Я.Комисаренко, Р.Д. Искович-Лотоцкий, Н.Н. Вирник (СССР). - №2887261/25-06; Заявлено 15.02.80; Оpubл. 07.11.81, Бюл. №41. -3 с.: ил.

37. А.с. 941186 СССР, М. Кл.³ В28В1/08. Вибростол /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №2638377/29-33; Заявлено 26.06.78; Оpubл. 07.07.82, Бюл. №25. – 3 с.: ил.

38. А.с. 973216 СССР, М. Кл.³ В22С15/08. Многоколодочная вибропрессовая головка /Р.Д. Искович-Лотоцкий и др. (СССР). - №3289832/22-02; Заявлено 18.05.81; Оpubл. 15.11.82, Бюл. №42. -4с.: ил.

39. А.с. 977170 СССР, М. Кл.³ В28В3/00. 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.

40. А.с. 996168 СССР, М. Кл.³ В28В3/00. 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.

41. А.с. 1036544 СССР, М. Кл. В28В3/04. 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

42. А.с. 1079158 СССР, МКИ³ В28В21/16. 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.

43. А.с. 1088858 СССР, МКИ³ В21 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.

44. А.с. 1091984 СССР, МКИ³ В22С15/24. 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.

45. А.с. 1091985 СССР, МКИ³ В22С15/24. 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.

46. А.с. 1116234 СССР, МКИ³ F15В21/12. 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.

47. А.с. 1138230 СССР, МКИ³ В22С15/30. 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.

48. А.с. 1184604 СССР, МКИ³ В22Д29/02. 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.

49. Ашавский А.М., Вольперт А.Я., Шейнбаум В.С. Силовые импульсные системы. - М.: Машиностроения, 1978. – 200 с.

50. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей. - 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1974 – 134 с.

51. Бальшин М.Ю., Кипарисов С.С. Основы порошковой металлургии. М.: Металлургия, 1978. – 184 с.

52. Бальшин М.С. Научные основы порошковой металлургии и металлургии волокна. - М.: Металлургия, 1972. – 336 с.

53. Баркан Д.Д. Виброметод в строительстве. - М.: Госстройиздат, 1959. – 316 с.

54. Баркан Д.Д. Экспериментальные исследования погружения в почву свай, шпунта и труб// Механизация строительства. - 1952. - №5. –С.31 - 36.

55. Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные машины. - М.: Машиностроение, 1977. - 326 с.

56. Бауман В.А., Быховский Н.Н. Вибрационные машины и процессы в строительстве. - М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.

57. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972. – 354 с.

58. Беленков Ю.А., Нейман В.Г., Селиванов М.П. Надежность объемных гидроприводов и их элементов. - М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.

59. Беликов О.А. Системно-структурный метод проектирования автоматических формовочных машин// Литейное производство. - 1978. - №4. - С. 10 - 13.
60. Белл У.К. Вибрационное уплотнение порошков// Процессы керамического изготовления: сб. науч. работ; Под ред. П.П.Будникова. - М.: Иностранная литература, 1960. – 280 с.
61. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. М.: Машиностроение. 1981. – 247 с.
62. Бердников Е.Б. Теоретическое и экспериментальное исследование гидравлического импульсного пресс-молота: Дис... канд. техн. наук: 05.165. - М., 1971. – 218 с.
63. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. - М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
64. Блехман И.И. Действие вибраций на механические системы// Вибротехника. - 1973. - С. 369 - 374.
65. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационные перемещения. - М.: Наука, 1964. – 412 с.
66. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Об эффективных коэффициентах трения при вибрациях Изв. АН СССР. Отд. наук. - 1958. - №7. - С.98 - 101.
67. Богданович Л.В. Объемный гидропривод. - Киев: Техніка, 1971.- 172 с.
68. Богоявленский К.Н., Кузнецов В.А. Исследование электрогидроимпульсного прессования огнестойких порошковых материалов Огнеупоры. - 1982. - №9. - С. 45 - 49.
69. Бондаренко В.П., Фрейдин Г.Ю., Мендельсон В.С. Прессование заготовок с твердосплавных смесей. - Киев: Техніка, 1974. – 140 с.
70. Бочаров Ю.А. Гидропривод кузнечно-штамповочных машин. - М.: Машиностроение, 1972. – 76 с.
71. Бочаров Ю.А. Винтовые прессы. - М.: Машиностроение, 1976. - 246с.
72. 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.
73. Бочаров Ю.А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением. - М., 1980. - С. 12 - 40. - (Тр. МВТУ; №335).
74. Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-штамповочных машин. - М.: Машиностроение, 1969. – 247 с.
75. Бочаров Ю.А. Структурно-морфологическая классификация кузнечно-штамповочных машин и установок // Кузнечно-штамповочное производство. - 1974. - №11. - С. 30 - 35.
76. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. - М.: Машиностроение, 1969. – 364 с.

77. Васильев Б.П. Гидравлические прессы. - М.: Машиностроение, 1968. – 420 с.
78. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. - М.: Высшая школа, 1976. – 479 с.
79. 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.
80. 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.
81. 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.
82. 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.
83. 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.
84. Вибрации на производстве /Э.А. Дрогичина, Н.Н. Малинская, Н.Б.Метлина и др. - М.: Медицина, 1971. – 238 с.
85. Вибрационный стенд горячего прессования /В.А. Мартынов, Р.Г.Березин, В.П. Петренко и др. //Порошковая металлургия. - 1976. - №9. - С. 97 - 100.
86. Вибрационное прессование огнеупорных масс /В.М. Ям, В.Т.Олейник, У.Ф. Степанов и др. //Огнеупоры. - 1973. - №10. - С.1- 7.
87. Вибрационное уплотнение карбид-кремниевых масс /В.М. Ям, Н.К. Евсеенко, В.Т. Олейник и др. //Огнеупоры, -1966. - №10. - С.30 - 33.
88. 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.
89. Вибропрессование фасонных шамотных изделий /В.Т. Олейник, В.М. Ям., У.У. Власов и др. //Огнеупоры. - 1978. - №6. – С. 31 - 34.
90. Вибропрессование фасонных огнеупорных изделий /В.Т. Олейник, В.М. Ям, Н.И. Выростков и др. //Огнеупоры. - 1981. - №4. - С. 27 - 31.
91. 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.
92. 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.

93. 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.

94. Влияние формы зерен порошков на некоторые свойства карбидокремниевых огнеупоров. /С.А. Поляков, Н.Я. Гузман, В.Л.Балкевич и др. //Огнеупоры. - 1978. - №8. - С. 56 - 58.

95. 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.

96. Волошин-Челпан Э.К. Исследование процесса вибрационного прессования порошковых материалов: Дис... канд. техн. наук: 0.171. - М., 1966. - 214 с.

97. Волошин-Челпан Э.К. Некоторые вопросы вибрационного формования порошков// Порошковая металлургия: Материалы IX Всесоюз. конф. по порошковой металлургии. - Рига, 1968. - С. 53 - 62.

98. 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.

99. Вульфсон И.И., Козловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. - М.: Машиностроение, 1968. – 282 с.

100. 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. - Киев: Техніка. 1982. - С. 56 - 60.

101. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотнящих машин / М.Е. Иванов, И.Б. Матвеев, Р.Д. Искович-Дотоцкий и др. - М.: Машиностроение, 1977. - 174 с.

102. Глушко В.В. Системный подход к проектированию станков и роботов. - Киев: Техніка, 1981. – 136 с.

103. Гнесин Г.Г. Веспористий поликристаллический карбид кремния и его применения в технике высоких температур //Тугоплавкие карбиды. - Киев: ИПМ АН УССР, 1970. - 38 с.

104. Голубев Т.М., Иващенко В.В. Изготовление изделий вибрационным уплотнением //Порошковая металлургия. - 1967. - №3. - С.17-20.

105. 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 - Киев: Техніка. 1968. - С. 68 - 75.

106. Голубенцев А.И. Интегральные методы в динамике. – Киев: Техніка, 1967. – 349 с.

107. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и

технологии. - М.: Наука, 1981. – 320 с.

108. Горлов Ю.П., Соков В.Н., Миньков Д.Б. Влияние частоты и амплитуды колебаний на формуемость глиноземо-пено- полистиральных масс// Огнеупоры. - 1973. - №3. - С. 55 - 58.

109. 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.

110. ГОСТ 12.4.093-80. Вибрация. Машины стационарные. Расчет виброизоляции поддерживающей конструкции Введ. 01.07.81. - М.: Изд-во стандартов, 1981. – 40 с.

111. ГОСТ 24346-80 (СТ СЭВ 1926-79). Вибрация. Термины и определения. Введ. 01.01.81. - М.: Изд-во стандартов, 1980. – 31 с.

112. ГОСТ 17359 - 82. Порошковая металлургия. Термины и определения. Введ. 01.07.83. - М.: Изд-во стандартов, 1982. – 17 с.

113. Гречка В.Д. Влияние межмолекулярных и электростатических сил сцепления на процесс уплотнения сыпучих материалов // Порошковая металлургия. - 1976. - №11. - С. 11 - 15.

114. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. - М.: Высшая школа. 1973. - 296 с.

115. Десов А.Е. Вибрированный бетон. - М.: Госстройиздат, 1956. – 144 с.

116. Джонс В.Д. Основы порошковой металлургии. Прессование и спекание/ Пер. с англ. - М.: Мир, 1965. – 326 с.

117. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход/ Пер. с польск. - М.: Мир, 1981 – 456 с.

118. Добринский Н.С. Гидравлический повод прессов. - М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.

119. Дородный Б.А., Дегтярева Е.У. Вибровакуумное уплотнение тонкодисперсных порошков и его влияние на гидростатическое прессование //Огнеупоры. - 1977. - №8. - С. 32 - 38.

120. Дородный Б.А. Исследования и разработки технологии изостатического прессования крупногабаритных огнеупорных изделий: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.17.11. - Свердловск, 1978. – 21 с.

121. Друянов Б.А., Вартанов К.Б. Вязкопластическое трение сжимаемого порошкового материала //Порошковая металлургия. - 1984. - №8. - С. 24 - 27.

122. Жданович Г.М. Теория прессования металлических порошков. - М.: Металлургия, 1969. - 184 с.

123. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. - Харьков: Изд-во Харьковского университета, - 1966. - 455 с.

124. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Молоты. Ротационные машины. Импульсные штамповочные устройства. - Киев: Вища школа, 1972. – 279 с.

125. Жирнов Н.И. Классическая механика. - М.: Образование, 1980. – 303 с.
126. Залесский В.Н. Оборудование кузнечно-прессовых цехов. - М.: Высшая школа, 1973. – 630 с.
127. Зельдович Я.В., Мишкис А.Д. Элементы математической физики. - М.: Наука, 1973. – 350 с.
128. Зимин А.И. Гидравлический удар как энергоноситель для кузнечных машин //Машины и технология обработки металлов давлением. - М., 1964. - С. 21 - 26. – (Тр. МВТУ: №3).
129. Зимин А.И. Периодическая система энерготипов кузнечно-прессовых машин //Кузнечно-штамповочное производство. - 1965. - №10. - С. 17 - 24.
130. Иванов М.Е., Искович-Лотоцкий Р.Д., Коц И.В. Специальная аппаратура управления короткоходовыми возвратно- поступательными и вращательными перемещениями. - М.: НИИМаш, 1982. – 52 с.
131. Иващенко В.В. Влияние инерционного нагружения на процесс вибрационного уплотнения порошковых материалов //Порошковая металлургия. - 1972. - №5. - С. 18 - 21.
132. 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.
133. Иващенко В.В. Исследование некоторых параметров и особенностей вибрационного уплотнения порошковых материалов: Дис... канд. техн. наук: 0.171. - Киев, 1966. – 223 с.
134. Иващенко В.В., Тартаковский И.П., Голубев Т.М. Исследование вибрационного уплотнения сферических порошков //Порошковая металлургия. - 1965. - №8. - С. 35 - 39.
135. Иващенко В.В., Тартаковский И.П., Голубев Т.М. Исследование вибрационного уплотнения двухкомпонентных систем сферических порошков //Порошковая металлургия. - 1965. - №9. - С. 9.
136. Изготовление твердосплавных заготовок вибрационным формованием /И.М. Муха, М.Н. Довбищук, А.Л. Мороз, В.В.Иващенко //Порошковая металлургия. - 1970. - № 12. - С. 28 - 30.
137. Инженерные методы исследования ударных процессов/ Г.С.Батуев, Ю.В. Голубков, А.К. Ефремов, А.А. Федосов. - М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
138. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. Прикладная механика. - М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
139. 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. - Киев: Техніка, 1981. - С. 30 - 37.

140. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирник Н.Н. Гидропривод формовочной машины //Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб./ МВ и ССО УССР. - Вып. 19. - Киев: Техніка, 1983. - С. 39 - 43.

141. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирник 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.

142. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирник Н.Н. Исследование рабочих режимов гидравлического вибропресса посредством ЭВМ// Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. /МВ и ССО УССР. - Вып. 18, - Киев: Техніка, 1982 - С. 51 – 55.

143. Искович-Лотоцкий Р.Д., Вирник 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.

144. Искович-Лотоцкий Р.Д. Использование клапанов-пульсаторов в гидроприводах испытательных вибростендов //Повышение эффективности и качества систем гидропневмоавтоматики /Тез. докл. Респ. науч.-техн. конф. - Киев: РДНТП, 1977. – С. 20.

145. 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 инстр. пром-ти СССР. - М.: НИИмаш, 1982. - №6. - С. 3 - 6.

146. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б. Вибрационные прессы. - М.: НИИмаш, 1979. – 50 с.

147. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.В., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия. – Киев: Техніка, 1982. – 208 с.

148. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Щегоцкий А.У. Использование стандартной контрольно-регулирующей аппаратуры в гидроприводах с пульсирующим нагруженным // Вестник машиностроения. - 1977. - №2. - С. 7 - 12.

149. Искович-Лотоцкий Р.Д., Малярчук А.А. Перспективы использования гидроимпульсного повода //Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. /МВ и ССО УССР. - Вып. 19. - Киев: Техніка, 1983. - С. 44 – 48.

150. Искович-Лотоцкий Р.Д. Методы системного подхода к проектированию новых вибровозбудителей гидроимпульсного повода //Тез. докл. третьей Всесоюз. науч. конф. по инерционно-импульсным механизмам, поводам и устройствам, - Челябинск, 1982. - С. 205 - 206.

151. Искович-Лотоцкий Р.Д. Моделирование процессов вибропрессования порошковых заготовок //Обработка давлением. ЭИ. - М.: НИИмаш, 1982. - №6, С. 14 - 19.

152. 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. - Киев: РДНТП, 1978. - С. 20 - 21.

153. 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.

154. Искович-Лотоцкий Р.Д. О динамике инерционных вибропресс-молотов с гидроприводом //Вестник машиностроения. - №6. - 1979. -С. 56 - 59.

155. Искович-Лотоцкий Р.Д. Особенности вибропрессового оборудования для прессования порошков с инерционной схемой нагружения // Обработка давлением: ЭИ. - М.: НИИмаш, 1982. - №5. - С. 7-11.

156. 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. - Киев: Техніка, 1981. - С. 70 - 74.

157. 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.

158. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Разработка и исследование нового инерционного вибропресса с гидроимпульсным поводом // Тез. докл. третьей Всесоюз. науч. конф. по инерционно-импульсным механизмам поводам и устройствам. - Челябинск, 1982. - С. 222 - 223.

159. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Экспериментальное исследование рабочих режимов виброударного прессования// Кузнечно-штамповочное производство. - 1982. - №4. - С. 33 - 35.

160. Искович-Лотоцкий Р.Д. Разработка, теоретическое и экспериментальное исследование новой конструкции вибропресе-молота для прессования деталей из материала на основе карбида кремния: Дис... канд. техн. наук: 05.03.05. - М.: 1974. – 213 с.

161. Использование вибрационного уплотнения для повышения прочности прессовок. /З.М. Полукарова, И.Г. Шаталова, Р.К.Юсупов, Е.Д. Щукин /Порошковая металлургия. - 1968. - №6. - С. 54 - 56.

162. 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.

163. Исследование и разработка технологии формования карбид-кремниевых капсул /А.Д. Пивоваров, В.М. Ям., Г.Е. Карась и др.//

Огнеупоры. - 1978. - №4. - С. 10 - 13.

164. Исследование прессуемости огнеупорных материалов на гидродинамических машинах /Л.Н. Афанасьев, С.Г. Барай, О.В. Роман и др. // Огнеупоры. - 1983. - №8 - С. 9 - 14.

165. Кагарманов А.Ф. Гидравлические импульсные машины и их технические возможности //Кузнечно-штамповочное производство. - 1970. - №11. - С. 29 - 31.

166. Кайнарский И.С., Дегтярева Э.В. Основные огнеупоры (сырье, технология, свойства). - М.: Металлургия, 1974. - 367 с.

167. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. -М.: Наука, 1965. - 703 с.

168. Карнов М.Я. Некоторые вопросы вибрационного деформирования металла //Кузнечно-штамповочное производство. - М. - 1961. - №3. - С. 17 - 20.

169. Карпов В.П. Исследование процесса уплотнения литейных форм стряхиваниям; Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.16.04. - М., 1974. - 32 с.

170. Кильчевский Н.А. Теория соударения твердых тел. - Киев: Наукова думка, 1969. - 237 с.

171. Клименко В.М., Шаповал В.Н. Вибрационная обработка металлов давлением. - Киев: Техніка, 1977. - 128 с.

172. Кобринский А.Е., Кобринский А.А. Виброударные системы. - М.: Наука, 1973. - 592 с.

173. 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. - Киев: Техніка, 1980. - 142 с.

174. Колотий П.В. Исследование и разработка процесса вибрационного формования пластических керамических масс: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.17.11, - Киев, 1977. - 16 с.

175. Кононов И.В., Масленников И.Е., Платонов В.Н. Прессы с пульсирующей нагрузкой //Кузнечно-штамповочное производство. - 1974. - №2. - С. 35 - 36.

176. Кононов И.В. Новые гидравлические кузнечно-прессовые машины и гидроприводы //Кузнечно-штамповочное производство. - 1970. - №7. - С. 26 - 28.

177. Корн. Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1974. - 831 с.

178. 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.

179. Кунин Н.Ф., Юрченко Б.Д. Закономерности прессования порошков разных материалов /Порошковая металлургия. - 1964. - С.39 - 41.

180. Лещенко В.А. Гидравлические следящие поводы станков с программным управлением. - М.: Машиностроение, 1976. - 288 с.

181. Лермат Р. Проблемы технологии бетона /Пер с франц. - М.: Гос. изд. лит-ры по ст-ву, архитектуре и строит. матер., 1959. – 294 с.

182. 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.

183. Либерман Ю.А., Михайлов Н.В. Исследование упаковки дисперсного графита в условиях вибрационных действий // Коллоидный журнал. - 1968. - №3 (30). - С. 404 - 407.

184. 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.

185. Малюшевский П.П., Толстых А.Б. Использование электрогидравлического эффекта в порошковой металлургии // Порошковая металлургия. – 1979. - №5. - С. 22 - 26.

186. Мамбеталиев Т.С. Исследование и разработка встряхивающих механизмов с регулируемым ударным импульсом: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.16.04, - М., 1982. – 16 с.

187. 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.

188. Матвеев И.Б. Выбор принципиальной схемы вибрационного пресса //Кузнечно-штамповочное производство. - 1973. - №8. - С.35 - 39.

189. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. - М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.

190. 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. - Киев: Техника, 1975. С. 66 - 69.

191. Матвеев И.Б., Искович-Лотоцкий Р.Д. Гидроинерционный вибропресс-молот двустороннего действия //Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. сб. / МВ и ССО УССР. - Вып. 10. - Киев: Техника, 1974. - С. 61 - 64.

192. Матвеев И.Б., Искович-Лотоцкий Р.Д. Гидравлический вибропресс-молот для порошковой металлургии /Кузнечно- штамповочное производство. - 1976. - №3. - С. 25 – 28.

193. Матвеев И.Б., Искович-Лотоцкий Р.Д. Новые виды элементов управления гидроимпульсным поводом //Вестник машиностроения. - 1976. - №3. - С. 19 - 21.

194. Матвеев И.В., Тарский В.Л. Оборудование литейных цехов. - М.: Машиностроение, 1976. – 440 с.

195. Математический практикум /Г.Н. Положий, Н.А. Пахарева, И.З.Степаненко и др.; Под ред. Г.Н. Положего. - М.: Наука, 1980. – 512с.

196. Машиностроительный гидропривод. /Л.А. Кондаков, Г.А.Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева. - М.; Машиностроение, 1978. – 495 с.
197. 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.
198. Мороз И.И. Технология строительной керамики. Киев: Вища школа, 1980. – 384 с.
199. Мудров В.И., Кушко В.Л. Методы обработки измерений. - М.: Советское радио, 1976. – 192 с.
200. Муха И.М., Винниченко В.Н. Упрочнение твердых сплавов ультразвуковыми колебаниями. Ч.І. //Порошковая металлургия. - 1982. - №10. - С. 88 - 91.
201. Муха И.М., Винниченко В.Н. Упрочнение твердых сплавов ультразвуковыми колебаниями. Ч.ІІ //Порошковая металлургия, 1983. – №8 - С. 43 - 46.
202. Муха И.М., Довбищук М.Н., Мороз А.Л. Вибрационное прессование, твердосплавных порошков //Технология и организация производства. - 1969. - №3. - С. 83 - 85.
203. Навроцкий Г.А., Кузнечно-штамповочные автоматы. - М.: Машиностроение, 1965. – 424 с.
204. Новацкий В.К. Волновые задачи теории пластичности. - М.: Мир, 1978. – 307 с.
205. Новиков М.Н. Технология производства низковольтных фарфоровых изделий. - М.: Энергия, 1976. – 232 с.
206. 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.
207. 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.
208. Оборудование для механических и кинематических испытаний. - М.: ОНТИ, 1970. – 76 с.
209. 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.
210. 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.

211. 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.
212. 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.
213. Ольховский И.А., Торопов С.А., Гаруцев А.Б. Влияние параметров вибраций на свойства многошамотных, высокоглиноземистых и форстеритовых изделий//Тр. Восточного ин-та огнеупоров. - Свердловск, 1970. - Вып. 10. С. 90 - 99.
214. 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.
215. Основы теории колебаний /В.В. Мигулин, В.И. Лебедев, Е.Р.Мустель и др.; Под ред. В.В. Мигулина, - М.: Наука, 1978. – 391 с.
216. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний.- М.: Наука, 1980. – 270 с.
217. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. - М.: Наука, 1977. – 224 с.
218. Пантелеев В.Ф. Исследование гидросистем периодического нагружения с клапанами-пульсаторами: Дис... канд. техн. наук: 05.02.03. - М., 1978. – 216 с.
219. Пентюк Б.Н. Разработка конструкции и методики проектирования вибропресса с насосно-аккумуляторным поводом по технологическим параметрам прессования заготовок из огнеупорных масс: Дис... канд. техн. наук: 05.03.05. - М., 1985. – 230 с. – д.с.п.
220. Пейн Г. Физика колебаний и волн. - М.: Мир, 1979. – 390 с.
221. Пирогов А.А., Ракина В.П., Волков Н.У. Вибрационное уплотнение смоломагнезимальных масс //Огнеупоры. – 1967. - №6. - С. 10 - 14.
222. 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.
223. Покровский Г.И. Исследование по физике грунтов. - М. – Л.: ОНТИ, 1937. – 136 с.
224. Покровский Г.И., Некрасов А.А, Статическая теория почв //Вестник Военно-инж. акад. РККА. - 1934. - №1. - С. 120 - 175.
225. 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.
226. Попильский Р.Я., Кондрашов Ф.В. Прессование керамических порошков. – М.: Металлургия, 1968. - 272 с.

227. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.
228. Потураев В.Н., Миронюк А.Ф. Исследование процесса вырубki на гидравлических прессах с применением вибраций //Кузнечно-штамповочное производство. - 1969. - №11. - С. 21 - 22.
229. 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.
230. Потураев В.Н., Миронюк А.Ф. Расчет и исследование гидравлического вибратора для вибропрессования материалов // Горная механика и машиностроение; сб. науч. тр. - М.: Недра, 1967.
231. Почтовик Г.Я., Злочевский А.Б., Яковлев А.И. Методы и средства испытания строительных конструкций. - М.: Высшая школа, 1973. – 158 с.
232. Принципы классификации процессов формования порошковых материалов. /К.Н. Богоявленский, В.А. Кузнецов, Мартенс К.К. и др. Порошковая металлургия. - 1985. - №6. - С. 89 - 94.
233. 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.
234. Производство огнеупоров полусухим способом. /А.К. Карклит, А.П. Ларин, С.А. Лосев и др. - М.: Металлургия, 1972. – 368 с.
235. Промышленное освоение виброударного формования карбид-кремниевых огнеупоров. /В.М. Ям, В.Т. Олейник, С.В. Плиневский и др. //Огнеупоры. - 1970. - №8. - С. 7 - 12.
236. 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.
237. Радомысельский И.Д., Сердюк Г.Г., Щербань Н.И. Конструкционные порошковые материалы. - Киев: Техніка, 1985. – 152 с.
238. Радомысельский И.Д., Ясь Д.С., Павленко В.И. Производство и использование порошковых деталей в легкой промышленности. - Киев: Техніка, 1982. – 175 с.
239. 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.
240. 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.

241. 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. Вирник.

242. 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. - Киев: Общ. "Знание", 1978. - С. 22 - 23.

243. 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.

244. 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.

245. 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. - №ГР01850063926, Инв. №02850040790. - Винница. 1986. - 174 с.: ил. - Отв. исполн. Р.Р. Обертюх. - д.с.п.

246. Раковский В.С., Саклинский В.В. Порошковая металлургия в машиностроении. Справочное пособие. - М.; Машиностроение, 1972. – 126с.

247. Ребиндер П.А., Шукин Е. Д., Марголис Л.Я. О механической прочности пористых однодисперсных тел //Доклады АН СССР, 1964. - №154. - С. 695 - 698.

248. Реологические основы виброуплотнения упруго-вязкопластических сред. /В.М. Ям, А. Б. Солодовник, Р.Ф. Иохансон и др. //Производство огнеупоров — 1975. - №4 (47), - С. 102 - 115.

249. Реологические основы виброуплотнения упруго-вязкопластических сред. /В.М. Ям, А.Б. Солодовник, Р.Ф. Иохансон и др. //Производство огнеупоров, - 1975. - №5 (48). - С. 75 - 87.

250. Розанов Б.В. Гидравлические прессы. - М.: Машгиз, 1959. – 428с.

251. Савинов О.А., Лавринович Е.В. Теория и методы вибрационного формования железобетонных изделий. - Л.; Стройиздат, 1972. – 228 с.

252. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. - М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.

253. Свойства порошков металлов, тугоплавких соединений и спеченных материалов. Информационный справочник. - Киев: Наукова думка, 1978. – 184 с.
254. Серенсен С.В., Гарф М.Э., Кузьменко В.А. Динамика машин для испытания на усталость. - М.; Машиностроение, 1967. – 460 с.
255. Смирнов-Аляев Г.А., Чикидовский В.П. Экспериментальное исследование в обработке металлов давлением. - Л.: Машино-строение, 1972. – 360 с.
256. Соклинский В.Б. Машины ударного разрушения. - М.: Машиностроение, 1962. – 184 с.
257. Соколовский В.В. Распространение цилиндрических волн сдвига в упруго-вязко-пластической среде // Доклады АН СССР. - 1948. №60. С. 128 - 136.
258. Соппротивление материалов /Г.С.Писаренко, В.А. Агарев, А.Л.Квитка и др.; Под ред. Г.С. Писаренко. - Киев: Техніка, 1967. – 791 с.
259. Соронер В.И. Вибрированный бетон. - М.: ЦНИПС, 1934. – 122с.
260. Спасский М.Р., Щукин Е.Д. Модель вибрационно-уплотняемой дисперсной среды // Коллоидный журнал. - 1970. - №35. - С. 897 - 905.
261. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением. - М.: Машиностроение, 1977. – 423 с.
262. Тартаковский И.П. Применение вибрационного прессования металлокерамических порошков при изготовлении деталей приборов// Автоматика и приборостроение. - 1965. - №3. - С. 60 - 62.
263. Тимохова М.И. Квазиизостатическое прессование керамических колец // Стекло и керамика. - 1981. - №4. - С. 19 - 20.
264. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. - М.: Наука, 1966. – 724 с.
265. 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.
266. Файкин В.И. Исследование процесса вибрационного формования пористых труб из порошковых материалов. Автореф. дис... канд. техн. наук: 0.171. - М., 1970. – 21 с.
267. 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.
268. Файтельсон Л.А., Линарте П.П., Бриендис П.П. Опыт вибропоршневого формования железобетонных конструкций. Рига: Изд-во АН Латв. ССР. 1965. – 41 с.
269. Форсайт Дж., Малькольм М., Моулер К. Машинные методы математических вычислений /Пер. с англ. - М.: Мир, 1980. – 272 с.
270. Францевич И.Н., Воронов Ф.Ф., Бакута С.А. Упругие постоянные и модули упругости металлов и неметаллов. - Киев: Наукова думка, 1982. – 285 с.

271. 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.
272. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование / Пер. с англ. - М.: Мир, 1983. – 478 с.
273. Цикаленко В.С., Зборовский А.В., Радомысельский Н.Д. Современное состояние развития промышленности порошковой металлургии //Технология и организация производства. - 1969. - №3. - С. 80 - 83.
274. Цытович Н.А. Механика грунтов - М.: Высшая школа, 1979. – 272 с.
275. Чиченев Н.А., Кудрин А.Б., Полухин П.И. Методы исследования процессов обработки металлов давлением. - М.; Металлургия, 1977. – 311 с.
276. Чмых О.В. Виброимпульсное формование карбидокремниевых изделий: Дис... канд. техн. наук: 05.17.11. - Киев. 1985. д.с.п.
277. Шаталова И.Г., Горбунов Н.С., Лихтман В.И. Физико-механические основы вибрационного уплотнения порошковых материалов. - М.: Наука, 1965. – 164 с.
278. Шехтер О.Л. Экспериментальное исследование виброкомпрессионных свойств песков// Тр. Моск. НИИ оснований и фундаментов. - 1953. - №22. - С. 88 - 95.
279. Шмигальский В.Н. Формирование изделий на виброплощадках. - М.: Стройиздат. 1968. – 104 с.
280. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч.II. Динамика - М.: Высшая школа, 1966. – 410 с.
281. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. - М.: Высшая школа 1975. – 248 с.
282. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике для инженеров и студентов вузов. - М.: Наука, 1964. – 847 с.
283. Ям В.М. Взаимодействие слоя сыпучего материала с элементами установки и влияние ее на эффективность процесса виброударного уплотнения//Тр. Всесоюз. ин-та огнеупоров. - Л., 1969. - Вып.41. - С. 235 - 253.
284. 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.
285. 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.
286. 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.

287. 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.
288. 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.
289. 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.
290. Baader W. Das Verhalten eines Schuttgutes auf schwingenden Siebrosten. //Grundlagen der Landtechnik; - 1961. - Heft 13.
291. Baird M.H.I. //The Canad. J. Ceramic Engin. - 1963. - Col. 14. - N 2. - P. 41 - 45.
292. Bell W.C., Dillender P.D., Zominac H.R., Menning E.C. //J. Am. Ceram. Soc. - 1955. - Vol. 38. - N 11. - P. 114 - 121.
293. Carman P.C. //Trans. Inst. Chem. Engin. - 1937. - Vol. 15. - P. 150.
294. Chijiwa K., Hatamura Y., Yoneyama I. A Trial on Direct Forming with Vibration. - Bull. of JSME. - 1985. - Vol. 28. - N240. P. 1308 - 1315.
295. Evans P.E. and Millman R.S. Vibratory Packing Powder. //Powder Metallurgy. - 1964. - Vol. 7. - N 13. - P. 50 - 60.
296. Farthing T.W. and Co. //Metallurgy Berilium. London: Chapman and Hall Ltd., 1968. - 327 p.
297. Hauth J.J. //Atomic Energy Comission Report: Vibrationally Compacted Ceramic Fuels. - HW67777. - 1961. - 44 p.
298. 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.
299. Kroll W. Uber das Verhalten von Schuttgut in lotrechtsch wingenden Gefassen. //Forschung auf dem Gebiet der Inge nieurwissen. - 1954. - N 1.
300. Kohami S, Maeda T. Studies on hydraulic oscillator, -Bull. JSME.- 1982. - vol. 25. - N 201. - P. 380 - 386.
301. McGeary R.K. Mechanical Packing Spherical Particles - J. Am. Ceram. Soc. - 1961. - Vol. 44 - N 10. - P. 49 - 58.
302. McFetidge D., Byrne J. Вибрационное прессование керамических порошков. //Proc. Brit. Ceram. Soc. - 1969. - N 12. - P. 165 - 178.
303. Norrison W.M. Principle and Application Flow Divider Valves Hydraulics. //Hydraulics Power Transmission. - 1962. - N 10. - P. 91 - 103.
304. Rao V.A., Ramamurty V., Siddhanty M.N. Performance hydraulic vibration machine. //Mech. Eng. Division. India - 1970. - Vol. 51. - N 1. - P. 29-32.
305. Smith I.D. High frequency hydraulic vibrators. //J.Mech. Engineering Science - 1971. - Vol. 13. - N 6. - P. 380 - 383.
306. Stoops Robert F. Получение на виброударных прессах заготовок с

плотностью 98,2 % от теоретической //Ceramic Industry. - 1964. - N 3. - P. 54 - 57.

307. Westman A.F.R. and Hugill M.R. Packing of Particles. // J. Am. Ceram. Soc. - 1930. Vol. 13. - N 10. - P. 767 - 769.

Навчальне видання

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович
Івашко Євгеній Іванович**

СПЕЦІАЛЬНІ ПРОЦЕСИ ТА МАШИНИ ОБРОБКИ ТИСКОМ

Навчальний посібник

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено Є. Івашко

Підписано до друку
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк.
Наклад прим. Зам. № 2014-

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.
ВНТУ, к. 2201.
Тел. (0432) 59-87-36.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-87-38.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.