

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

**Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх,
О. В. Поліщук**

**ВИКОРИСТАННЯ
ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДУ
В ОБЛАДНАННІ ПЕРЕРОБНИХ
ВИРОБНИЦТВ**

Монографія

Вінниця
ВНТУ
2013

УДК 62.822:664
ББК 34.447
І-86

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 3 від 25 жовтня 2012 р.)

Рецензенти:

В. І. Савуляк, доктор технічних наук, професор

І. П. Паламарчук, доктор технічних наук, професор

Іскович-Лотоцький, Р. Д.

І-86 Використання гідроімпульсного приводу в обладнанні переробних виробництв : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 116 с.

ISBN 978-966-641-523-6

Розглянуто розв'язання задачі підвищення ефективності технологічних процесів переробки вторинних продуктів харчових переробних виробництв на основі результатів досліджень різних способів їх механічного зневоднення та розробки нового гідроімпульсного приводу для відповідного обладнання. Показано більш високу технологічну ефективність використання вібраційного способу механічного зневоднення та запропоновано нову конструктивну схему генератора імпульсів тиску для його реалізації. Наведено дослідження математичної моделі гідроімпульсного приводу обладнання та розроблено методику розрахунку його електромеханічної системи.

УДК 62.822:664

ББК 34.447

ISBN 978-966-641-523-6

© Р. Іскович-Лотоцький, Р. Обертюх, О. Поліщук, 2013

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 Огляд існуючих технологій та технологічного обладнання для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.....	6
1.1 Властивості матеріалів, що підлягають зневодненню.....	6
1.1.1 Вміст води у вторинних продуктах рослинного походження.....	6
1.1.2 Особливості матеріалів, що підлягають зневодненню	7
1.2 Огляд існуючих технологій зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.....	9
1.3 Обладнання для механічного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.....	12
1.4 Використання вібраційних навантажень у технологічних процесах харчових виробництв	17
1.5 Системи приводів пресового обладнання	19
1.5.1 Механічні системи приводів	19
1.5.2 Гідравлічні та гідроімпульсні приводи.	20
1.6 Відомі методи дослідження вібраційних машин з гідроімпульсним приводом	27
РОЗДІЛ 2 Вибір компоновки та розробка приводу нового обладнання для зневоднення вторинних продуктів	29
2.1 Обґрунтування ефективності застосування вібраційного способу зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.....	29
2.2 Вибір принципової схеми компонування вібраційної машини та аналіз динамічної взаємодії рухомих мас при реалізації інерційного навантаження.....	43
2.3 Розробка принципової гідрокінематичної схеми вібраційної установки для зневоднення відходів харчових переробних виробництв.....	47
2.4 Розробка нової принципової та конструктивної схем генератора імпульсів тиску гідроімпульсного приводу установки .	50

РОЗДІЛ 3 Дослідження нового гідроімпульсного приводу за допомогою ПЕОМ та оцінка отриманих результатів за допомогою експериментальних досліджень.....	59
3.1 Розробка динамічних та математичних моделей гідроімпульсного приводу вібраційної установки.....	59
3.2 Спрощені динамічні та математичні моделі прямого і зворотного ходів запірних елементів генератора імпульсів тиску та рухомих ланок установки	67
3.3 Аналіз спрощених динамічних моделей гідроімпульсного приводу вібраційної установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.....	76
3.4 Аналіз осцилографічних записів робочих режимів гідроімпульсного приводу дослідної установки.....	78
3.5 Математична модель електромеханічної системи гідроімпульсного приводу установки для вібраційного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв	84
3.6 Аналіз осцилографічних записів роботи електромеханічної системи приводу в умовах нерівномірного навантаження.....	91
3.7 Розробка методики проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.....	94
РОЗДІЛ 4 Нові конструктивні схеми обладнання для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.....	98
ВИСНОВКИ	103
ЛІТЕРАТУРА	104

ВСТУП

Вторинні продукти харчових переробних виробництв, такі як жом цукрового буряка, спиртова барда, пивна дробина, ягідні та фруктові жмихи тощо широко використовуються в тваринництві як корми. Проте висока вологомiсткiсть таких кормiв ускладнює їх зберiгання та транспортування. Для вирiшення проблем iз транспортуванням та зберiганням, наприклад, жому цукрового буряка його пiддають зневодненню. На сьогоднішнiй день основними технологiчними процесами переробки таких вiдходiв є механiчне зневоднення за допомогою шнекових та стрiчкових пресiв з подальшим висушуванням i брикетуванням або гранулюванням. Використовуванi на сьогоднішнiй день технологiї i обладнання механiчного зневоднення не є достатньо ефективними, що зумовлює значну енергоємнiсть технологiчних процесiв отримання сухого жому цукрового буряка i, вiдповiдно, його високу собiвартiсть.

Вiдомо, що ефективнiсть та надiйнiсть роботи багатьох машин першочергово залежить вiд надiйностi роботи їх приводiв. Серед вiдомих конструкцiй приводiв вiбрацiйних машин таким, що вiдповiдає бiльшостi необхідних вимог, є гiдроiмпульсний привод, оскiльки вiн дозволяє забезпечити стабiльний частотний режим вiбрацiйного навантаження зi значним робочим зусиллям при вiдносно невеликих габаритних розмiрах, простотi керування та достатньо високiй надiйностi експлуатацiї. У зв'язку з вищевикладеним можна зробити висновок, що розробка нового вiбрацiйного обладнання з гiдроiмпульсним приводом для зневоднення вторинних продуктiв харчових переробних виробництв є актуальною науково-технiчною задачею.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗНЕВОДНЕННЯ ВТОРИННИХ ПРОДУКТІВ ХАРЧОВИХ ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ

1.1 Властивості матеріалів, що підлягають зневодненню

1.1.1 Вміст води у вторинних продуктах рослинного походження

Продукти рослинного походження в своєму складі містять воду, яка є природним компонентом сировини, а також застосовується в проміжних стадіях технологічного процесу. Основні форми зв'язку води з матеріалами за схемою, запропонованою академіком П. А. Ребіндером [96]:

- 1) хімічний зв'язок (відрізняється точними кількісними співвідношеннями);
- 2) фізико-хімічний зв'язок (вода утримується в матеріалі фізично та хімічно в несуворо визначених співвідношеннях);
- 3) фізико-механічний зв'язок (вода утримується в матеріалі фізично і механічно в невизначених співвідношеннях).

Розрізняють два види хімічного зв'язку: іонний та молекулярний. Іонний зв'язок утворюється за рахунок хімічних реакцій і обумовлений первинною валентністю (електростатичними силами взаємодії), за інтенсивністю це дуже міцний вид зв'язку. Руйнується цей вид зв'язку за умови хімічних взаємодій, іноді нагрівання. При утворенні іонного зв'язку вода як така зникає. Молекулярний зв'язок утворюється за рахунок кристалізації з розчинів (утворення кристалогідратів), причиною є вторинна валентність; за інтенсивністю це також міцний зв'язок. Руйнується цей вид зв'язку нагріванням до високих температур. При утворенні молекулярних зв'язків вода входить у структуру кристалів.

Фізико-хімічний зв'язок існує у двох видах: адсорбційний (зв'язок води в гідратних оболонках) та осмотичний. Адсорбційний зв'язок утворюється завдяки розчиненню у воді (утворенню сольвентних оболонок) та адсорбції води; причиною, яка обумовлює утворення такого зв'язку, є молекулярне силове поле як усіх молекул, так і молекул внутрішнього та зовнішнього шарів окремо; осмотичний зв'язок утворюється завдяки осмотичному тиску. Адсорбційний зв'язок має середню інтенсивність і в окремих випадках є незворотнім, осмотичний зв'язок є зв'язком-утриманням. Шляхами порушення адсорбційного

зв'язку є випаровування, десорбція та дезадсорбція. Осмотичний зв'язок порушується вилученням вологи та утворенням більш концентрованого розчину ззовні клітини. При утворенні адсорбційного зв'язку вода може входити в сольвентні оболонки та не змінювати своїх властивостей, утворювати колоїдні розчини або входити в мономолекулярний поверхневий шар та втрачати свої властивості. У випадку осмотичного утворення зв'язку відбувається просте набухання тіла.

Існує чотири види фізико-механічного зв'язку: структурний, в мікро- та макрокапілярах і зв'язок змочування. Структурний зв'язок виникає при утворенні гелю; зв'язок в мікрокапілярах утворюється поглинанням води з вологого повітря чи при безпосередньому контакті; зв'язок в наскрізних макрокапілярах утворюється поглинанням при безпосередньому контакті, а в замкнених макрокапілярах – поглинанням з вологого повітря; зв'язок змочування утворюється прилипанням води при безпосередньому контакті з поверхнею тіла. Причинами утворення зв'язку є захват при утворенні структури гелю, капілярний тиск обумовлений кривизною поверхні рідини та її поверхневим натягом, що характеризується кутом змочування. За інтенсивністю вода утримується механічно у всіх випадках, за винятком мономолекулярного та приповерхневого нашарувань, які зв'язані адсорбційно. Умовами порушення зв'язку є випаровування, віджимання вологи тиском та інші механічні способи. Вода залишається вільною та зберігає свої властивості, крім води, зв'язаної адсорбційно (приповерхневий та мономолекулярний шари) та структурно (гель).

У нашому випадку найбільш цікавим є фізико-механічний зв'язок, тому що так зв'язано приблизно 60 % води, яка зосереджена в матеріалі, і даний зв'язок не є достатньо міцним.

Отже, основною задачею при зневодненні рослинних матеріалів є руйнування фізико-механічних і частково фізико-хімічних зв'язків. Руйнування хімічних зв'язків не є доцільним, адже у такому випадку спостерігатиметься зворотній процес, а саме – поглинання води з навколишнього середовища, яке триватиме до повного відновлення зруйнованих зв'язків. Виконання поставленої задачі можливе при застосуванні механічних та термічних методів зневоднення.

1.1.2 Особливості матеріалів, що підлягають зневодненню

Серед вторинних продуктів, які використовуються в сільському господарстві в якості кормів, найбільш широкоживаними є зернова барда, що є залишковим продуктом спиртового виробництва, жом цу-

крового буряка, що є залишковим продуктом цукрового виробництва, та ін.

Хімічний склад зернової барди досліджений доволі добре [24, 63, 92, 114]. В Україні на спирт переробляють, в основному, жито, кукурудзу, овес і, в теперішній час, пшеницю.

Спиртові заводи працюють переважно на зернових сумішах, тому склад барди, отриманої з суміші зернових продуктів, дещо відрізняється від складу барди, отриманої з одної культури.

Склад барди залежить також від режиму розварювання сировини. В 1 т натуральної барди міститься 40...70 кормових одиниць. При переробці 1т зерна виходить приблизно 4 т барди.

Буряковий жом містить 0,2...0,3% цукру і низку нецукрових речовин. Склад м'яких речовин (%) до маси цього вторинного продукту: пектинових речовин 50, целюлози 24, геміцелюлози 22,9, білків 2,1 і золи 1 [45, 64, 86].

В жомі, крім простих білків, міститься незначна кількість складних білків – протеїдів, головним чином опротеїдів – сполук білків з іншими високомолекулярними речовинами (нуклеїновими кислотами). В останніх містяться азотисті структурні елементи.

В сирому жомі загальний вміст амінокислот коливається в межах 0,3...0,5% [64, 86].

Суша речовина жому є м'якоттю буряка (близько 5 кг на 100 кг буряка), до якої приєднані білки з соку, що залишилися в нерозрізаних клітинах (0,4 кг – близько 2/3 всіх білків буряка), і цукор (0,2 кг). М'якоть буряка складається з білків (0,1 кг) та пектинових речовин (2,4 кг). При віджиманні води з жому перед його сушінням близько 0,6 кг сухих речовин втрачається і в ньому залишається всього 5 кг сухих речовин на 100 кг буряка [45].

Сирий буряковий жом відноситься до числа трьохфазних продуктів, що складаються з твердої, рідкої та газоподібної фаз [64].

Зневоднення трьохфазних продуктів супроводжується відділенням газоподібної фракції (повітря) і відводом рідини одночасно з ущільненням твердої фази. Відвід повітря здійснюється за порівняно невеликий проміжок часу при мінімальному тискові [37, 38, 81].

Вода в жомі за формами зв'язку розподіляється таким чином. Якщо загальну кількість води, що міститься в пробі матеріалу, прийняти за 100 %, то адсорбційно зв'язана вода складе 3,1 %, капілярна вода – 14,2 %, осмотично утримувана вода – 22,7 %, механічно утримувана – 60 % [45, 64, 86].

1.2 Огляд існуючих технологій зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

Перелік способів зневоднення сировини та відходів виробництва, що використовуються в харчовій промисловості, а також їх переваги та недоліки наведено в табл. 1.1. Серед наведених способів найбільшого поширення дістало механічне зневоднення, що на відміну від більшості інших способів не вимагає значних витрат енергії, дозволяє повторне використання видаленої з сировини води, забезпечує збереження вмісту поживних речовин у продукті, а також не потребує залучення значних виробничих площ. Проте цей спосіб зневоднення не дозволяє отримати кінцевий продукт з вологістю, за якої можливе його тривале зберігання. Для отримання кінцевого продукту, вологість якого згідно з ДСТУ 18.1-94 не повинна перевищувати 14 %, необхідним є його подальше сушіння або випаровування. Останній процес є досить енергоємним [38, 45, 64], що в сучасних ринкових умовах зумовлює низький попит на кінцевий продукт. Тому для зниження собівартості такого продукту перш за все необхідно знизити енергозатрати на його виробництво.

Сушений буряковий жом випускають як в розсипному вигляді, так і у вигляді гранул. Висушування проводять у жомосушильному відділенні цукрових заводів, а подальшу обробку – у відділі гранулювання [45, 65]. На деяких підприємствах, де немає відділень гранулювання, здобрування сирого жому мелясою проводять в жомосушильному відділенні, інших добавок не вводять. Там, де є відділення гранулювання, всі добавки (меляс, амідомінеральні і органічні) вводять вже у висушений жом.

Принципова апаратурно-технічна схема виробництва жому наведена на рис. 1.1 [26, 38, 79]. Буряковий жом з вмістом сухих речовин 6-8% з дифузного апарата через шнек-водовідділювач надходить для попереднього віджимання в преси 3. Частина попередньо віджатого жому може направлятися в сховища, а частина конвеєром 4 подається в преси 5 для заключного віджимання. Жом з вмістом сухих речовин до 16...22% ковшовим елеватором по конвеєру подається в приймальний бункер. В залежності від компонування обладнання жом в приймальний бункер 8 може подаватись одним тільки елеватором чи конвеєром 7. З приймального бункера жом подавачем 9 подається в жомосушильний барабан 10.

Таблиця 1.1 – Основні методи зневоднення сировини та відходів харчових переробних виробництв

Методи переробки	Переваги	Недоліки
Відстоювання	Відсутність побічних продуктів та енергозатрат	Значна тривалість, незначне відділення води, необхідність значних площ для відстійників
Механічне зневоднення	Низькі енергозатрати, висока продуктивність (800-1200 т/добу), відсутність побічних продуктів	Незначне зниження вологості матеріалу (максимальний вміст СР складає 25 %)
Сушіння та випарювання	Необмежене зниження вологості матеріалу, відсутність побічних продуктів	Висока енергоємність (витрати природного газу від 0,25 м ³ /кг), невисока продуктивність сушарок (до 240 т/добу)
Електрохімічний	Значне відділення води від матеріалів, мала тривалість технологічних процесів	Високі енергоємність та втрати поживних речовин, забрудненість остаточного продукту реагентами
Фізико-хімічний	Значне відділення води від матеріалів, висока продуктивність	Значні втрати поживних речовин, забрудненість продукту коагулянтами
Біологічний	Можливість отримання біопалива, значне відділення рідкої фази від матеріалу	Втрата поживних речовин та забрудненість матеріалу продуктами життєдіяльності бактерій

Ступінь зневоднення жому залежить від конструкції пресів і підтримання в заданих межах основних технологічних параметрів, що впливають на процес (конструктивні характеристики, що впливають на ступінь пресування, закладені в конструкцію машин).

Для отримання ступеня зневоднення, що відповідає заданим параметрам, необхідно підтримувати визначені рН і температуру в дифузній установці, якість бурякової стружки та вміст дрібних частинок останньої, виконувати постійне та рівномірне завантаження і витримувати температурний режим процесу пресування [81, 86, 97].

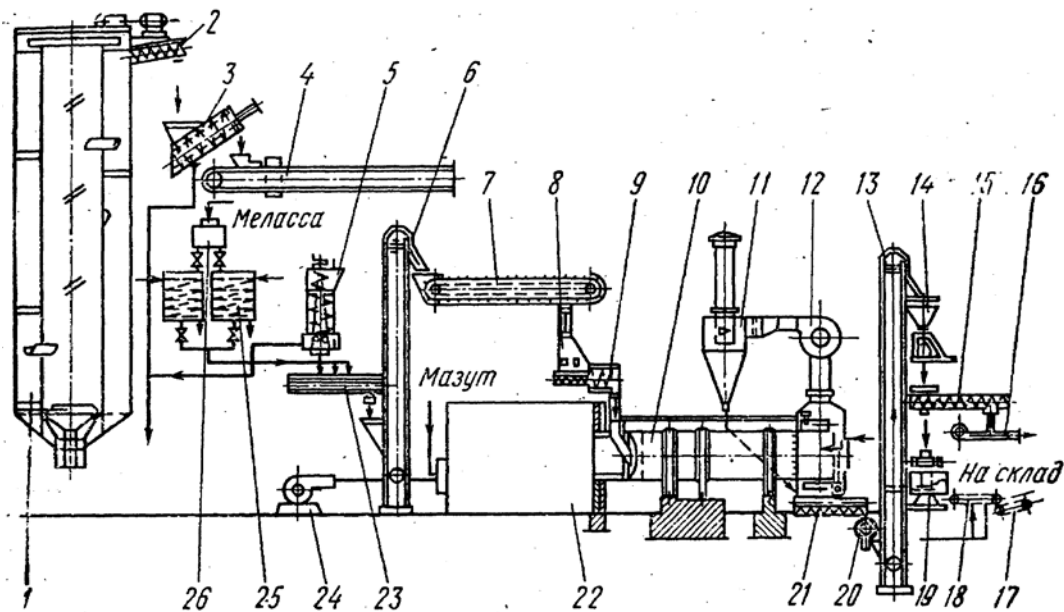


Рисунок 1.1 – Принципова апаратурно-технологічна схема виробництва жому

При підвищенні рН жомоводяної суміші процес зневоднення ускладнюється. Величину рН слід підтримувати в межах 5,5...6,0 [94]. Менші значення рН доцільніші з точки зору підвищення ступеня зневоднення. Температура середовища в робочій камері повинна бути 70...72 °С, подальше підвищення температури призведе до зниження кількості сухих речовин у зневодненому жомі на 2...3 % [81, 94, 99]. При охолодженні жому перед потраплянням його на переробку необхідно передбачувати підігрівання його безпосередньо в пресах.

Значний вплив на ступінь зневоднення має вміст м'яких речовин в стружці. З підвищенням вмісту м'яких речовин ступінь зневоднення знижується. М'які речовини мають значну адсорбційну здатність до іонів кальцію, поглинаючи які вони зменшують свою здатність утримувати воду. В закордонній практиці в дифузійну воду додають хлористий кальцій [98]. Однак при його використанні мають місце втрати цукру в виробництві. Вважається, що застосування хлористого кальцію для поліпшення ступеня зневоднення жому виправдовується, оскільки при витраті його не більше 0,01 % до маси буряка вміст сухих речовин в зневодненому жомі збільшується на 2 % [38, 99].

Підвищення вмісту дрібних частинок в буряковій стружці значно впливає на якість процесу, оскільки потовщена стружка і наявність

«гребінців» погіршують умови видалення води. Потовщена стружка збільшує опір фільтруючого шару, а наявність «гребінців» знижує швидкість міграції води зсередини частинки жому до його поверхні [38, 81, 86, 99].

Зі збільшенням вмісту цукру в жомі різко погіршуються умови його зневоднення, тому для досягнення необхідного рівня зневоднення жому необхідно строго витримувати межі вмісту цукру в жомі, вказані в паспортних даних обладнання.

Нерівномірність завантаження пресів є одним з найважливіших факторів, що мають вплив на режим зневоднення. Недовантаження пресів призводить до зниження ступеня видалення води. В таких випадках, виходячи з умов роботи цукрових заводів, доцільно ділити преси на ті, що працюють на сушильне відділення, і ті, що працюють на сховище. Так можна працювати на тих заводах, де можливе розділення транспортних ліній, що транспортують жом в сушильне відділення і сховище.

В умовах цукрових заводів вартість теплової енергії в багато разів перевищує вартість механічної, тому необхідно прагнути до найбільш повного механічного зневоднення жому. Це дасть можливість скоротити витрати палива для його висушування [62, 86, 99].

З підвищенням цін на енергоносії останнім часом на цукрових заводах значну частину бурякового жому реалізують в кислому стані. Це призводить до значних втрат поживних речовин, оскільки зберігання жому в кислому стані прискорює процес ферментації поживних речовин. Такий жом погано зберігається. З наведеного вище огляду технологічного процесу видно, що значного скорочення витрат енергії можна досягти підвищенням продуктивності обладнання для механічного зневоднення. Тому розробка нового обладнання для механічного зневоднення жому є актуальною задачею, що має велике значення для народного господарства.

1.3 Обладнання для механічного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

Для механічного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв можна використовувати шнекові, валкові, ексцентрикові, стрічкові та гідравлічні пак-преси, типові приклади такого обладнання наведені на рис. 1.2.

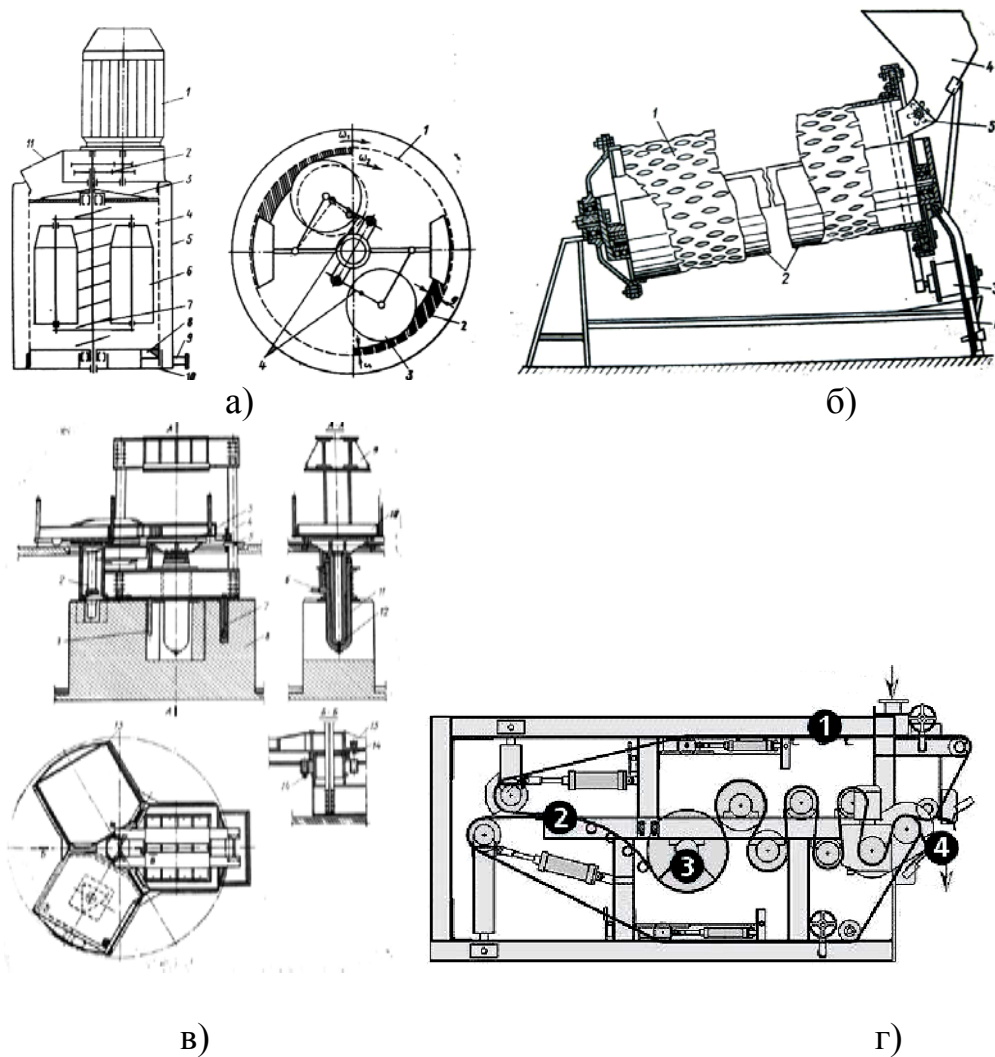


Рисунок 1.2 – Конструктивні схеми пресового обладнання для зневоднення водомістких матеріалів і продуктів: а) валковий прес; б) похилий ексцентриковий прес; в) гідравлічний пак-прес; г) стрічковий фільтрпрес

Серед наведених типів обладнання найбільшого поширення набули шнекові преси, що можна пояснити невисокими енерговитратами під час виробництва та достатньою продуктивністю. На сьогоднішній день на цукрових заводах сирий жом віджимають в пресах попереднього віджимання до вмісту 18 % сухих речовин, заключного віджимання до вмісту 22 % сухих речовин або в пресах глибокого віджимання до 25 % сухих речовин [38, 64, 81]. При цьому видалена з жому вода транспортується на апарати для додаткового видалення цукру, а віджятий жом транспортують в сушильні відділення. Зневоднення жому в поєднанні з поверненням видаленої води на дифузії дає найбільший ефект, оскільки зменшуються втрати цукру на дифузії і різко знижуються витрати свіжої води, що є позитивним явищем для заводів з малим дебетом води [64, 81].

Всі шнекові преси включають в себе завантажувальні пристрої, кожухи и гвинти. На продуктивність шнека суттєвий вплив мають конструктивно-режимні параметри. Зі збільшенням частоти обертання гвинта виникає гальмівна дія на вантаж [38, 81] і продуктивність завантажувального та розвантажувального вузлів знижується, а продуктивність транспортувального вузла гвинта росте [81]. Найбільшу продуктивність розвантажування отримують при осьовій і круговій схемі. При кутових конструкціях розвантажувальних пристроїв і рівних площах перерізів кожуха гвинта й розвантажувального патрубку продуктивність знижується на 6...12 %, а потужність підвищується на 50 % і більше [81, 99].

Типовими шнековими пресами попереднього віджимання [38, 81, 99] є горизонтальний прес ПСЖ-57 (рис. 1.3) та його модифікації ПСЖН-57 та ПСЖН-68. Преси ПСЖН-57 та 68 відрізняються від ПСЖ-57 похилим розташуванням шнека та циліндричного сита. Зневоднення в шнекових пресах відбувається перш за все за рахунок переміщення жому за допомогою витків шнека з простору з більшим об'ємом в простір з меншим об'ємом і його стискання, яке супроводжується відділенням води від жому. Частина води видаляється з робочої зони через циліндричне сито, а друга частина – через порожнину всередині шнека. Ступінь кінцевого зневоднення регулюється радіальним зазором між циліндричним ситом і шнеком на виході жому з преса. Зі зменшенням зазору збільшується ступінь зневоднення продукту, що приводить до підвищення вмісту сухих речовин у віджатому жомі. Радіальний зазор, а відповідно і ступінь віджимання, регулюються автоматично і залежать від кількості жому, що потрапляє в прес.

Вміст сухих речовин у віджатому жомі і продуктивність пресів ПСЖ-57, ПСЖН-57 та ПСЖН-68, відповідно, складає 11, 1...12,5 та 12...14 % і 800...1000, 1300 та 1200 т/добу [81, 99]. Досвід експлуатації названих вище пресів на Лохвицькому цукровому комбінаті показав, що фактичний вміст сухих речовин у віджатому жомі не відповідає паспортним даним пресів і складає 9...10% [81].

Типовим пресом кінцевого віджимання є прес ПСЖ-57, показаний на рис. 1.4 [38, 81]. Відмінність преса від розглянутих вище полягає в вертикальному розташуванні виконавчих ланок, а саме: шнека та циліндричного сита, та більш «потужному» їх конструктивному виконанні, що полягає в збільшеній товщині стінок шнека і сита та зміцне-

ній конструкції станини, а також можливості подачі пари в робочу зону преса для підігрівання жому в процесі пресування. Продуктивність преса складає 500 т/добу при виході продукту з вмістом сухої речовини 14...15% [81, 99].

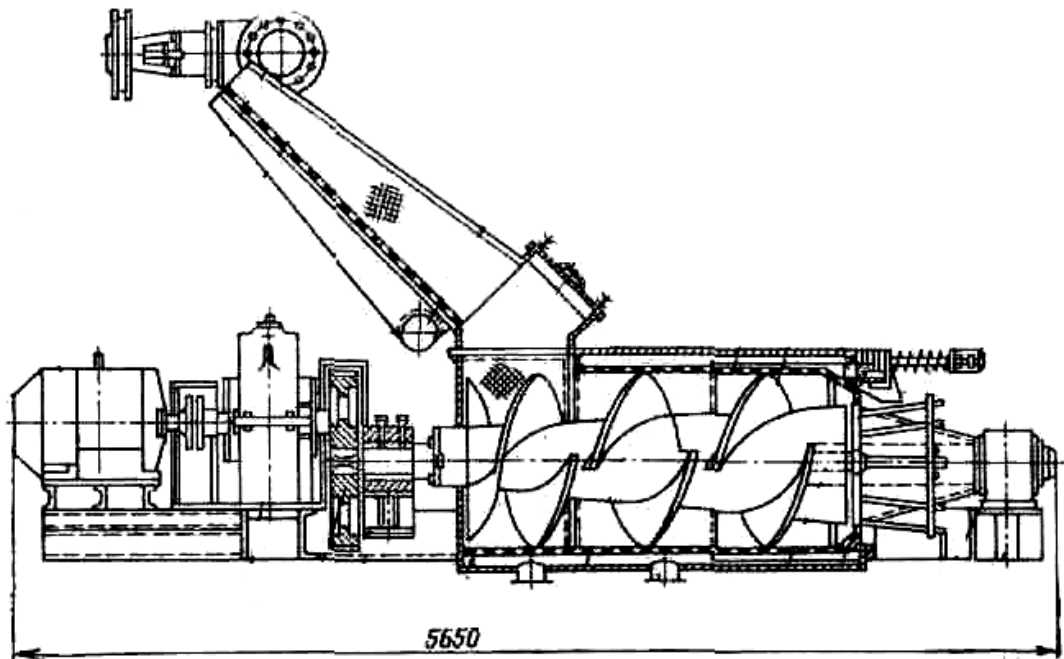


Рисунок 1.3 – Горизонтальний прес ПСЖ-57

Серед пресів групи досить широко використовуються також преси германських виробників ZFE за ліцензією фірми «Сельвіг і Ланге» [81].

Одним з найбільш широковикористовуваних пресів глибокого віджимання є двошнековий прес фірми Сторд, зображений на рис. 1.5 [81].

Основними відмінностями преса є двошнекова конструкція, що дозволяє не встановлювати проміжні елементи для перемішування пресованого жому, використання в якості конструктивного матеріалу основних виконавчих елементів нержавіючої сталі, тоді як в попередньо розглянутих пресах цим матеріалом була латунь на чавунній основі, малий кут підйому витків шнека – 7...17° та повна автоматизація виробничого процесу, що виключає необхідність обслуговування преса під час робочого процесу. Продуктивність преса складає 700...1000 т/добу при кінцевому вмісті сухої речовини в переробленому жомі 22...25% [38, 1].

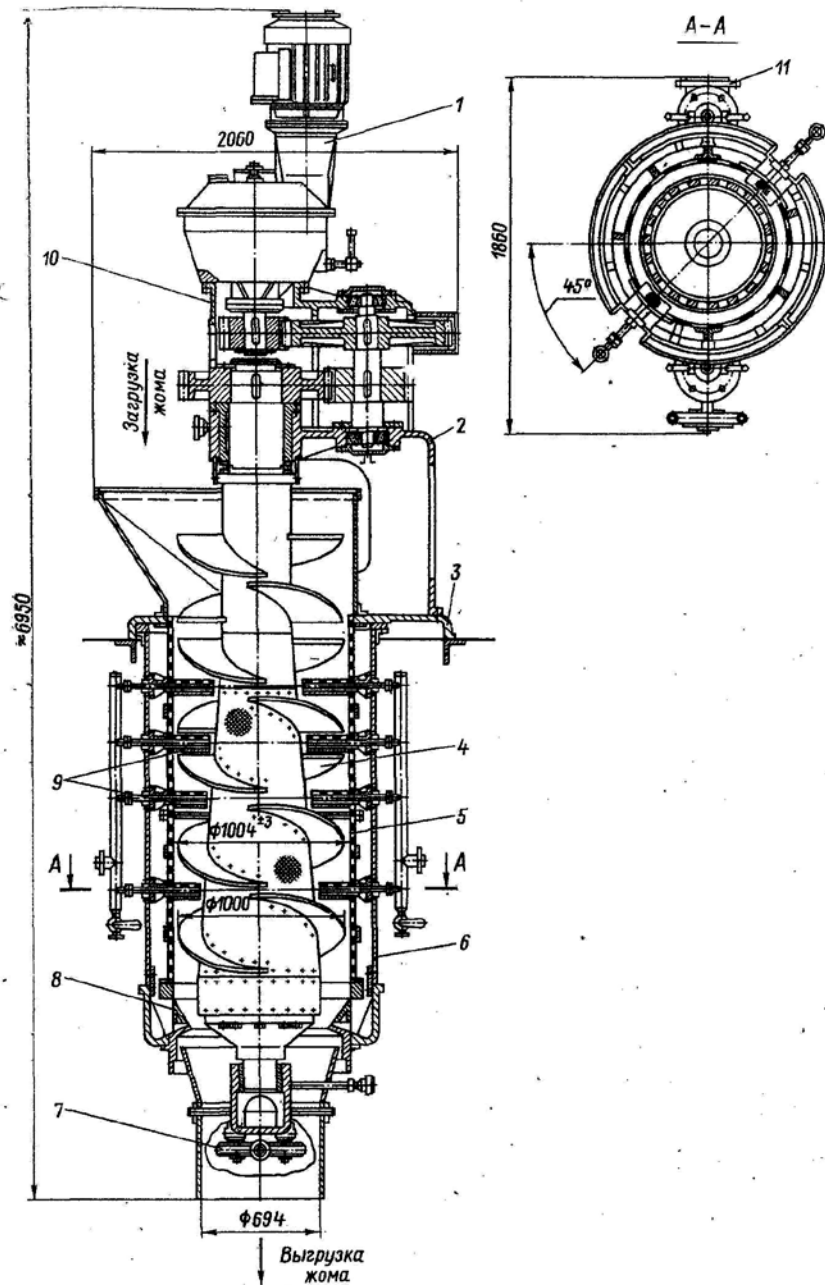


Рисунок 1.4 – Вертикальний прес ПВЖ-57

Слід зазначити, що основна маса науковців і дослідників вважає шнекові преси найбільш перспективним обладнанням для механічного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв. Про це свідчать роботи, проведені в Одеському технологічному інституті харчової промисловості ім. М. В. Ломоносова П. П. Ліпняговим, О. В. Іваненко, В. Ф. Лисяком, О. К. Пугаченко [1], в Ростовському інституті сільськогосподарського машинобудування за участі С. Н. Ісаханова, В. І. Фоміна та ін. [2], в Рязанському сільськогосподарському інституті ім. П. А. Костичева В. М. Орешкіним та

В. М. Ульяновим [3], у Київському технологічному інституті харчової промисловості Ю. В. Микалом, Ю. А. Зайцем і А. В. Лисіковим [5], роботи проведені германськими вченими Тегтмейером Куртом, Люрсом Херманном и Вернером Вольфгангом [6] та ін.

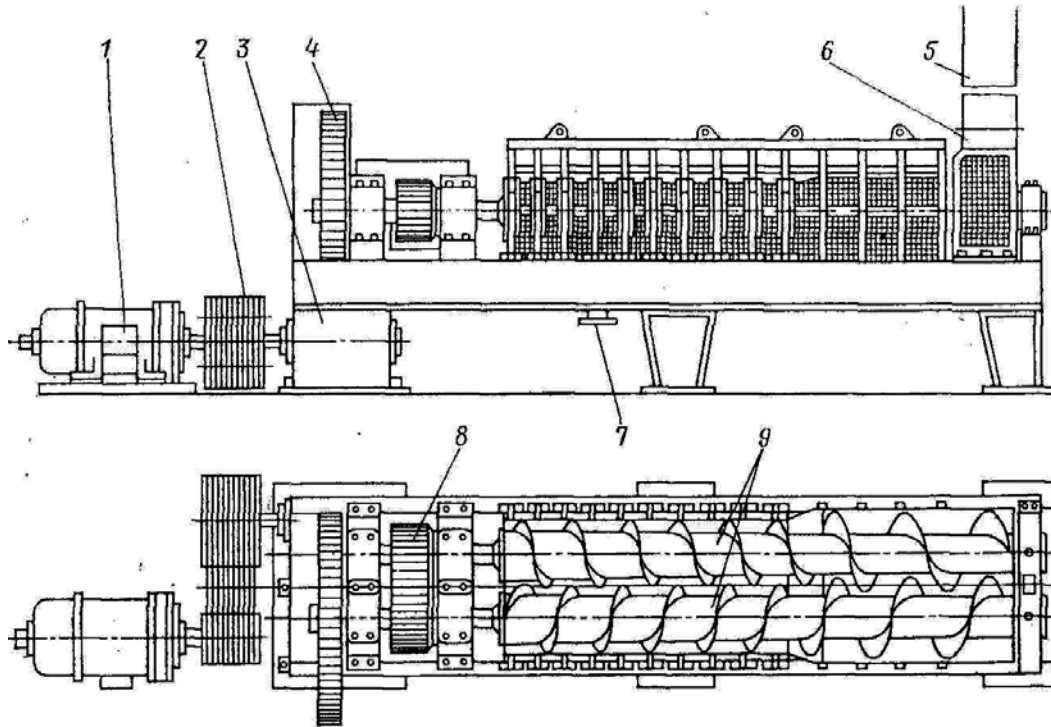


Рисунок 1.5 – Двошнековий горизонтальний прес фірми Сторд BS-64S

Проте слід зауважити, що сьогодні все більшого поширення набувають пристрої з комбінованим впливом на матеріал.

1.4 Використання вібраційних навантажень у технологічних процесах харчових виробництв

На сьогоднішній день вібраційні технології дедалі ширше використовуються в технологічних процесах виробництва. Це можна пояснити тим, що використання вібраційного навантаження дозволяє підвищити продуктивність обладнання, скоротити виробничий цикл і покращити якість готового продукту [20, 34, 90].

У промисловості та сільському господарстві вібраційна техніка використовується для інтенсифікації таких процесів, як транспортування і дозування матеріалів, розділення сумішей на фракції, подрібнення і ущільнення, фільтрування, гранулювання, формування, су-

шіння, тощо [14, 15, 24, 43, 85, 120]. Значні внески в розвиток вібраційних технологій та їх використання в харчовому виробництві належать А. П. Бабічеву, П. С. Бернику, П. О. Ребіндеру, Р. Д. Ісковичу-Лотоцькому, А. І. Українцю, Г. А. Хайлісу, І. П. Паламарчуку.

Вібраційний вплив на оброблювані матеріали та середовища легко піддається регулюванню завдяки зміні частоти та амплітуди коливань, що дозволяє легко забезпечити його найбільш ефективні режими [15, 19].

Розглянутий в попередньому розділі процес зневоднення жому цукрового буряка є двоступеневим, а саме: процес пресування – механічного зневоднення та термічного зневоднення – сушіння чи випаровування.

У харчовій промисловості вібраційні технології використовуються під час транспортування, проціджування та одночасної механічної очистки спиртових, хлібопекарських, пивних, кормових та ін. дріжджів [43, 63, 69]; у технологічних процесах виготовлення сухого молока для його сушіння та відсіювання; під час сортування ягід для швидкої заморозки; в процесах розморожування риби та інших морепродуктів [9, 23] тощо.

Відомі також роботи, в яких розглянуто застосування вібраційних технологій в цукровому виробництві. Так, в роботі [110] йдеться про інтенсифікацію процесу кристалізації цукру завдяки підвищенню процесу тепловіддачі, швидкість якого в різних частотних режимах зростає від 2,5 до 9 разів. У роботі [64] згадується про зміни реологічних властивостей жому цукрового буряка під час накладання динамічних навантажень, що полягають у зменшенні його в'язкості з підвищенням швидкості зсуву частинок в середовищі, що, відповідно, сприяє збільшенню швидкості переміщення води в ньому.

Прикладом нецілеспрямованого використання вібраційного навантаження для зневоднення рослинної маси є процес її транспортування автотранспортом до кінцевого споживача. Під час перевезення рослинна маса піддається постійному стрясанню. Цей процес можна розділити на два етапи: імпульсний вплив з боку кузова автомобіля і інерційний вплив, що зумовлений силою власного тяжіння під час повернення у вихідне положення. Результатом цього процесу є суттєве зниження вологості рослинної маси, яку отримує споживач. Але зневоднення таким чином має і свої недоліки, а саме: по-перше, споживач купує вторинний продукт високої вологості, витрачаючи кошти і на

воду, яка втрачається під час перевезення, а по-друге, вода, яка видаляється під час транспортування, забруднює навколишнє середовище, оскільки містить у собі органічні кислоти, білки та інші сполуки.

Враховуючи вищенаведене, можна говорити про доцільність використання вібраційних режимів в процесах механічного зневоднення жому цукрового буряка та інших вторинних продуктів харчових переробних виробництв.

1.5 Системи приводів пресового обладнання

1.5.1 Механічні системи приводів

З ростом числа нового високопродуктивного і енергоємного обладнання та машин великого значення набуває проектування трансмісій, від яких залежить функціональна робота та безвідмовність і термін експлуатації машин [28].

В залежності від способу передачі енергії користувачу розрізняють механічні, гідравлічні, електричні, пневматичні і комбіновані (гідромеханічні, електромеханічні, електрогідравлічні та ін.) приводи.

Механічні приводи широко використовуються у виробництві пресового обладнання та інших галузях народного господарства завдяки простоті в експлуатації і ремонті, невисокій вартості та високому ККД [42, 43, 107].

Застосування механічних приводів вимагає використання відповідних енергоперетворювачів (двигуни внутрішнього згорання, гідромотори, електромотори), уніфікованих або стандартних складальних одиниць (редуктори, муфти, варіатори) і деталей (зірочки, шківни, зубчасті колеса, ремені, цепи, підшипники, кріплення та ін.), параметри яких обумовлені визначеними кінематичними обмеженнями, силовими і компоновальними параметрами машини [42, 60, 107]. За відсутності жорстких обмежень під час проектування існує можливість отримати багато конструктивних рішень, кожне з яких буде допустимим.

У пресовому обладнанні механічні приводи використовуються поряд із гідравлічними. Застосування механічних пресів характерне для технологічних процесів, де потребуються обмежені зусилля і число операцій, виконуваних пресом при виготовленні виробів чи здійсненні інших операцій.

Прикладом використовуваних приводів пресового обладнання можуть бути кінематичні схеми приводів наведених вище пресів попереднього, кінцевого та глибокого віджимання, показані на рис. 1.6а, б, в.

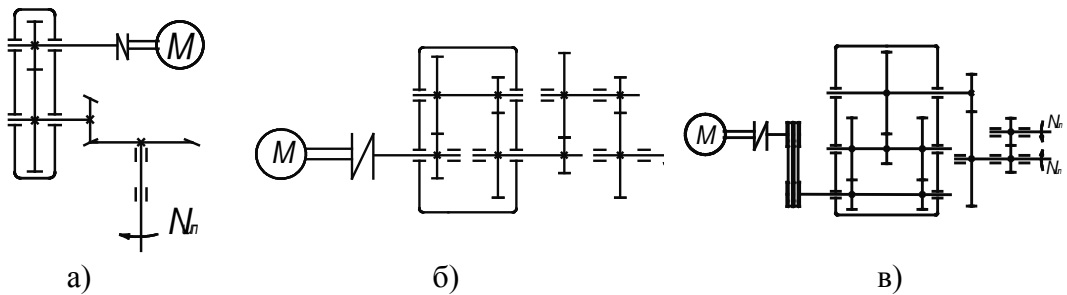


Рисунок 1.6 – Кінематичні схеми приводів шнекових пресів для віджимання сирого жому: а) похилий прес ПСЖН-57; б) вертикальний прес ПВЖ-57; в) двошнековий горизонтальний прес «Сторд BS-64S»

Приводи цих пресів виконані за типовою схемою: електродвигун – трансмісія – вихідна ланка. В усіх трьох приводах використовуються потужні асинхронні електродвигуни. Трансмісії містять у собі багатопасову та зубчасті передачі різних типів: закриті, відкриті циліндричні та конічні. Використання таких типів передач у проектуванні приводів має низку своїх переваг: 1) простота в проектуванні конструкції; 2) уніфікованість вузлів та деталей, що спрощує ремонт та обслуговування; 3) відносно низька вартість виготовлення приводів. Але поряд з перевагами використання механічних приводів має також і недоліки, а саме: 1) конструктивні та виробничі обмеження приводу, що виникають у випадку необхідності забезпечення великого передаточного числа; 2) необхідність введення кінематичних ланок у привод для відповідного просторового розміщення складових, що призводить до збільшення габаритних розмірів та ускладнення конструкції приводу; 3) складність регулювання швидкості виконавчої ланки, що потребує високовартісного електричного чи електромеханічного обладнання.

Всі ці проблеми легко вирішуються за умови використання гідравлічних приводів, що й спричиняє їх широке використання в техніці [17, 28, 29, 56, 59].

1.5.2 Гідравлічні та гідроімпульсні приводи

Гідравлічні приводи широко використовуються майже в усіх галузях народного господарства. Це пояснюється можливістю передачі великих зусиль з високою ефективністю при порівняно невеликих габаритних розмірах [17, 29, 56, 59] із зниженням динамічних навантажень на елементи машин.

Широкий діапазон головних робочих параметрів визначив існування двох видів приводів:

1) привод з накопиченням енергії в періоди пауз між робочими ходами – насосно-акумуляторний привод;

2) привод без накопичення енергії – насосний привод.

Кожний з названих приводів може мати кілька різновидів: мультиплікаторний привод, багатоциліндровий привод з вибірним вмиканням циліндрів, мультиплікаторний багатоциліндровий привод та ін.

Гідравлічні приводи застосовуються у тих випадках, коли необхідно забезпечити одну чи декілька з таких умов: а) велике зусилля на великій довжині ходу; б) постійну чи змінну за заданим законом швидкість пресування; в) витримку виробу під тиском; г) складну циклограму технологічного процесу [29, 54, 58, 77].

Переваги гідравлічних приводів полягають у тому, що [10, 17, 29, 55, 59]:

1) для реалізації значного робочого зусилля виконавчої ланки машини слід забезпечити велике передаточне число від електродвигуна до робочого органу і відповідну міцність деталей, що передають рух та сприймають зусилля. Якщо привод механічний, то необхідне передаточне число забезпечується силовими зубчатими колесами, що одразу вносять суттєві конструктивні та виробничі обмеження для приводу. Для гідравлічного приводу аналогом передаточного числа є відношення площі поршня робочого гідроциліндра до площі поршня насоса. Відповідно у такому випадку передаточне число для гідропроводу практично необмежене;

2) передача руху і енергії до виконавчих ланок в механічних приводах потребує кінематичних ланок з муфтами, підшипниками і валами, а в гідравлічних – виконується за рахунок трубопроводів, тобто дозволяє будь-яке взаємне розташування виконавчих механізмів;

3) у механічних приводах регулювання швидкості руху головної ланки потребує високовартісного додаткового електричного чи електромеханічного обладнання, а для гідравліки ці питання вирішуються використанням насосів з регульованою продуктивністю чи дросельним регулюванням.

Слід також відзначити широке використання гідравлічних приводів у проектуванні пресового обладнання. Це пояснюється тим, що з'являються нові технологічні методи чи нові галузі виробництва, для яких механічні преси виявились малоприсадибними чи непридатними.

Варто відзначити роль гідроприводу у впровадженні процесів вібраційної та віброударної обробки, яке в деяких випадках ускладнено через відсутність єдиного обґрунтованого підходу до питань реалізації цих процесів, тобто до вибору відповідного обладнання і визначення оптимальних режимів навантаження за частотою, амплітудою, енергією та характером навантаження [55, 58, 59].

Накладання вібраційних та віброударних навантажень на об'єкти можна здійснювати багатьма способами. Широко відомі вібраційні та віброударні машини з механічним, електричним, пневматичним, гідравлічним та комбінованим приводами [12, 13, 15, 58].

Короткий порівняльний аналіз різних типів приводів вібраційних та віброударних машин, що застосовуються у промисловості, можна провести, розглянувши основні принципові схеми цих приводів, наведені на рис. 1.7.

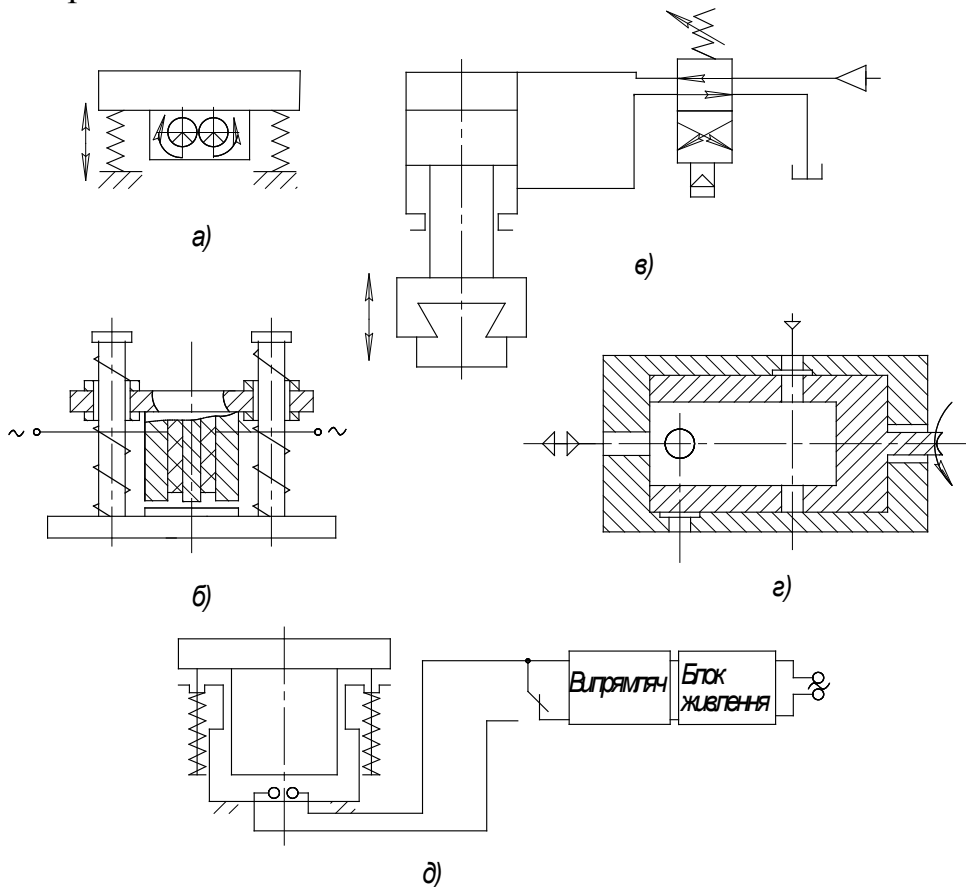


Рисунок 1.7 – Схеми приводів вібраційних та віброударних машин:
 а – дебалансного; б – електромагнітного; в – гідравлічного (пневматичного);
 г – з золотником, що обертається; д – електрогідравлічного

Дебалансний привод (див. рис. 1.7а) є найбільш широко розповсюдженим видом механічного приводу. Він має значні переваги в

порівнянні з ексцентриковим чи кривошипним приводами вібраційних та віброударних машин при необхідності забезпечення великих потужностей та робочих зусиль. Основні недоліки машин з дебалансним приводом: значний шум, необхідність надійної віброізоляції, низька експлуатаційна надійність елементів трансмісії і підшипникових вузлів, складність регулювання робочих параметрів під час технологічного процесу.

Електричний привод вібраційних та віброударних машин широкого застосування в промисловості не знайшов через те, що він не забезпечує великих робочих зусиль на виконавчій ланці, а також через високу вартість електрообладнання і його низьку енергоємність. Найпростішим видом електричного приводу вібраційних та віброударних машин є електромагнітний привод вібрацій робочої ланки (див. рис. 1.7б), однак його використання обмежено низькою потужністю та доцільне лише для лабораторних установок.

Гідравлічний та пневматичний приводи вібраційних та віброударних машин за принципом дії аналогічні, однак останній не використовують при необхідності створення значних потужностей і передач великих зусиль через невиправдане збільшення габаритних розмірів приводу і машини в цілому. Принципова схема такого взаємозамінного, з точки зору енергоносія, приводу показана на рис. 1.7в. Зворотно-поступальне переміщення робочого органу машини здійснюється при перемиканні звичайного реверсивного золотника будь-яким з відомих способів (шляхом переміщення робочого органу, під тиском, за допомогою сервопристроїв і т. п.).

Найбільш розповсюдженими видами комбінованих приводів вібраційних та віброударних машин є гідромеханічний та електрогідравлічний [12, 13, 15]. Найпростіша схема гідромеханічного приводу (див. рис. 1.7г) відома як генератор вібрацій з золотником, що обертається. Значні втрати на дроселювання рідини, складність торцевого ущільнення золотника і необхідність використання окремого приводу для регулювання параметрів машини за енергією і частотою робочого навантаження обмежують використання такого гідромеханічного приводу в промисловості.

Електрогідравлічний привод (див. рис. 1.7д) перспективний для вібраційних та віброударних машин завдяки простоті створення збурювального імпульсу тиску в порожнині гідроциліндра при електричному

розряді в рідині. Однак електрична частина приводу таких машин недосконала в обслуговуванні, має значні габарити і велику вартість.

Застосування вібраційних та віброударних машин, робоча ланка яких здійснює силовий вплив на об'єкт обробки з великою миттєвою потужністю, що значно перевищує установчу потужність машини, дає можливість інтенсифікувати цілу низку технологічних процесів, здійснюваних, як правило, на машинах зі зворотно-поступальним рухом робочої ланки, що забезпечує періодичне високочастотне імпульсне навантаження. Найбільш раціональним, як показує практика, для машин подібного типу є гідравлічний привод, що має низку переваг, головна з яких – простота і надійність автоматичного повторення робочих циклів.

Останнім часом все більш широке застосування знаходить новий тип гідравлічного приводу, який характеризується наявністю акумуляторів у приводі і елемента їх розрядки на робочу ланку. На відміну від відомого гідроприводу з насосно-акумуляторною станцією, де енергія в окремій високовартісній установці накопичується на весь робочий цикл і передається технологічній машині, в гідроімпульсному приводі використовується одноходовий акумулятор, що накопичує енергію лише на один робочий хід машини, причому передача цієї енергії робочому органу здійснюється періодичним елементом розрядки – генератором імпульсів тиску [10, 58, 84].

У гідроімпульсному приводі поєднуються властивості об'ємного і (при певних параметрах) динамічного гідроприводів, тобто передача механічної енергії рідини здійснюється як завдяки зміні об'ємів робочих камер, так і завдяки взаємодії потоку рідини з робочим органом машини [10, 60, 84]. Вказані особливості гідроімпульсного приводу визначають його переваги – підвищена енергоємність і значна швидкодія, важливі для цілої низки технологічних процесів, найчастіше всього здійснюваних на машинах ударної дії при короткочасному робочому навантаженні великої потужності з великою частотою [10].

Найбільш широко цей привод застосовується в вібропресах і вібропресмолотах для обробки неметалічних порошкових матеріалів, вогнетривких і керамічних мас у будівельних і шляхових машинах, що здійснюють віброущільнення ґрунту чи забивання паль; в стендах для прискорених випробувань деталей і вузлів машин на надійність та довговічність; у сільськогосподарських та садових збиральних машинах.

Наявність в приводі генератора імпульсів тиску також визначає особливості його роботи. В залежності від способу підключення і конструктивних особливостей генератора імпульсів тиску розрізняють дві основні принципові схеми гідроімпульсного приводу (рис. 1.8).

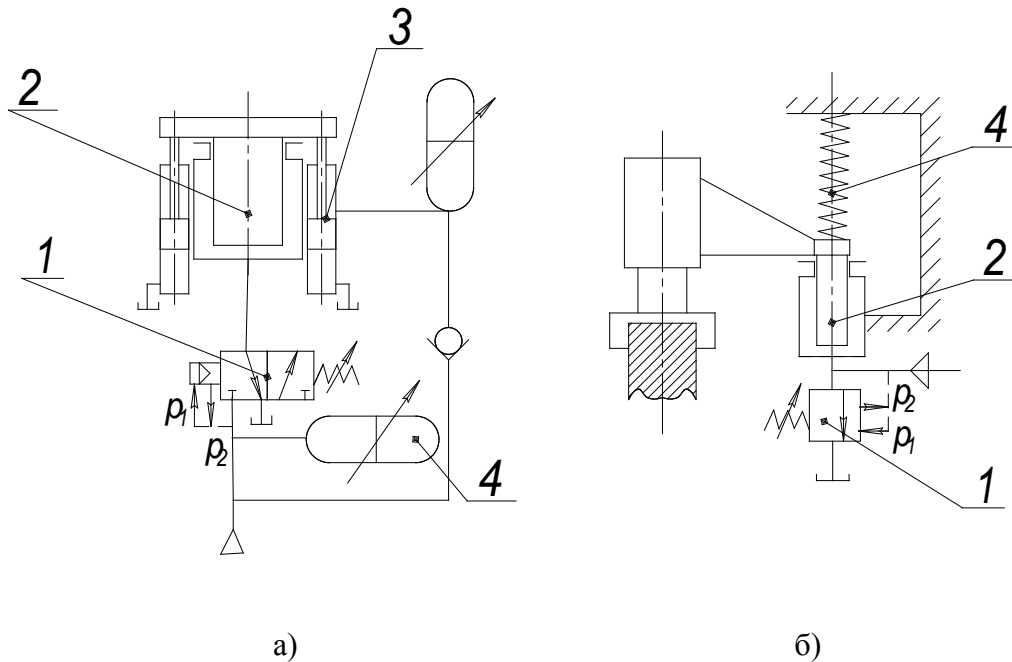


Рисунок 1.8 – Схеми вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом: а – з триходовим генератором імпульсів тиску; б – з двоходовим генератором імпульсів тиску

Гідроімпульсний привод з триходовим двопозиційним генератором імпульсів тиску 2 (див. рис.1.8а) застосовується в вібропресах, вібротрамбовках та інших машинах з підвищеними вимогами по відношенню до енергії імпульсу, швидкохідності і ККД. Залежно від розрахункової енергії одного ходу вібраційної ланки 2 виконується зарядка одноходового акумулятора 4 від напірної магістралі до тиску p_1 , при якому генератор імпульсів тиску 1 відкривається і забезпечить розрядку акумулятора на робочу ланку 2. По мірі розрядки акумулятора 4 тиск в системі падає до p_2 , генератор імпульсів тиску 1 закривається, а порожнина циліндра з'єднується зі зливом, після чого під дією гідропружин 3 вібраційна ланка 2 повертається у вихідне положення. Частина корисної роботи може бути здійснена в кінці цього зворотного ходу (струшуючі та випробувальні машини).

До складу приводу, принципова схема якого показана на рис. 1.8б [59], входить більш простий двопозиційний генератор імпульсів тиску 1, встановлений на лінії зливу з порожнини циліндра робочої ланки 2. Рідина по напірній магістралі подається безпосередньо в порожнину

циліндра і переміщує вібраційну ланку 2 вгору. При досягненні в порожнині циліндра тиску p_1 генератор імпульсів тиску 1 з'єднує її зі зливом. У процесі повернення вібраційної ланки у вихідне положення при відкритому генераторі імпульсів тиску під дією пружини 4 чи сил тяжіння ударних частин робочої ланки 2 тиск в системі падає до величини p_2 і генератор імпульсів тиску 1 закривається після завершення витрат зливу. В цій схемі відсутній акумулятор в тому вигляді, в якому він зображений на рис. 1.8а. Роль акумулятора енергії виконує чи пружина 4, чи ударні частини вібраційної ланки, від висоти розташування яких залежить накопичена потенціальна енергія (mgh). Ця енергія виконає корисну роботу при відкритому на злив генераторі імпульсів тиску 1, забезпечуючи таким чином вільний хід вібраційної ланки вниз.

Переваги цього обладнання виявлені в результаті аналізу тенденцій його розвитку, конструктивних та технологічних можливостей при застосуванні в процесах вібраційної та віброударної обробки.

Машини з гідроімпульсним приводом знаходять своє застосування і для реалізації процесів зневоднення. Для цих технологічних процесів спроектовано багато видів обладнання, яке не у всіх випадках забезпечує потрібні параметри зневоднених відходів, що змушує збільшувати тривалість сушіння і призводить до додаткових витрат енергії та часу. Вібраційне обладнання з гідроімпульсним приводом дозволить забезпечити інтенсивний режим видалення вологи з відходів при їх вібраційному навантаженні та дозволить регулювати робочі режими переробки для досягнення заданих параметрів зневоднення за порівняно короткий час. При необхідності максимально повного видалення вологи з великооб'ємних порцій суміші можливе застосування багатокомпонентного віброударного навантаження, яке можна реалізувати як на спеціальному вібраційному обладнанні з гідроімпульсним приводом, так і на машинах, створених на основі промислових зразків ІВПМ [59, 100].

В розпорядженні кафедри металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва ВНТУ є аналогічний гідроімпульсний прес ІВПМ-16, конструктивною відмінністю якого є наявність додаткового гідроциліндра статичного навантаження, встановленого на нерухомій поперечині, змонтованій на нерухомих траверсах.

З використанням цього обладнання було проведено низку експериментів, спрямованих на визначення ефективності використання вібраційного навантаження у процесах зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв [54].

1.6 Відомі методи дослідження вібраційних машин з гідроімпульсним приводом

Більшість вібраційних машин з гідроімпульсним приводом мають аналогічну структуру, в якій можна виділити основні виконавчі механізми, що забезпечують рух інерційної ланки машини та вібрації основного виконавчого органу. Кожен з виділених механізмів може мати окремий привод, як правило, гідравлічний та гідроімпульсний. Переваги використання цих типів приводів розглянуті вище.

Для теоретичного дослідження вібраційних машин [10, 59] з гідроімпульсним приводом здійснюють аналіз динамічної взаємодії його рухомих ланок під час реалізації вібраційних чи віброударних технологічних процесів. При проведенні таких досліджень детально аналізується кожний з етапів руху виконавчих ланок протягом одного робочого циклу та виділяють їх найхарактерніші проміжні положення. Для машин з гідроімпульсним приводом робочий цикл можна пов'язати з циклом зміни тиску в порожнині головного циліндра вібраційної ланки [10, 57]. Використовуючи це та ґрунтуючись на технологічних вимогах до процесів, що реалізуються, можна здійснювати вибір основних гідровузлів приводу вібраційного руху машини та розробляти схеми їх підключення. Наприклад, в залежності від необхідної тривалості силового впливу на технологічний об'єкт здійснюють вибір схеми підключення генератора імпульсів тиску приводу. Відомо, що підключення генератора імпульсів тиску гідроімпульсного приводу за схемою «на вході» в реальних конструкціях дозволяє забезпечувати зміну тиску в головному циліндрі зі швидкістю 10^{10} Па/с, а при його підключенні за схемою на «на виході» – $2 \cdot 10^9$ Па/с [86]. Це дозволяє при необхідності проводити заміну короткочасних силових навантажень ударними або миттєвими. Дані теоретичних досліджень про характер руху виконавчих органів машин дають змогу також знаходити нові конструктивні рішення в їх структурі, забезпечувати об-

меження робочих рухів ланок, їх плавність та повернення і зупинку у вихідних положеннях.

Ґрунтуючись на даних аналізу динамічної взаємодії ланок вібраційних машин, складають їх структурні схеми з виділенням основних рухомих елементів машини та елементів гідравлічних приводів. Це чітко ілюструє те, що вібраційні машини з гідроімпульсним приводом являють собою гідромеханічну систему, яка складається з твердих елементів, поєднаних з рідинними. Для дослідження гідромеханічних систем з розподіленими вздовж осей координат параметрами – масою, пружними і дисипативними силами застосовують диференціальні рівняння у частинних похідних [56]. Проте загальний розв’язок таких рівнянь не завжди прийнятний для прикладних інженерних задач.

Тому на практиці для розв’язання прикладних інженерних задач розрахунку та конструювання гідравлічних машин частіше користуються загальною методикою, запропонованою Ю. О. Бочаровим, що отримала подальший розвиток в роботах Р. Д. Ісковича-Лотоцького та Р. Р. Обертюха. Суть цієї методики полягає в складанні динамічної багатомасової моделі машинної системи з використанням «пружної зосередженої» моделі, в якій рідина має в’язкість і стискається, а канали гідроліній деформуються безінерційно в поперечному перерізі. При цьому основні параметри мас пружних та деформованих елементів розглядаються приведеними, і це дозволяє на основі припущень про незалежність параметрів руху від координат використовувати звичайні диференціальні рівняння руху [10, 84].

РОЗДІЛ 2

ВИБІР КОМПОНОВКИ ТА РОЗРОБКА ПРИВОДУ НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗНЕВОДНЕННЯ ВТОРИННИХ ПРОДУКТІВ

2.1 Обґрунтування ефективності застосування вібраційного способу зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

Значну частку відходів харчових виробництв нашого регіону складає жом цукрового буряка. Міцність такого рослинного матеріалу є досить незначною, що визначає його високу схильність до деформацій розтягу – стиску, зсуву, кручення, поперечного та повздовжнього згину під впливом зовнішніх силових факторів [105, 109]. Цьому матеріалу також властива значна рухомість. Ця та перераховані вище властивості жому цукрового буряка визначають його значну податливість під час механічної переробки і, відповідно, сприяють процесу видалення вологи, сконцентрованої в ньому [20, 64, 101].

Сирий жом цукрового буряка, що отримується після виробництва цукру, є середовищем, що складається з окремих частинок, кожен з яких можна розглянути як суцільну, тобто охарактеризувати тиском, густиною та задавати на її межах умови взаємодії з іншими частинками [76, 108, 109]. Таке середовище є двофазним середовищем, однією з фаз якого є вода, а другою – рослинні волокна цукрового буряка. Його також можна розглянути як пористе середовище, заповнене водою [64, 79].

Враховуючи, що скелет пористого середовища стиснутого жому складається з рослинних волокон хаотично розташованої стружки цукрового буряка, величина поперечного перерізу якої змінюється в досить вузькому діапазоні, в той час як довжина стружки може значно відрізнятись, величина його проникності може змінюватись в досить широких межах всередині певного обмеженого об'єму, що дозволяє вважати це середовище перехідно-пористим, і говорити про однорідність такого середовища в межах робочого об'єму досить складно. Але така різка неоднорідність середовища дає усереднений ефект, що дозволяє припустити його постійність в межах конкретно взятого об'єму, як і для більшості пористих середовищ (за припущення, що розміри стружки буряка значно менші розмірів робочого об'єму) [82, 108].

Процес зневоднення жому цукрового буряка відбувається завдяки ущільненню його структури під дією рухомих частин обладнання для зневоднення та супроводжується зменшенням вихідного об'єму матеріалу, що спричинене видаленням з останнього води. Зменшення частки об'єму, що зайнятий волокнистими тканинами рослинного скелету, відбувається переважно завдяки їх ущільненню і пластичній деформації (як показує практика втрати сухих речовин під час зневоднення жому механічними способами складають не більше 1...2% їх загальної кількості [26, 37, 86]), а зменшення частки об'єму, зайнятого рідкою фазою (водою), відбувається завдяки її видаленню з об'єму матеріалу, що зневоднюється, (враховуючи значення модуля пружності води, можна припустити її недеформованість під дією робочих навантажень). Той факт, що вміст сухих речовин у сирому жомі цукрового буряка складає 6...9%, дозволяє припустити, що пластична деформація волокнистих тканин матеріалу також відбувається завдяки зменшенню їх пористості, а точніше – виведенню капілярно утримуваної вологи. З врахуванням вищенаведеного процес зневоднення жому цукрового буряка можна розглядати як процес, ідентичний процесу течії води в пористому середовищі зі змінною пористістю.

Для описання характеру та визначення параметрів руху води під час її видалення з жому цукрового буряка на макроскопічному рівні можна припустити, що елементи об'єму, до яких віднесено тиск і швидкість руху води, вміщують велику кількість пор середовища, внаслідок чого динамічні змінні процесу (швидкість течії, тиск в середовищі тощо) фактично усереднені у великій кількості пор середовища. Отже, пористе середовище та рідина у замкненому об'ємі мають неперервний однорідний розподіл, і поширення збурення (зміна тиску) в ньому буде однаковим з його поширенням в безперервному середовищі [76, 108].

Під час процесу зневоднення жом переважно виявляє пластичні та в'язкі властивості. Пружні властивості жому виявляються зі зменшенням вмісту води і, відповідно, не матимуть значного впливу на поширення імпульсів тиску в його середовищі на початкових стадіях процесу.

Зміна тиску в пористому середовищі матеріалу під час вібраційного навантаження відбуватиметься циклічно у відповідності до циклу зміни тиску в робочій порожнині вібраційної ланки і її ходу (рис. 2.1), а отже, середній тиск на зовнішній межі пористого середовища складатиме

$$p_{\text{сep}} = p_{\text{min}} + \frac{(p_{\text{max}} - p_{\text{min}})(t_{\text{н.т}} + t_{\text{п.т}})}{2T}, \quad (2.1)$$

де $t_{\text{н.т}}$, $t_{\text{п.т}}$ – час зростання і падіння тиску в середовищі; T – період циклу спрацювання вібраційної ланки; p_{min} , p_{max} – мінімальний і максимальний тиски в середовищі.

У випадку зневоднення матеріалу накладанням постійного навантаження права частина рівняння (2.1) міститиме лише один доданок p_{min} . Враховуючи різницю середніх тисків в середовищі під час зневоднення жому цукрового буряка різними способами та особливості руху рідини в пористому середовищі за змінних навантажень, можна припустити, що вібраційний спосіб зневоднення є більш ефективним у порівнянні зі способом зневоднення шляхом накладання постійного навантаження.

Згідно з відомим законом Дарсі [33, 76] макроскопічна швидкість води в пористому середовищі залежить від градієнта тиску, що впливає на рідину. Отож, можна сказати, що під час зневоднення способом статичного навантаження рух і виділення води відбуватиметься інтенсивно лише на зовнішніх границях середовища – біля дренажних отворів робочого об'єму, а в загальній масі матеріалу рух води відбуватиметься винятково за рахунок її перерозподілу між елементарними об'ємами, тобто заповнення та спустошення сусідніх пор і капілярів матеріалу.

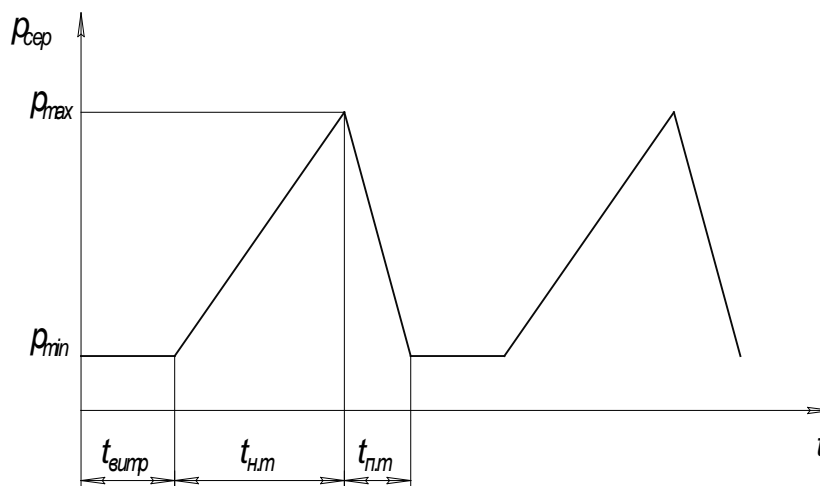


Рисунок 2.1 – Зміна тиску на межі середовища жому, що зневоднюється

Пористість матеріалу f визначається за відомою залежністю [76, 108]

$$f = 1 - \frac{V_{\text{ср}}}{V_{\Sigma}}, \quad (2.2)$$

де $V_{\text{ср}}$ – об’ємна частка жому, що вміщує сухі речовини та хімічно і фізико-хімічно зв’язану воду; V_{Σ} – загальний об’єм жому.

Відповідно об’ємна частка механічно зв’язаної води $V_{\text{МВ}}$ в жомі визначається за простою формулою

$$V_{\text{МВ}} = V_{\Sigma} - V_{\text{ср}}. \quad (2.3)$$

Масова частка зв’язаної механічно води в сирому жомі складає $\approx 65\%$, фізико-хімічно зв’язаної – $\approx 15\%$, а сухих речовин – $\approx 9\%$ [64, 86, 108]. Тоді маса сухих речовин $m_{\text{ср}}$ у сирому жомі за умови максимального їх вмісту становитиме $m_{\text{ср}} = 0,09m_{\Sigma}$, і, відповідно, механічно зв’язаної води – $m_{\text{в}} = 0,65m_{\Sigma}$, фізико-хімічно зв’язаної – $m_{\text{в}} = 0,15m_{\Sigma}$. З формул визначення густини та останніх співвідношень можна записати, що пористість жому складатиме

$$f = 1 - \frac{\frac{m_{\text{ср}}}{\rho_{\text{ср}}}}{\frac{m_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} + \frac{m_{\text{ср}}}{\rho_{\text{ср}}}}, \quad (2.4)$$

де $\rho_{\text{ср}}$ – густина сухої речовини.

Оскільки частина води в жомі зв’язана хімічно та практично не видаляється механічними способами переробки, можна припустити, що ця вода є частиною скелета пористого середовища жому. Тоді з врахуванням густини сушеного жому вологістю $\approx 5\%$, що складає 600 кг/м^3 [86], і з допустимим припущенням можна записати

$$f = 1 - \frac{(1,67 \cdot m_{\text{ср}} + 0,2 \cdot m_{\text{в}})}{0,8 \cdot m_{\text{в}} + (1,67 \cdot m_{\text{ср}} + 0,2 \cdot m_{\text{в}})}. \quad (2.5)$$

Незначні втрати сухих речовин під час процесів механічного зневоднення та мінімальний вміст повітря в жомі дозволяють прийняти $m_{\text{ср}} = \text{const}$ і припустити, що зміна пористості жому відбуватиметься за рахунок зменшення маси води $m_{\text{в}}$.

В якості скелета пористого середовища, як правило, розглядається його тверда фаза [76, 108]. В нашому випадку це суха речовина жому. Порівнюючи модулі пружності скелета і рідини середовища, а точні-

ше – сухої речовини і води, можна з упевненістю сказати, що модуль пружності останньої є значно більшим. Таким чином, якщо розглянути фази середовища окремо, то можна припустити, що під час циклу навантаження лінійна деформація твердої фази відповідатиме руху ланки статичного навантаження в разі зневоднення накладанням статичних зусиль (рис. 2.2) або амплітуді руху вібраційної ланки установки в разі вібраційного зневоднення (рис. 2.3), а деформація рідкої фази дорівнюватиме нулю.

Видалений в i -й проміжок часу процесу зневоднення накладанням статичного навантаження об'єм води складатиме

$$\Delta V_i = \Delta y_{0ni} \cdot S \cdot f_{i-1} \cdot K, \quad (2.6)$$

де f_{i-1} – остаточна пористість матеріалу $i-1$ циклу.

Загальна кількість видаленої води визначатиметься повною деформацією жому, що залежить від переміщення рухомої ланки. Процес перерозподілу води в середовищі жому під час зневоднення накладанням статичного навантаження відбуватиметься одночасно із зневодненням, а отже, його швидкість зменшуватиметься у віддаленні від зовнішніх меж робочого об'єму, де, крім того, цей процес буде ускладнено нерівномірною зміною пористості жому, обумовлену хаотичним розміщенням стружки.

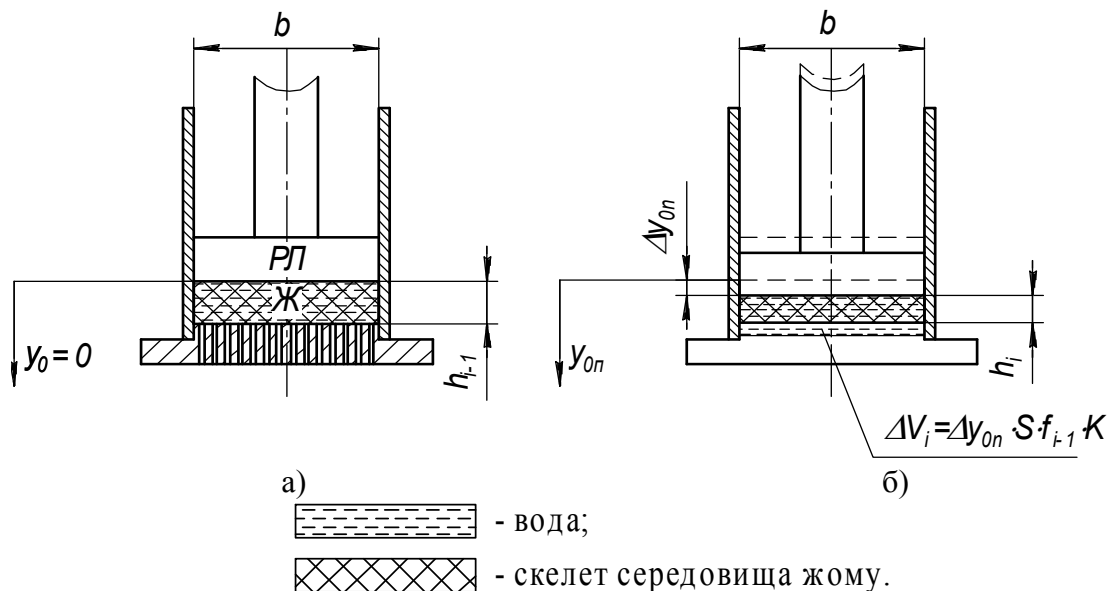


Рисунок 2.2 – Деформація скелета та рідкої фази перехідно-пористого середовища жому цукрового буряка під час зневоднення накладанням статичного навантаження: а) початковий стан системи рухома ланка (РЛ)–жом(Ж); б) стан системи РЛ–Ж в кінці прямого ходу рухомої ланки

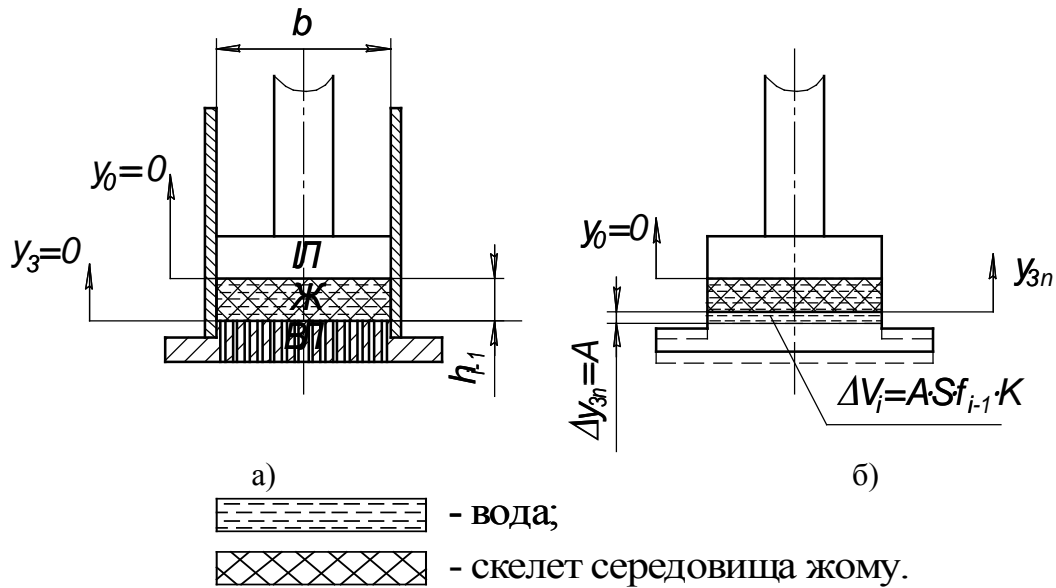


Рисунок 2.3 – Деформація скелета та рідкої фази перехідно-пористого середовища жому цукрового буряка: а) початковий стан системи вібраційна ланка(ВЛ)–жом(Ж)–інерційна ланка(ІЛ); б) стан системи ВЛ–Ж–ІЛ в кінці прямого ходу вібраційної ланки

Процес зневоднення з накладанням вібраційних навантажень можна розділити на такі етапи: 1 – прямий хід вібраційної ланки; 2 – зворотний хід вібраційної та прямий хід інерційної ланок, що зумовлений зменшенням об'єму жому; 3 – прямий хід інерційної ланки, зумовлений її інерційним рухом і продовженням видалення води.

На першому етапі процесу зневоднення з урахуванням невеликої амплітуди коливання вібраційної ланки можна припустити, що під час її прямого ходу інерційна ланка залишатиметься нерухомою. Тоді об'ємна частка води, що видалятиметься протягом прямого ходу вібраційної ланки (див. рис. 2.3б), складатиме

$$\Delta V_i = A \cdot S \cdot f_{i-1} \cdot K, \quad (2.7)$$

де A – амплітуда коливання вібраційної ланки обладнання; S – площа робочої зони, через яку виділяється вода; K – коефіцієнт, що враховує проникність стінок робочої зони.

Останнє припущення буде справедливим, якщо деформація твердої фази в поперечному перерізі буде мінімальною та, відповідно, не спостерігатиметься перерозподіл рідкої фази в поперечному перерізі середовища. Ця умова виконуватиметься, якщо товщина шару матеріалу, який зневоднюється, буде незначною в порівнянні з шириною його поперечного перерізу.

Тоді відповідна масова частка води $\Delta m'_{\text{вi}}$, що буде видалена, становитиме

$$\Delta m'_{\text{вi}} = \rho_{\text{в}} \cdot A \cdot S \cdot f_{i-1} \cdot K, \quad (2.8)$$

а пористість середовища

$$f'_i = 1 - \frac{(1,67 \cdot m_{\text{ср}} + 0,2 \cdot m_{\text{в}})}{m_{\text{вi-1}} - \Delta m'_{\text{вi}} + (1,67 \cdot m_{\text{ср}} + 0,2 \cdot m_{\text{в}})}. \quad (2.9)$$

Перерозподіл води між елементарними об'ємами середовища після зняття навантаження відбуватиметься, по-перше, за рахунок градієнта тиску між цими об'ємами i , по-друге, за рахунок тискотропних властивостей середовища. Цей процес матиме місце протягом другого етапу під час зворотного руху системи «Вібраційна ланка–жом–інерційна ланка» (рис. 2.4). В першому випадку згідно із законом Дарсі інтенсивність і тривалість процесу визначатиметься швидкістю падіння тиску в середовищі, а отже, сам процес перерозподілу буде нетривалим. В другому ж випадку процес відбуватиметься після падіння тиску в середовищі та залежатиме від в'язкості води, а отже, буде більш тривалим.

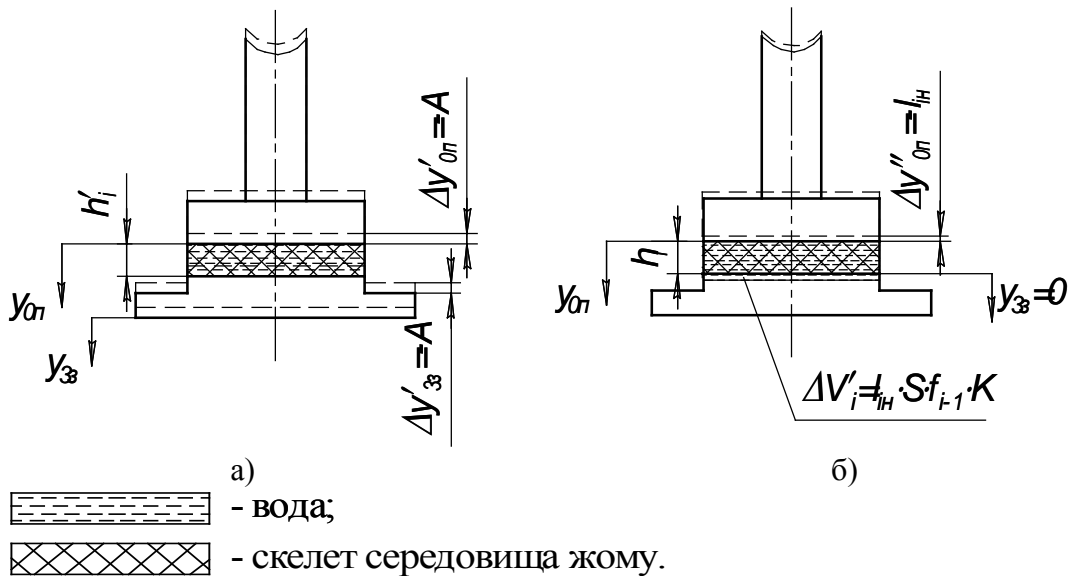


Рисунок 2.4 – Деформація скелета та рідкої фази перехідно-пористого середовища жому цукрового буряка під час зворотного руху:

- а) проміжний етап зворотного руху системи ВЛ-Ж-ІЛ;
 б) стан системи ВЛ-Ж-ІЛ в кінці зворотного ходу вібраційної ланки

Процесу перерозподілу води в матеріалі, що зневоднюється, після зняття навантаження сприятиме не тільки падіння тиску в ньому, а й рух вібраційної ланки обладнання (рис. 2.4а). Оскільки повернення вібраційної ланки у вихідне положення відбувається досить швидко, а на

матеріал накладається додаткове статичне навантаження, то рух матеріалу, що зневоднюється, за малих амплітуд коливання вібраційної ланки відбувається разом із рухом вібраційної ланки. Елементарні об'єми води мають масу, більшу за масу елементарних об'ємів рослинної структури, і тому їм властива більша інерційність руху. Цей факт сприяє продовженню руху та, відповідно, перерозподілу води в середовищі жому і після зупинки вібраційної ланки, що одночасно супроводжуватиметься інерційним рухом інерційної ланки на відстань $l_{ін}$.

Таким чином виділення води продовжуватиметься і після зупинки вібраційної ланки (рис. 2.4б), а об'єм видаленої води складе

$$\Delta V'_i = l_{ін} \cdot S \cdot f_{i-1} \cdot K, \quad (2.10)$$

а загальна маса видаленої води

$$\Delta m_{ві} = \rho_B \cdot S \cdot f_{i-1} \cdot K (A + l_{ін}). \quad (2.11)$$

Відповідно остаточна пористість жому становитиме

$$f_i = 1 - \frac{(1,67 \cdot m_{ср} + 0,2 \cdot m_B)}{m_{ві-1} - \Delta m_{ві} + (1,67 \cdot m_{ср} + 0,2 \cdot m_B)}. \quad (2.12)$$

Отримана залежність є ідеалізованою моделлю вібраційного зневоднення жому цукрового буряка.

Грунтуючись на попередніх міркуваннях, можна зробити висновки, що для максимального видалення води з пористого матеріалу необхідно забезпечити достатні перепади тиску на зовнішніх межах елементарних об'ємів перехідно-пористого середовища жому цукрового буряка, а також достатню його прохідність. Прохідність матеріалу залежить від рівномірності деформації середовища, що створюється робочою ланкою у випадку статичного пресування або додатковим статичним навантаженням під час вібраційного зневоднення, тому значення цього тиску має бути мінімальним, що в першому випадку негативно вплине на ефективність процесу. Значні перепади тиску в середовищі можна забезпечити під час накладання вібраційних навантажень на матеріал. Для збереження прохідності середовища необхідно, щоб його сумарна деформація під час накладання значних імпульсних навантажень була мінімальною і рівномірною, що можна забезпечити завдяки малій амплітуді коливань вібраційної ланки обладнання і відносно повільному зростанню тиску. Оскільки значна частина енергії силового імпульсу витрачається на рух води в пористому сере-

довищі, для зневоднення слід використовувати тонкий шар жому, що забезпечить максимально рівномірний розподіл енергії імпульсу та ефективно зневоднення матеріалу.

Проведений аналіз вказує на те, що в циклограмі руху вібраційної ланки системи «Вібраційна ланка–жом–інерційна ланка» повинні мати місце етапи прямого руху, зворотного руху та вистою вібраційної ланки в крайніх положеннях, а отже, мати вигляд, наведений на рис. 2.5. Так, за рахунок різниці в швидкостях руху вібраційної ланки буде забезпечено: більш рівномірне зростання тиску в середовищі жому та його рівномірну деформацію під час прямого ходу тривалістю t_n , а під час зворотного ходу тривалістю t_z – розгін маси жому, що забезпечить інерційний рух води в ньому після зупинки вібраційної ланки. Найвність етапів вистою у верхньому і нижньому положеннях тривалістю $t_{в.вп}$ і $t_{в.нп}$, відповідно, дозволить: у першому випадку частково зрівноважити тиск в середовищі жому, а в другому – створити умови для виходу води, яка буде видалена під дією навантаження інерційної ланки, що продовжуватиме рух.

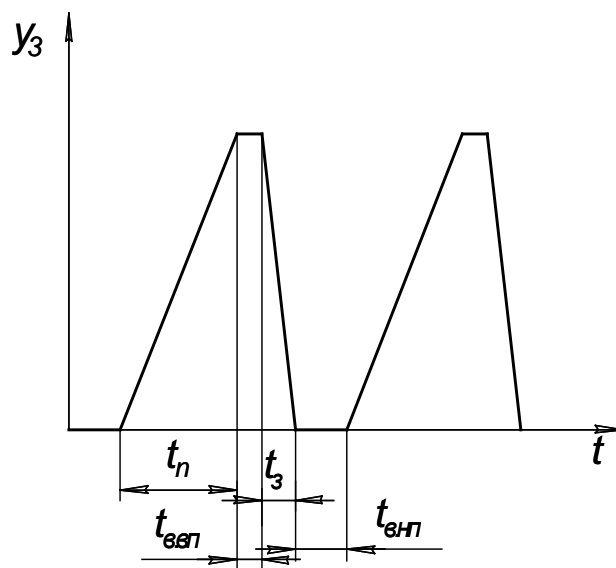


Рисунок 2.5 – Циклограма руху вібраційної ланки системи «Вібраційна ланка–жом–інерційна ланка» під час механічного зневоднення жому

Інтенсивне видалення води з жому під час його зневоднення як накладанням вібраційних, так і статичних навантажень є нетривалим. Це можна пояснити зростанням нерівномірності розподілу води в жомі і утворенням своєрідних її вкраплень, що мають різні розміри. Перешкодою руху цієї води в жомі, що зневоднюється, є не тільки закупорювання проходів в пористому середовищі, а і адгезія води до ске-

лету середовища на межах їх границь [76, 108]. За рахунок адгезії та значних сил поверхневого натягу, значення яких є значно вищими, ніж у більшості рідин, вкраплення води утворюють зв'язки з скелетом середовища, які зберігаються в стані спокою чи швидко відновлюються в разі незначного порушення. Цей факт дозволяє провести аналогію між вкрапленнями води в середовищі та коливальною системою, яка є тілом, підвішеним на пружині, що під дією зовнішніх факторів може здійснювати зміну свого положення, відновлюючи його після припинення впливу останніх.

Процес вібраційного зневоднення можна розглядати як послідовний вплив моногармонічних імпульсів зовнішніх сил, що тривають нескінченно у вигляді косинусоїдальних чи синусоїдальних хвиль з кутовими частотами ω_i , результатом якого є суперпозиція гармонійних коливань, що відповідає складному імпульсу зовнішніх сил кінцевої тривалості [60].

В результаті впливу складного імпульсу зусилля в жомі відбуватиметься поширення гармонічних коливань, частота і амплітуда яких залежатиме від розподілу енергії між ними без врахування енергії, що витрачається на подолання внутрішніх сил опору середовища. Результатом поширення таких хвиль можуть стати резонансні явища, що викликатимуть різкі порушення стану спокою коливальних систем вкраплень води в разі збігу зовнішніх і власних частот коливань, і, відповідно, сприятимуть перерозподілу та руху води в середовищі.

Вплив резонансних явищ на процеси ущільнення структури та її деформації взяті за основу відомої [59] резонансно-структурної теорії ущільнення порошкових матеріалів. Однозначно визначити характер протікання цих процесів в порошкових матеріалах, як і в рослинній сировині, досить складно, оскільки вони мають хаотичний характер. Тому існує і складність з визначенням найбільш ефективних режимів обробки, що найбільш точно можна зробити на основі результатів експериментальних досліджень.

З метою експериментального обґрунтування ефективності способу вібраційного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв було розроблено та проведено такі експериментальні дослідження:

- зіставлення силових характеристик способів статичного та вібраційного навантажень вторинних продуктів харчових переробних виробництв;

- визначення рівнів ефективності вібраційного та статичного способів механічного зневоднення в залежності від основних параметрів процесів і порівняння кінцевих показників зневоднення за найбільш ефективних режимів зневоднення.

Експериментальні дослідження проводились на наявній у ВНТУ дослідній установці. Для їх проведення в якості досліджуваного матеріалу було обрано жом цукрового буряка, який закладався в мішечки з водонепроникного матеріалу і вміщувався в експериментальну оснастку. Основа і циліндричний корпус з отворами для виведення вологи встановлювались і кріпились на рухомій ланці установки, притискний елемент оснастки закріплювався до рухомої поперечини приводу, яка приводилась в рух від приводу статичного навантаження (рис. 2.6).

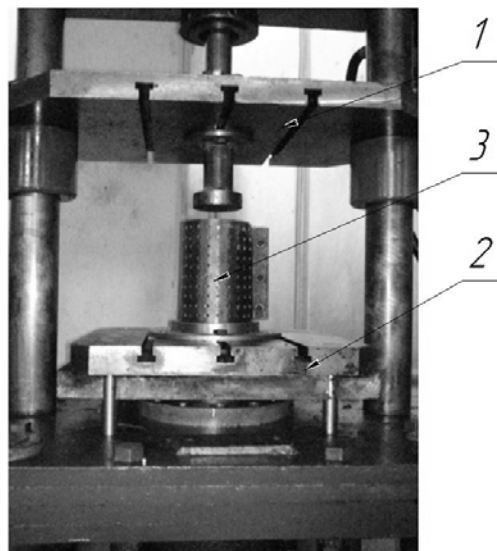


Рисунок 2.6 – Встановлення експериментальної оснастки:

1 – рухома ланка приводу статичного навантаження; 2 – вібраційна ланка гідроімпульсного приводу; 3 – експериментальна оснастка

Експериментальні залежності абсолютної деформації Δy_0 та, відповідно, зміни вмісту сухих речовин в жомі цукрового буряка під час його зневоднення з постійним силовим навантаженням наведені на рис. 2.7. Кожен з циклів зневоднення тривав до припинення виділення води з матеріалу, що зневоднювався, але не довше 30 с.

На залежностях $\Delta y_0(t)$, $CP(t)$ (рис. 2.8), отриманих на основі аналізу результатів проведених досліджень, можна спостерігати нелінійну залежність кінцевих результатів процесу механічного зневоднення від робочого зусилля, що дозволяє зробити висновок про недоцільність використання значних зусиль статичного навантаження під час переробки матеріалу, який зневоднюється.

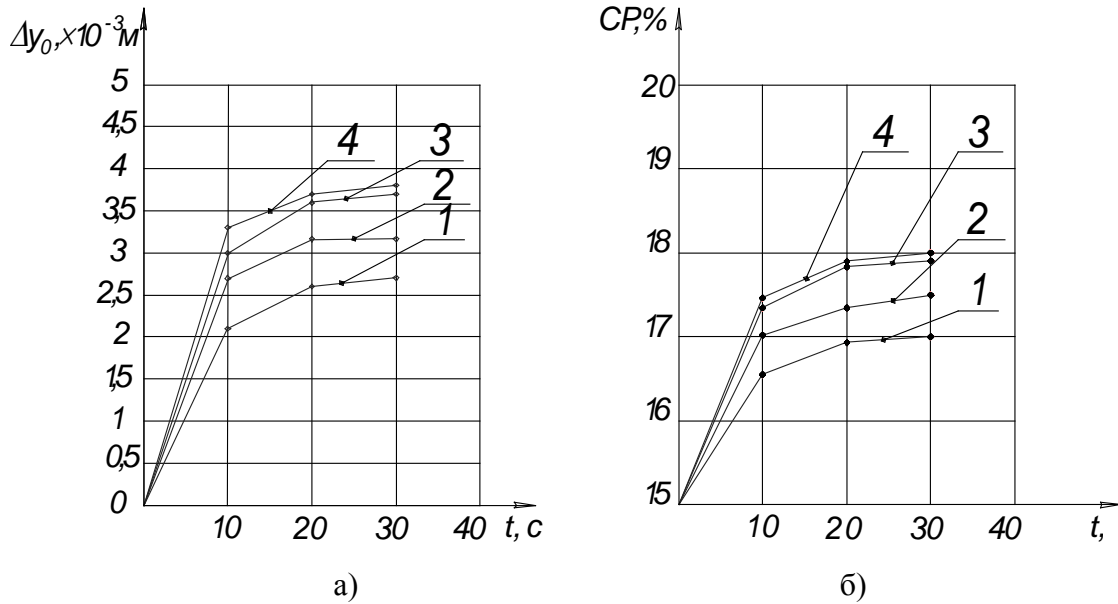


Рисунок 2.7 – Зміна абсолютної деформації (а) та вмісту сухих речовин (б) жому цукрового буряка при зневодненні накладанням статичного навантаження: 1 – тиск в приводі статичного навантаження 1 МПа; 2 – тиск в приводі статичного навантаження 2 МПа; 3 – тиск в приводі статичного навантаження 3 МПа; 4 – тиск в приводі статичного навантаження 4 МПа

Характерною відмінністю вібраційного зневоднення є короткотривалий циклічний силовий вплив на матеріал, що зневоднюється, з накладанням мінімального додаткового статичного навантаження. Основними параметрами, що визначають ефективність цього процесу, є величина робочого зусилля на матеріал з боку рухомої ланки приводу статичного навантаження, величина короткотривалого силового впливу, його тривалість, частота та амплітуда, загальна тривалість процесу [35, 53, 54].

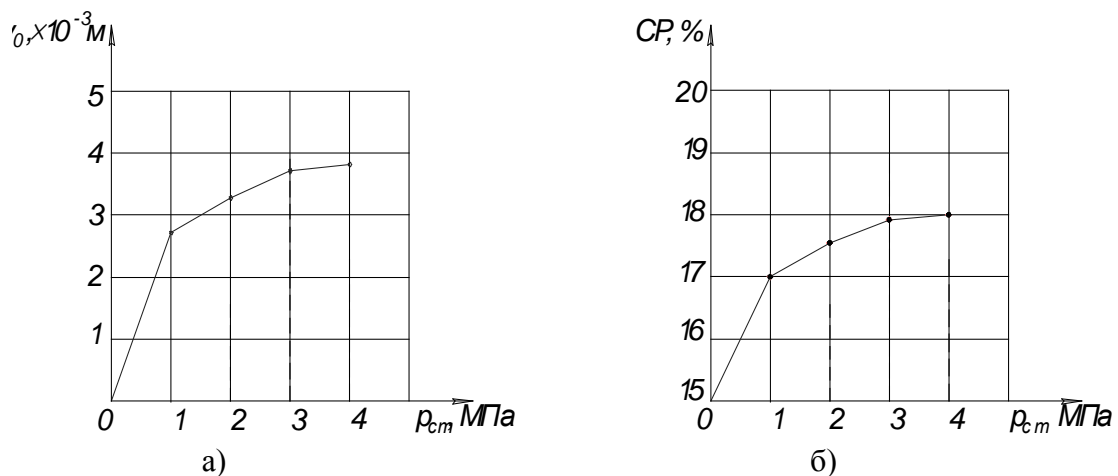


Рисунок 2.8 – Експериментальні залежності абсолютної деформації $\Delta y_0(p_{ст})$ (а) і вмісту сухої речовини $CP(p_{ст})$ (б) при зневодненні жому цукрового буряка накладанням статичного навантаження

На основі результатів проведених досліджень було отримано низку експериментальних залежностей деформації та вмісту сухих речовин жому від перерахованих вище параметрів процесу (рис. 2.9).

З графічних залежностей, наведених на рис. 2.9, видно, що механічне зневоднення жому цукрового буряка вібраційним або віброударним способом буде більш ефективним, ніж спосіб із статичним навантаженням. З наведених залежностей також видно, що для ефективного зневоднення віброударним способом необхідною умовою є одночасна присутність значного статичного навантаження, в той час, коли вібраційний спосіб є достатньо ефективним за незначних додаткових статичних навантажень, що можуть бути забезпечені і власною масою інерційних елементів обладнання.

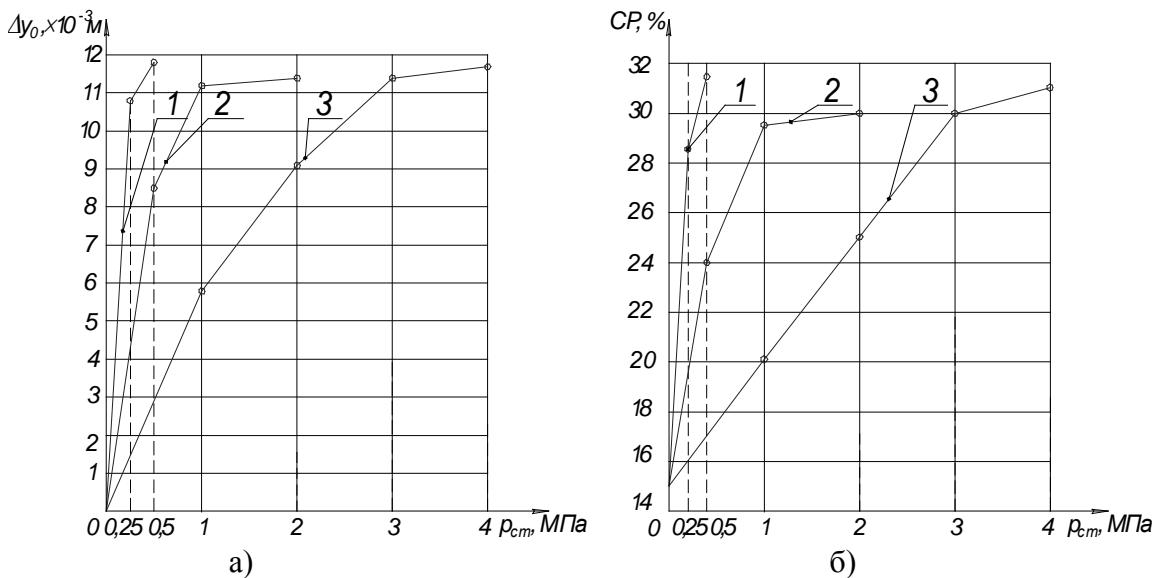


Рис. 2.9. Зведені експериментальні залежності деформації (а) та вмісту сухих речовин (б) жому в різних режимах вібраційного зневоднення: 1 – з накладанням вібрацій $\nu = 50 \text{ Гц}$, $p_1 = 4 \text{ МПа}$; 2 – з накладанням вібрацій $\nu = 25 \text{ Гц}$, $p_1 = 8 \text{ МПа}$; 3 – з накладанням вібрацій $\nu = 5 \text{ Гц}$, $p_1 = 10 \text{ МПа}$

З рисунка 2.10, на якому наведені залежності деформації $\Delta y_0(t)$ (2.10а) та вмісту сухих речовин $CP(t)$ (2.10б), побудовані за результатами досліджень з визначення необхідної тривалості процесів зневоднення, видно, що для досягнення максимального механічного зневоднення обома досліджуваними способами зневоднення достатньо 30...40 сек.

З графічних залежностей (рис. 2.11), складених на основі експериментальних досліджень ефективності різних способів та режимів механічного зневоднення, однозначно видно більш високу ефективність

способу вібраційного зневоднення вторинних продуктів харчових виробництв у порівнянні зі звичайним способом статичного зневоднення, що використовується в переробній промисловості на сьогодні.

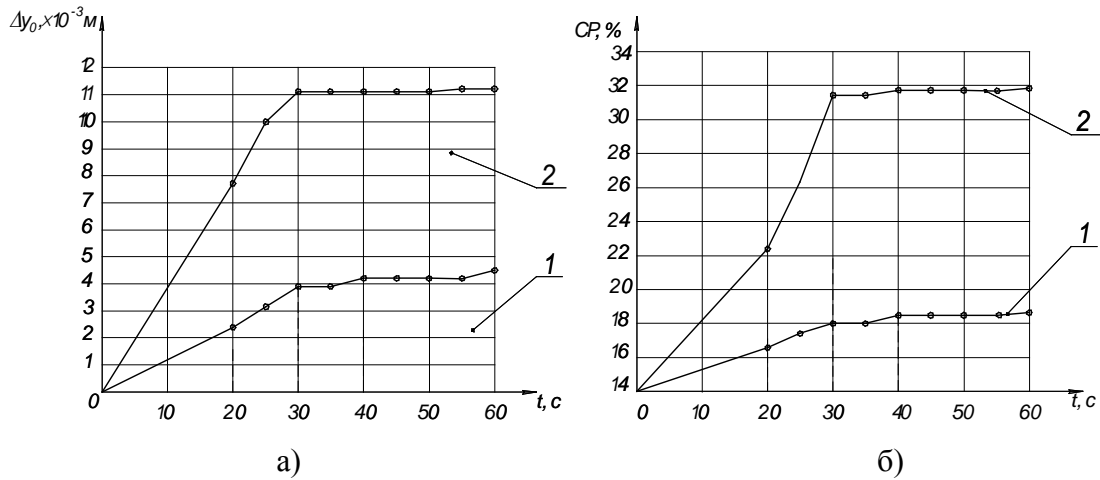


Рисунок 2.10 – Зміна абсолютної деформації (а) та вмісту сухих речовин (б) в зневодненому жомі в залежності від тривалості процесу зневоднення $t, \text{ c}$: 1 – при зневодненні з постійним тиском в приводі статичного навантаження $p_{ст} = 4 \text{ МПа}$; 2 – при зневодненні з накладанням вібрацій $\nu = 50 \text{ Гц}$, $p_{см} = 0,5 \text{ МПа}$, $p_1 = 4 \text{ МПа}$

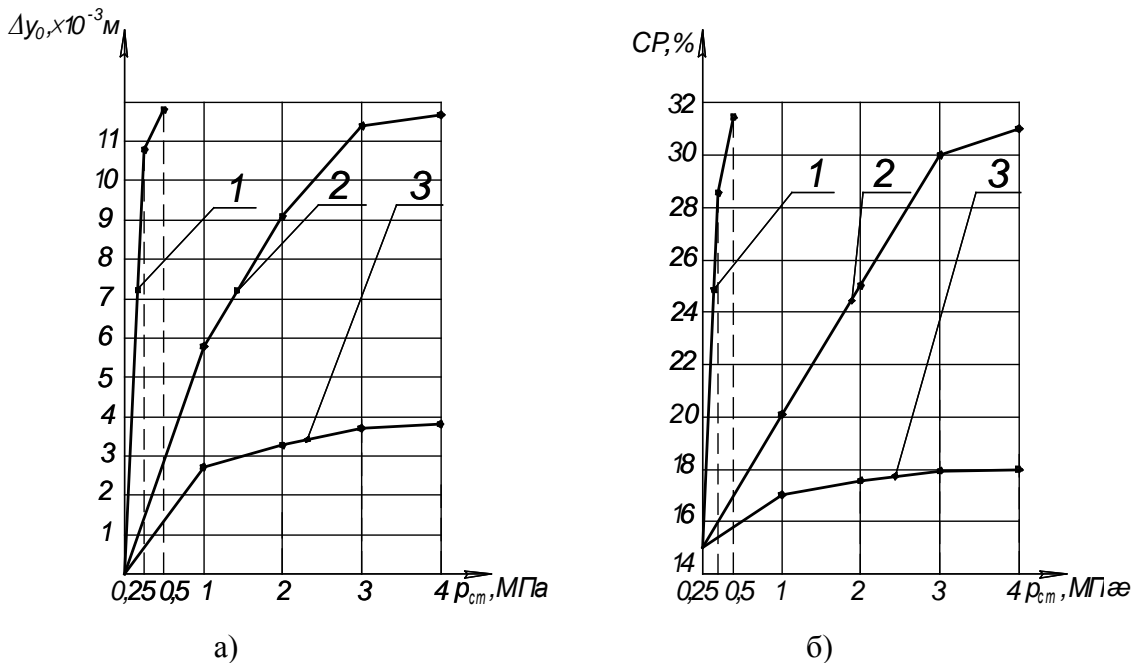


Рисунок 2.11 – Зміна абсолютної деформації Δy_0 (а) та вмісту сухих речовин CP (б) в жомі цукрового буряка під час зневоднення з накладанням вібраційного $\nu = 50 \text{ Гц}$, $p_1 = 4 \text{ МПа}$ (1), віброударного $\nu = 5 \text{ Гц}$, $p_1 = 10 \text{ МПа}$ (2) та статичного $p_{ст} = 4 \text{ МПа}$ (3) навантажень

На основі проведених досліджень були визначені найбільш ефективні режими вібраційного та статичного способів зневоднення такого

вторинного продукту, як жом цукрового буряка. Отже, за результатами проведених досліджень можна стверджувати високу ефективність режиму зневоднення з частотою вібрацій 50 Гц і тиском у робочих порожнинах циліндрів приводу статичного навантаження – 0,5 МПа та гідроімпульсного приводу – 4 МПа, який дозволяє отримати зневоднений продукт із вмістом сухих речовин 31,4 %. Такий режим навантажень можна охарактеризувати як вібраційний.

Результати експериментальних досліджень, наведені в цьому розділі, підтверджують ефективність вібраційного та віброударного способів зневоднення та є аргументом на користь гіпотези про справедливість положень структурно-резонансної теорії для рослинних матеріалів.

2.2 Вибір принципової схеми компонування вібраційної машини та аналіз динамічної взаємодії рухомих мас при реалізації інерційного навантаження

Результати досліджень, наведені вище, показують, що використання імпульсного силового впливу в процесах механічного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв суттєво підвищує їх ефективність. Для реалізації процесів зневоднення з імпульсним силовим навантаженням або вібраційного зневоднення необхідне обладнання, яке дозволить реалізовувати процеси переробки в широкому діапазоні технологічних режимів і забезпечить отримання кінцевого продукту з достатньо високим ступенем механічного зневоднення. Проведений в першому розділі аналіз приводів вібраційних машин вказує на доцільність використання гідроімпульсного приводу, який дозволяє реалізувати силовий спосіб збудження вібрацій і тим самим забезпечити високе середнє значення навантаження на матеріал під час зневоднення, а також практично безперервне коливання тиску в середовищі матеріалу. Крім того, такий привод забезпечує незалежний характер регулювання амплітуди і частоти переміщення вібраційної ланки [60, 83].

Для переробки вторинних продуктів харчових переробних виробництв можна запропонувати схеми пресових установок з верхнім та нижнім розташуванням вібраційної ланки, що здійснюватиме періодичні примусові зворотно-поступальні рухи (рис. 2.12). При верхньому розташуванні вібраційної ланки 1 навантаження матеріалу у вихідному положенні відбувається за рахунок сил тяжіння самої вібраційної ланки і маси ланки 3. Незалежно від способу генерування періоди-

чних імпульсів тиску в порожнині робочого гідроциліндра А, викона- ного в масі ланки 3, навантаження матеріалу виконується зверху. Зу- силля на матеріалі зростає в момент розгону маси ланки 3 і визнача- ється швидкістю набирання тиску. Швидкість скидання тиску визна- чає інтенсивність розвантаження матеріалу при зустрічному русі маси ланки 3 і вібраційної ланки 1 під дією пружин пружного повернення 4, а момент удару маси ланки 3 об бурти вібраційної ланки відповідати- ме повторному ударному навантаженню.

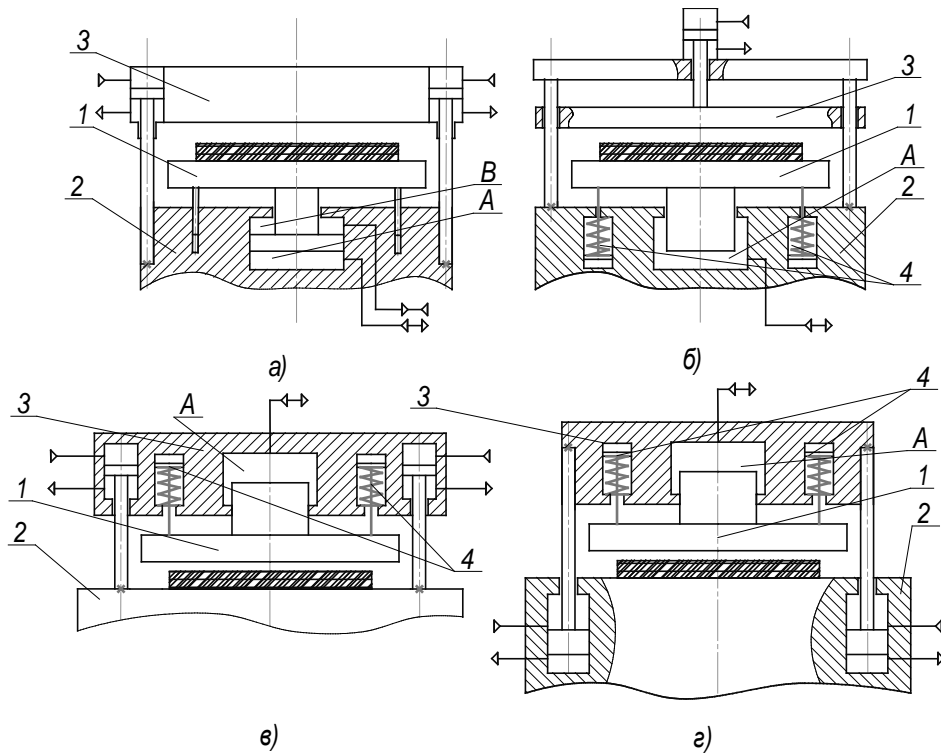


Рисунок 2.12 – Принципові схеми компоновання вібраційної установки при нижньому (а, б) і верхньому (в, г) розташуванні вібраційної ланки

При нижньому розташуванні вібраційної ланки 1 навантаження матеріалу відбувається також в момент набирання тиску в порожнині робочого гідроциліндра А, який в цій схемі розташований в станині. Навантаження матеріалу виконується знизу з боку вібраційної ланки 1 і зверху – з боку маси ланки 3, що виконує функцію поверхні упору. Наявність пружних елементів 4 забезпечує повернення у вихідне по- ложення вібраційної ланки 1 і створює умови для розвантаження пре- сованої маси за рахунок вільного руху маси ланки 3. В момент повер- нення робочої ланки 1 у вихідне положення матеріал піддається до- датковому ударному навантаженню знизу, що визначається швидкістю гальмування, а потім ударному навантаженню зверху під час зворот- ного руху маси ланки 3 до щільного контакту з поверхнею матеріалу.

Вплив на об'єкт обробки в машинах з верхнім розташуванням робочої ланки аналогічний пресуванню з однократним навантаженням і, відповідно, в машинах з нижнім – пресуванню з двократним навантаженням [59, 72, 77, 83]. Використання останнього способу навантаження рослинних матеріалів дозволить інтенсифікувати процес зневоднення завдяки наявності етапів розвантаження, під час яких в структурі матеріалу можливий перерозподіл як залишкової вологи, так і звільненої під час руйнування клітинних структур.

Аналіз руху ланок обладнання під час процесу механічного зневоднення вібраційним способом, проведений в попередньому підрозділі, показав, що найбільш ефективною і універсальною може бути схема вібраційної установки з нижнім розташуванням вібраційної ланки (з обмеженнями переміщень останньої за допомогою пружних елементів) і приводу її вібраційних переміщень та можливістю використання додаткового статичного зусилля на пресований матеріал, яке забезпечується додатковою рухомою масою з окремим гідроприводом (рис. 2.13). Однією з переваг такої схеми є можливість зміни величини постійного навантаження на матеріал, що зневоднюється, в широкому діапазоні (від величини зусилля, що визначається силою ваги рухомої ланки, до максимального його значення, яке дозволяє забезпечити окремий гідропривід), що забезпечується додатковою рухомою масою з незалежним гідроприводом.

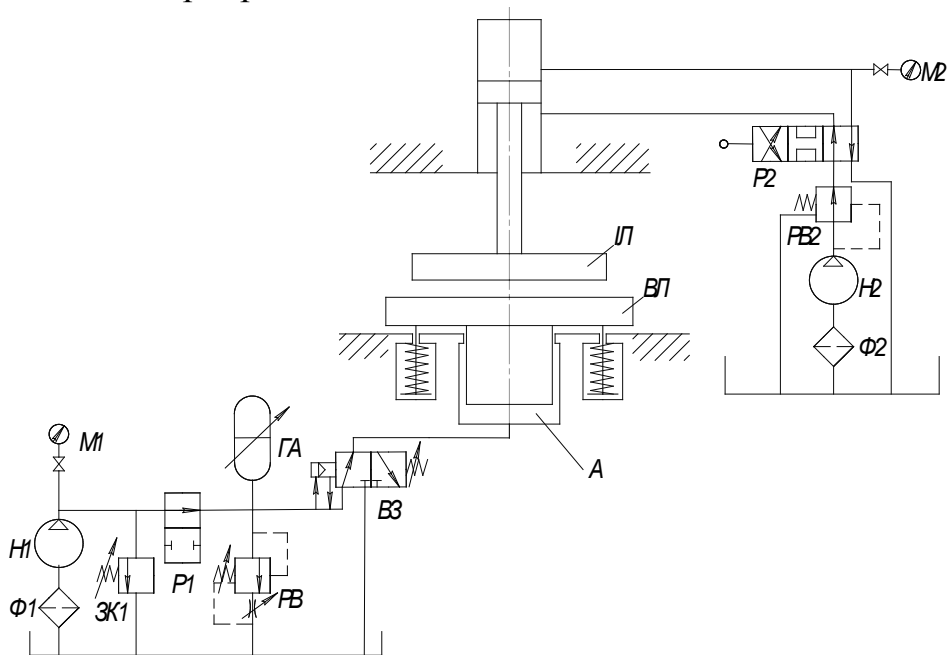


Рисунок 2.13 – Варіант гідрокінематичної схеми вібраційної установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв з генератором імпульсів тиску, підключеним за схемою «на вході»

На рис. 2.13: Н1, Н2 – гідронасоси; Ф1, Ф2 – фільтри; ЗК1, ЗК2 – запобіжні клапани; Р1, Р2 – гідро розподільники; РВ1, РВ2 – регулятори витрат; ГА – гідроаккумулятор; ВЗ – генератор імпульсів тиску; ІЛ – інерційна ланка; ВЛ – вібраційна ланка.

У вібраційній установці, гідрокінематична схема якої наведена на рис. 2.13, під час переробки матеріал, що зневоднюється, сприйматиме інерційне навантаження. Режим останнього залежатиме від максимального робочого зусилля з боку ланки ІЛ і величини енергії, що витрачається на виконання одного ходу вібраційної ланки ВЛ, а також тривалості, амплітуди і частоти імпульсів тиску в порожнині гідроциліндра А. Однозначно визначити режим інерційного навантаження матеріалу, що зневоднюється, можна лише, коли рух вібраційної ланки та ланки 2 установки набуде встановленого характеру. Це відбудеться, коли матеріал в зоні контакту під дією силового впливу набуде певних фізико-хімічних властивостей [56]. Залежно від параметрів, перерахованих вище, рух інерційної та робочої ланок, в робочій зоні яких вміщуватиметься матеріал, що зневоднюється, може бути окремим або безвідривним [59], що визначить наявність чи відсутність періодів розвантаження матеріалу.

Враховуючи наведене вище, до принципової схеми обладнання з гідроімпульсним приводом та до його приводної системи можна сформулювати такі вимоги:

- для забезпечення стабільних режимів зневоднення матеріалу в установці необхідно передбачити засоби для постійного відведення вологи;

- необхідно забезпечити максимально можливу жорсткість гідросистеми машини з мінімальним об'ємом напірної порожнини гідросистеми гідроімпульсного приводу для заданих умовних проходів гідроканалів. Дотримання цієї вимоги забезпечить виконання умови стабільної роботи гідроімпульсного приводу $\omega_p \gg \omega_{max}$, де ω_p і ω_{max} відповідно власна колова частота коливань гідросистеми і максимальна колова частота коливань вібраційної ланки установки;

- оскільки робочі режими гідроімпульсного приводу можуть мати як віброударний (низькочастотний), так і вібраційний (високочастотний) характер, у гідросистемі необхідно використовувати гідронасоси з низькою чутливістю до різких перепадів тиску робочої рідини або додаткові захисні підсистеми приводу;

- при проектуванні електромеханічної системи гідроімпульсного приводу необхідно врахувати циклічні зміни моментів сил опору, які сприйматиме електродвигун під час роботи;

- при виборі гідроаккумулятора для гідроімпульсного приводу необхідно враховувати загальний ресурс напрацювання на відмову таких гідроагрегатів та їх вплив на швидкодію приводу;

- гідролінії гідроімпульсного приводу та приводу додаткового статичного навантаження повинні бути максимально короткими для мінімізації втрат робочої рідини під час проходження імпульсів тиску та збільшення жорсткості гідросистеми;

- генератор імпульсів тиску гідроімпульсного приводу має забезпечувати стійкі режими його роботи під час тривалої експлуатації;

- для забезпечення зберігання робочою рідиною гідроімпульсного приводу постійних властивостей необхідно забезпечити її постійне охолодження;

- конструкція та компоновання приводів установки мають забезпечувати простоту в керуванні, доступність в обслуговуванні та ремонтпридатність установки.

2.3 Розробка принципової гідрокінематичної схеми вібраційної установки для зневоднення відходів харчових переробних виробництв

Для реалізації процесів віброударного зневоднення пропонується принципова гідрокінематична схема вібраційної установки для зневоднення відходів харчових переробних виробництв (рис. 2.14), а для забезпечення виконання наведених вище вимог запропоновано такі конструктивні рішення:

- постійне відведення відпресованої вологи можна забезпечити за допомогою системи виведення вологи, змонтованої за межами робочої зони на станині установки;

- мінімальний сумарний об'єм напірної порожнини та максимально можливу жорсткість гідравлічних каналів гідроімпульсного приводу з мінімізацією втрат робочої рідини можна забезпечити розміщенням основних гідроагрегатів приводу на металевій плиті чи кубі з комунікативною системою отворів шляхом їх жорсткого приєднання та герметизації стиків гумовими чи полімерними кільцями [10, 84];

- для підвищення рівномірності роботи електромеханічної системи гідроімпульсного приводу на валу його електродвигуна слід встановити маховик [51];

- при розробці гідроімпульсного приводу установки нами зроблено висновок про доцільність встановлення гідронасоса типу НШ, що має незначну чутливість до значних перепадів тиску в гідросистемі і не потребує встановлення додаткових захисних підсистем [28, 29];

- для збільшення загального ресурсу напрацювання на відмову гідроімпульсного приводу в ньому доцільно встановлювати об'ємний гідроакумулятор, ресурс якого практично необмежений, або використати схему підключення генератора імпульсів тиску «на виході», що дозволить не використовувати в приводі гідроакумулятор і зменшити робочий об'єм приводу, що також дозволить підвищити загальну жорсткість гідросистеми;

- мінімальну довжину гідроліній гідроімпульсного та додаткового приводів можна забезпечити встановленням гідронасосних станцій приводів безпосередньо біля вібраційної установки, а станцію гідроімпульсного приводу встановити так, щоб її вихідний отвір був співвісний з вхідним отвором монтажного блока установки для їх з'єднання металевим патрубком;

- постійне охолодження робочої рідини в гідроімпульсному приводі установки можна забезпечити встановленням в гідробаку латунних чи мідних змішувачів із постійною циркуляцією в них холодної води;

- переналагодження на задані режими роботи для гідроімпульсного приводу та приводу статичного навантаження слід виконувати за допомогою регулятора витрат, тисків відкриття та закриття генератора імпульсів тиску, дросельних елементів, а для установки в цілому – за допомогою електронних регулювальних приладів;

- для захисту матеріалу, що зневоднюється, від можливого потрапляння робочої рідини приводу необхідно забезпечити щільний контакт з'єднаних поверхонь з використанням гумових та інших ущільнювачів, а місця, в яких неможливо запобігти витокам робочої рідини, закрити кожухами та забезпечити відведення втраченої робочої рідини.

Станина установки (рис. 2.14) складається з опорної плити 21, на якій закріплено вертикальні стійки 25, що є опорами для верхньої 23 та середньої 22 поперечин. На поперечині 22 встановлено вузол вібраційного приводу, до складу якого входить основний гідроциліндр 10 з плунжером, приєднаним до вібраційної ланки 11, який зв'язаний зі станиною пружними елементами повернення 27, допоміжний гідроциліндр приводу статичного навантаження 17, шток якого з'єднано з рухомою траверсою 3, на якій передбачено можливість монтування додаткової інерційної маси.

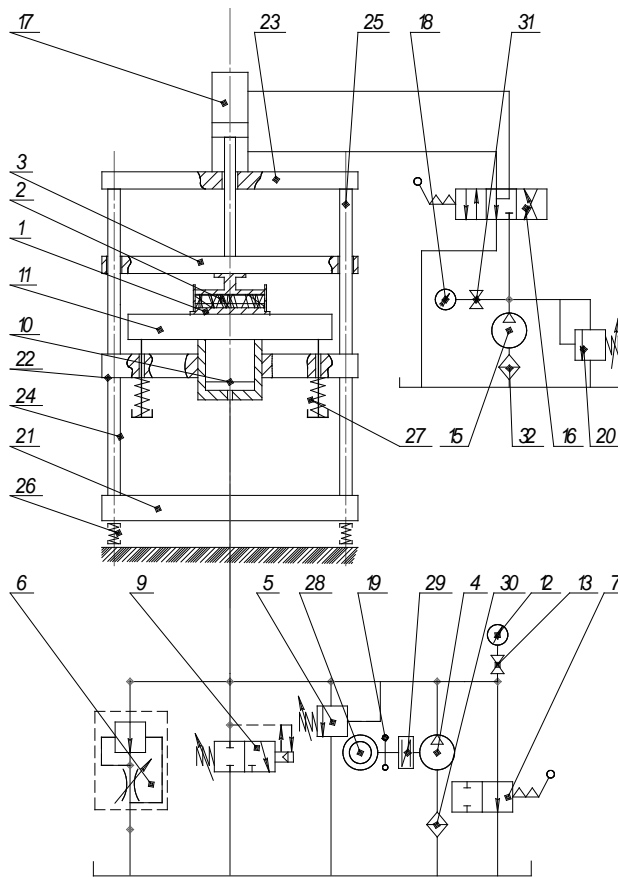


Рисунок 2.14 – Принципова гідрокінематична схема вібраційної установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв з генератором імпульсів тиску, підключеним за схемою «на виході»

Гідроімпульсний привід вібраційної ланки 11 містить насос 4 з фільтром 30 у всмоктувальній лінії, з'єднаний з електродвигуном 28 (на валу якого встановлено маховик 19) пружною муфтою 29; регулятор витрат 6; запобіжний клапан 5; двоходовий двопозиційний гідророзподільник з електричним керуванням 7; манометр 12; кран 13 і двокаскадний триходовий генератор імпульсів тиску 9, що монтується безпосередньо на корпусі гідроциліндра 10. Допоміжний привід складається з насоса 15, фільтра 32 у напірній лінії, запобіжного клапана 20 та чотирьохходового трипозиційного розподільника 16 з електричним керуванням.

Волога маса, вміщена в форму 1, розміщується на вібраційній ланці 11. Робочий цикл установки здійснюється таким чином. Вмикаються насоси 4 та 15. Гідророзподільники 16 і 7 вмикаються відповідно в ліву та праву за схемою позиції, внаслідок чого робоча рідина з порожнини гідроциліндра 10 зливається в резервуар, а вібраційна ланка пружинами 27 притискається до наплічників поперечини станини. Робоча рідина через гідророзподільник 16 надходить у поршневу по-

рожнину гідроциліндра 17, і траверса 3 опускається в крайнє нижнє положення, що визначається точкою контакту з пресформою 1 і деформацією матеріалу, який зневоднюється, і створює в зоні зневоднення зусилля статичного навантаження. Після чого гідророзподільник 7 перемикається в ліву позицію.

Робоча рідина від насоса 4 надходить в робочу порожнину головного циліндра 10, поршень якого і стіл 11 починають робочий хід після зростання в системі тиску, достатнього для подолання сил натягу пружин 27 і зусилля статичного зневоднення. Після зростання тиску в гідросистемі до величини p_{\max} спрацьовує генератор імпульсів тиску 9 (цикл спрацювання генератора імпульсів тиску на відкриття див. наступний підрозділ). Після відкриття генератора імпульсів тиску, напірна порожнина приводу з'єднується зі зливом, що забезпечує падіння тиску в гідросистемі до значення p_{\min} , а вібраційна ланка під дією сил натягу пружин 27 і зусилля статичного навантаження повертається у вихідне положення. Генератор імпульсів тиску 9 закривається, робоча рідина знову починає надходити до головного циліндра 10. Далі робочий цикл гідроімпульсного приводу повторюється.

Після завершення встановленого робочого циклу розподільники 7 і 16 перемикаються в праве та середнє положення, відповідно, подача імпульсів тиску в гідроциліндр припиняється, штокова та поршневі порожнини гідроциліндра 17 з'єднуються із зливом і тим самим знімається статичне навантаження. Гідронасоси 4 та 15 вмикаються – і відбувається виведення зневодненого матеріалу з зони зневоднення та подача наступної порції.

Вібраційна установка, принципова гідрокінематична схема та принцип роботи якої наведені вище, містить в собі два незалежні приводи. Основний – гідроімпульсний привод вібраційної ланки – та допоміжний – гідропривід статичного навантаження.

2.4 Розробка нової принципової та конструктивної схем генератора імпульсів тиску гідроімпульсного приводу установки

Основним елементом гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання є генератор імпульсів тиску, який забезпечує періодичну зміну тиску робочої рідини в робочій порожнині гідроциліндра приводу при постійній подачі гідронасоса або за рахунок з'єднання останньої з гідроаккумулятором приводу (наявність гідроаккумулятора визначається способом підключення генератора імпульсів тиску) [84].

Розрізняють два основні способи підключення генератора імпульсів тиску [58, 84, 99]:

- «на виході» – коли періодичне зростання тиску від p_{\min} до p_{\max} в робочій порожнині гідродвигуна приводу відбувається за рахунок безпосередньої подачі гідронасоса, а його зниження – завдяки відкриттю генератора імпульсів тиску, що спрацьовує при досягненні тиску p_{\max} аналогічно запобіжному клапану;

- «на вході» – коли періодичні імпульси тиску передаються в робочу порожнину гідродвигуна завдяки відкриттю генератора імпульсів тиску після досягнення в напірній лінії приводу налагоджуваного тиску p_{\max} і з'єднання її з об'ємним гідроакумулятором.

У запропонованій в попередньому підрозділі схемі вібраційної установки вібраційна ланка має нижнє розташування. Забезпечення двократного навантаження перероблюваного матеріалу протягом циклу спрацювання приводу та регулювання робочих режимів установки в широкому діапазоні можливе при підключенні генератора імпульсів тиску за обома схемами.

Як показали результати досліджень (див. перший підрозділ), для зневоднення матеріалу однаково ефективними є і вібраційний, і віброударний режими навантаження. Згідно з обґрунтуванням, наведеним в підрозділі 2.1, для забезпечення найбільш ефективного процесу вібраційного зневоднення циклограма зміни тиску в середовищі повинна мати вигляд, близький до пилкоподібного (див. рис. 2.5). Швидке збурення в середовищі можна забезпечити використанням схеми підключення генератора імпульсів тиску «на вході», але така схема передбачає наявність в приводі гідроакумулятора, що може значно збільшувати загальний робочий об'єм гідроприводу, крім того, відомо [56], що при використанні такої схеми підключення падіння тиску в гідросистемі приводу є значно нижчим за величину p_2 тиску закриття генератора імпульсів тиску. Те ж швидке збурення в середовищі можна забезпечити підключенням генератора імпульсів тиску за схемою «на виході», яка є більш ефективною в разі необхідності забезпечення високочастотних режимів навантаження. Для спрощення конструкції гідроімпульсного приводу та забезпечення його стабільних частотних параметрів можна використати кульковий двокаскадний генератор імпульсів тиску оригінальної конструкції, принципова схема якого наведена на рис. 2.15 [89].

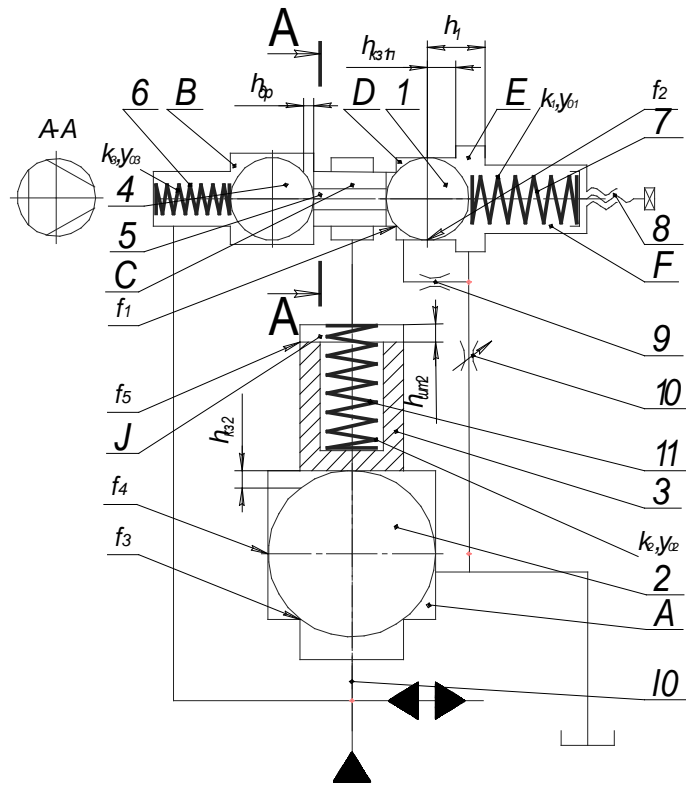


Рисунок 2.15 – Принципова схема кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску

Кульковий двокаскадний генератор імпульсів тиску вміщує кульковий запірний елемент 2 з ходом $h_{кз2}$, притиснений до сідла f_3 , утвореного напірною гідролінією l_0 і порожниною А, штовхачем 3 з робочою площею f_5 і ходом, обмеженим зазором $h_{шт2}$, причому $h_{шт2} = h_{кз2}$, зафіксованим пружиною 4 жорсткістю k_2 з попереднім натягом y_{02} . Необхідним є співвідношення площ $f_5 \geq f_3$. Напірна гідролінія l_0 з'єднана з розточкою, в робочій порожнині В якої розміщено кульковий запірний елемент 4 автоматичного дроселя з зазором $h_{др}$, притиснений до штовхача 5, розміщеного в порожнині С, пружиною 6 малої жорсткості k_3 і натягом h_{03} . Штовхач 5 тісно контактує із запірним кульковим елементом 1 першого каскаду з додатнім перекриттям $h_{кз1п}$ і ходом h_1 . Кульковий запірний елемент першого каскаду 1 притиснений в сідло площею f_1 , утворене порожнинами С і D пружиною 8 жорсткістю k_1 , яка налаштована на тиск спрацювання кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску і роз'єднує порожнини D і E по перекриттю f_2 . Для нормальної роботи кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску необхідне виконання умови $k_3 \ll k_1$. Натяг h_{01} пружини 7 регулюється за допомогою регулювального гвинта 8, розміщеного в задній стінці порожнини F. Порожнина E з'єднана із зливною гідролінією порожнини А через дросель 10 площею попереч-

ного перерізу $f_{др2}$. Розточка порожнини Е з'єднана з порожниною D через дросель 9 площею поперечного перерізу $f_{др1}$, що стабілізує закриття кулькового запірнього елемента першого каскаду. Розточка порожнини С з'єднана з порожниною J, в якій розташовано штовхач 3.

У вихідному положенні пружина 11 через штовхач 3 підтримує кульковий запірний елемент другого каскаду 2 до сідла f_3 , пружина 6 кульковий запірний елемент 4 автоматичного дроселя до штовхача 5 і кулькового запірнього елемента першого каскаду 1, притисненого до сідла f_1 пружиною 7. При цьому порожнина А від'єднана від напірної гідролінії l_0 , напірна гідролінія через порожнини В і С з'єднана з порожниною J і від'єднана від порожнин D, Е і F.

Після ввімкнення насоса гідроприводу тиск в напірній гідролінії l_0 , порожнинах В, С і J починає зростати. Після зростання тиску в цих порожнинах до величини $p_1 \geq k_1 \cdot y_{01} / f_1$ кульковий запірний елемент першого каскаду 1 відривається від сідла f_1 . За рахунок збільшення ефективної площі кулькового запірнього елемента першого каскаду 1 до f_2 прискорюється його переміщення, а режим закриття регулюється дроселем 9. Одночасно з рухом кулькового запірнього елемента першого каскаду 1 і стисканням пружини 7 розпочинається рух кулькового запірнього елемента автоматичного дроселя 4 і проміжного елемента 5 та під дією пружини 6. Рух кулькового запірнього елемента автоматичного дроселя 4 і штовхача 5 припиниться після посадки кулькового запірнього елемента автоматичного дроселя 4 в сідло утворене порожнинами В і С. Після проходження кульковим запірнім елементом першого каскаду 1 додатного перекриття $h_{кз1п}$ внаслідок порушення умови $p_1 f_5 + k_2 y_{02} > p_1 f_3$ розпочнеться рух кулькового запірнього елемента 2, штовхача 3 і стискання пружини 11, який обмежено зазором $h_{кз2} = h_{шт2}$. Зростання ефективної площі кулькового запірнього елемента другого каскаду 2 приведе до прискорення його руху. Внаслідок цього відбудеться рух кулькового запірнього елемента першого каскаду 1 до величини h посадки в сідло, утворене порожнинами Е і F, порожнини D і Е через дросель 10 площею поперечного перерізу $f_{др2}$ і порожнина А з'єднаються зі зливом. Швидкість падіння тиску в порожнинах J, С і Е і, відповідно, швидкість закриття кулькового запірнього елемента другого каскаду регулюється дроселем 11. В напірній гідролінії l_0 гідросистеми розпочнеться падіння тиску до величини $p_2 \leq k_1 (y_{01} + y_1) / f_2$, після чого кульковий запірний елемент першого каскаду 1 розпочне зворотний рух, який продовжиться до посадки в сідло

f_1 , зумовивши таким чином відкриття зазору $h_{др}$ і посадку кулькового запірнього елемента другого каскаду 1 в сідло f_1 під дією тиску в напірній порожнині.

Генератор імпульсів тиску (рис. 2.16–2.18) складається з блока основного каскаду, проміжного блока штовхача клапана основного каскаду і сервоприводу. Блок основного каскаду містить корпус 1, в розточці якого нерухомо розміщено стакан 2, в ступінчатій розточці якого розташований кульковий клапан другого каскаду 3. Для заміни стакана 2 в розточці корпусу 1 встановлено гвинт 29. В перерізі К-К стакана 2 висвердлені радіальні отвори, сумарна площа поперечного перерізу яких дорівнює площі поперечного перерізу напірного каналу, що сполучають напірну порожнину стакана з напірною порожниною приводу. В перерізах В-В та Ж-Ж стакана 2 утворено радіальні отвори, що через розточку в корпусі сполучають порожнини A_1 і A_2 стакана 2 зі зливною порожниною генератора через канали в перерізі В-В. Проміжний блок генератора імпульсів тиску складається з корпусу 4, в якому за ходовою посадкою, наприклад, Н7/f7, розміщено штовхач 5 клапана 3, притиснений до останнього пружиною 6, яка направляє в розточці штовхача 5 та корпусу 10 сервоприводу. В розточці корпусу 4, що сполучає зливні канали сервоприводу і основного блоків, встановлено дросель голкового типу, який складається з корпусу 7 і голки-гвинта 28, що фіксується контргайкою 27. В центральній наскрізній розточці корпусу 10 сервоприводу генератора імпульсів тиску нерухомо встановлено гільзу 11, в центрально-осьовому ступінчастому отворі якої розміщено штовхач 12 і запірний елемент у вигляді кульки 9, лінія торкання якої з розточкою більшого діаметра гільзи 11 розміщена на відстані h від краю розточки, утворюючи таким чином додатне перекриття для кульки 9. Штовхач 12 у поперечному перерізі має трикутну форму за рахунок профрезерованих на його поверхні лисок, які з отвором гільзи 11 утворюють напірні гідроканали. Стабілізація руху кульки 9 здійснюється за рахунок дроселювального отвору в розточці більшого діаметра гільзи 11, з'єднання зі зливною порожниною якого забезпечує лиска на зовнішній циліндричній поверхні гільзи (переріз И-И). Кулька 9 через штовхач 12 взаємодіє з кулькою 18 – запірним елементом автоматичного дроселя. В ліву (за кресленням) розточку корпусу 10 вкручено стакан 13, у якому розміщено пружину 14, що через натискний плунжер 15 і опору 16 навантажує кульку 18 автоматичного дроселя. Попередня деформація пружини 14

регулюється гвинтом 17. В правій (за кресленням) циліндричній частині стакана 13 профрезеровані пази для забезпечення подачі робочої рідини в напірну порожнину кульки 9 та розточку штовхача 5. В праву (за кресленням) розточку корпусу 10 вкручено стакан 19, в розточці більшого діаметра якого розміщено пружину 20 регулятора тиску відкриття генератора імпульсів тиску. Пружина 20 через плунжер 22 забезпечує навантаження кульки 9. Гвинт 23 регулятора тиску відкриття генератора імпульсів тиску, що контрється гайкою 24, вкручений в ковпак 21 стакана 19. Ковпак 21 фіксується гайкою 25. Для з'єднання напірної порожнини клапана 9 першого каскаду зі зливною порожниною в лівій циліндричній частині стакана 19 профрезеровано пази. Герметизація стикових площин гільзи 11, стаканів 13, 19 тощо забезпечується гумовими кільцями круглого перерізу.

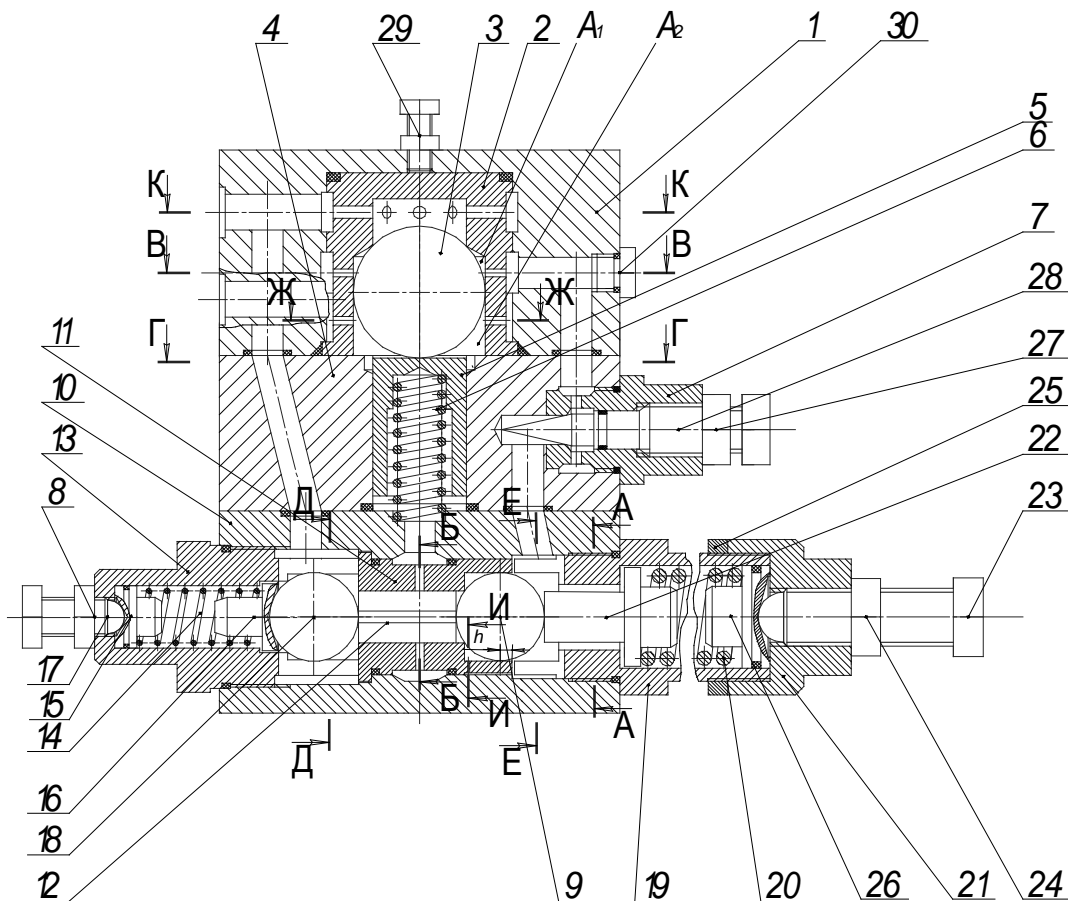


Рисунок 2.16 – Конструкція кулькового двокаскадного трилінійного генератора імпульсів тиску (основний вид)

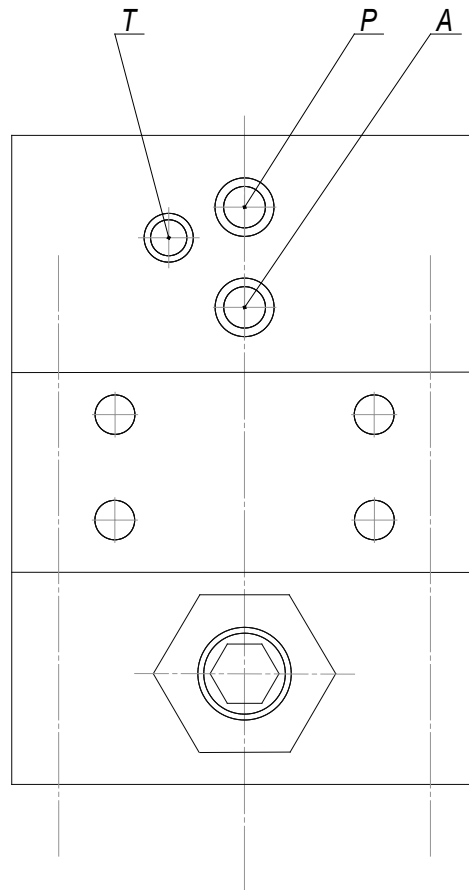


Рисунок 2.17 – Конструкція кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску (вид зліва)

Технологічні виходи комутативних отворів генератора імпульсів тиску закриті пробками 29, 30. Ущільнення місць контакту комутативних отворів і розточок блоків сервоприводу, основного, проміжного та дроселя 27 забезпечується за рахунок гумових кілець, розміщених у відповідних розточках (для спрощення позиції не позначаються). Блоки генератора імпульсів тиску з'єднуються між собою чотирма шпильками (елементи, показані відповідними осями і позиціями, не позначені), вкрученими в основний блок через наскрізні отвори. Дросель 27 також приєднується до блока сервоприводу чотирма шпильками (елементи, показані відповідними осями і позиціями, не позначені) через наскрізні отвори в корпусі.

Зливний – Т, напірний – Р та головного циліндра – А отвори генератора імпульсів тиску, що приєднуються до відповідних отворів монтажного куба, розташовані на стикувальній площині генератора і мають торцеві розточки для ущільнювальних кілець. Для приєднання генератора імпульсів тиску до монтажного куба приводу в проміжному блоці просвердлені чотири наскрізні отвори.

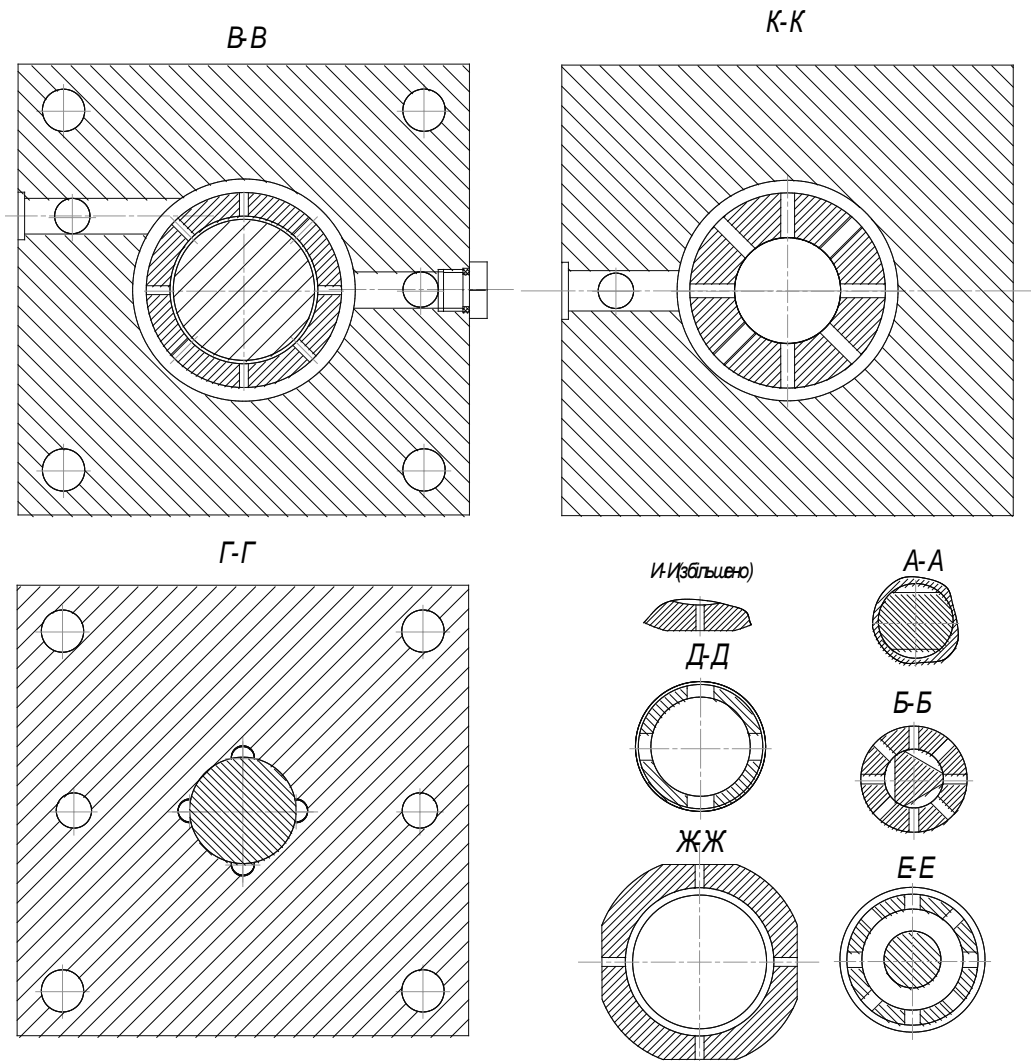


Рисунок 2.18 – Конструкція кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску (перерізи)

При виготовленні генератора імпульсів тиску для забезпечення необхідних експлуатаційних властивостей доцільно використовувати для кулькових запірних і дросельного елементів 3, 9 і 18 підшипникової сталі ШХ 15, ШХ 15СГ з хіміко-термічною обробкою – цементація до отримання твердості робочих поверхонь 62...65 HRCe. Для виготовлення стаканів 2, 13, 19 та гільзи 11 доцільно використати високоякісні леговані сталі 20ХГТ, 20ХГР, 20ХН2М з хіміко-термічною обробкою – цементація до 55...60 HRCe. Штовхачі і притискні плунжери 5, 12 і 15, 16, 22, 26 можна виготовляти з конструкційних легованих сталей 15Х, 20Х з хіміко-термічною обробкою – цементація до 50...55 HRCe. Корпусні деталі блоків, дроселів та ковпак 21 слід виготовляти з конструкційних сталей 40Х, 45Х з гартуванням до твердості 40...45 HRCe [76, 84].

Однією з основних переваг кулькового генератора є відсутність одночасної подачі робочої рідини на клапан першого каскаду і в робочий циліндр, як це відбувається в більшості існуючих генераторів імпульсів тиску, встановлених за обома схемами підключення. Ця умова дозволяє забезпечити швидкі закриття клапана першого каскаду після падіння тиску в гідросистемі за рахунок з'єднання напірної порожнини та порожнини штоухача клапана другого каскаду і початок нового робочого циклу генератора імпульсів тиску. Окрім цього, використання в приводі кулькового двокаскадного генератора імпульсів тиску, встановленого за схемою «на виході», має низку інших переваг [10, 84, 89]:

- це дозволить перейти до безакумуляторної схеми приводу та, відповідно, підвищити загальну жорсткість гідросистеми;
- низька інерційність елементів генератора імпульсів тиску дозволить забезпечити стабільний частотний режим роботи приводу;
- використання безакумуляторного приводу дозволить полегшити загальну конструкцію установки і знизити динамічні навантаження на виконавчі елементи приводу та несучі елементи установки.

РОЗДІЛ 3
ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОГО ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДУ
ЗА ДОПОМОГОЮ ПЕОМ ТА ОЦІНКА ОТРИМАНИХ
РЕЗУЛЬТАТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Розробка динамічних та математичних моделей
гідроімпульсного приводу вібраційної установки

Принципову гідрокінематичну схему вібраційної установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв наведено та детально розглянуто в попередньому розділі. Установка містить два приводи: 1) основний – гідроімпульсний від насосу постійної подачі $Q_{н1}$; 2) гідравлічний – від насосу постійної подачі $Q_{н2}$ (додаткового статичного навантаження).

Привод додаткового статичного навантаження працює в постійному режимі без значних перепадів тиску і створює додаткове технологічне зусилля $F_{техн}$, що діє на об'єкт технологічного впливу. Вібраційну ланку установки можна подати у вигляді плунжера гідроциліндра перерізом $f_{гд}$, до якого зведені всі рухомі маси системи, на яку з урахуванням сил ваги рухомих мас установки, сили повернення пружних елементів установки та технологічного зусилля діє постійна сила $F_{\Sigma R}$. Гідроциліндр з'єднано з генератором імпульсів тиску короткою гідролінією розміщеною в розподільному паралелепіпеді приводу.

Генератор імпульсів тиску містить кульковий запірний елемент першого каскаду масою $m_{кз1}$, що навантажений пружиною регулювання тиску відкриття жорсткістю k_1 , та кульковий запірний елемент другого каскаду масою $m_{кз2}$, що притискається до сідла пружиною жорсткістю k_2 через золотниковий штовхач масою $m_{шт2}$. Одночасно з відкриттям запірного елемента першого каскаду відбувається закриття зв'язаного з ним через штовхач масою $m_{шт1}$ автоматичного дроселя, кульковий елемент масою $m_{к,др}$ якого притискається до штовхача пружиною жорсткістю k_3 , при чому $k_3 \ll k_1$.

Генератор імпульсів тиску приводу приєднується до основного циліндра за схемою «на виході». Така схема підключення передбачає безакумуляторну конструкцію приводу, що забезпечує швидкий набір тиску в напірній частині гідросистеми приводу [59, 84]. Дроселі $f_{д2}$ та $f_{д1}$ призначені відповідно для регулювання швидкості та стабілізації закриття запірного елемента першого каскаду.

Режими роботи установки характеризуються незначними амплітудами та широким частотним діапазоном вібрацій. Це забезпечується за рахунок високої зведеної жорсткості гідросистеми приводу, що обумовлена відносно малим об'ємом напірних гідроліній приводу. Останнє дозволяє використати «пружно-зосереджену» модель енергоносія [18, 84] без врахування маси рідини в напірному об'ємі, а гідравлічну ланку приводу представити у вигляді тіла Кельвіна-Фохта (в'язко-пружної моделі), яке складається з паралельно з'єднаних без-інерційного пружного жорсткістю k_0 та дисипативного c_0 елементів [88]. Взаємодія гідравлічних ланок приводу, що можуть деформуватися з певною швидкістю, відбувається через передаточні відношення i_{0j} ($j = 1, 2, 3 \dots n$).

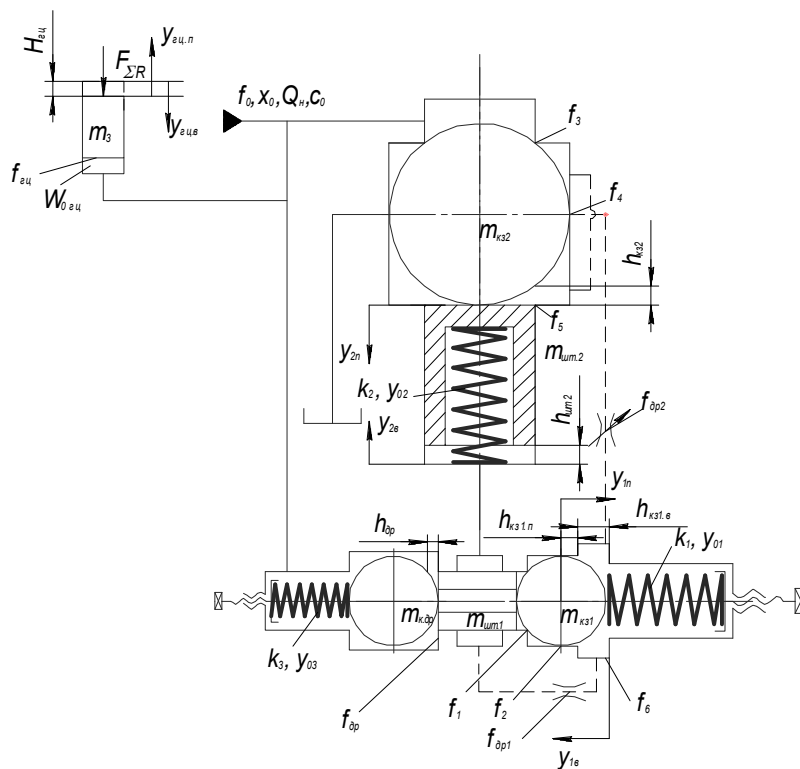


Рисунок 3.1 – Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного приводу установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

Динамічну модель гідроімпульсного приводу в період набору тиску і руху рухомих ланок вібраційної установки можна представити у вигляді тримасової моделі з пружними і дисипативними зв'язками, маси якої $m_1 = m_{к.др} + m_{шт1} + m_{кз1}$, $m_2 = m_{шт2} + m_{кз2}$ та m_3 через передаточні відношення зв'язані з ланками напірної і зливної порожнини гідросистеми приводу.

Жорсткості пружних елементів гідравлічних ланок напірної та зливної порожнин гідросистеми слід визначати [10, 58] за відношен-

ням до усереднених площ поперечного перерізу напірної f_0 та зливної $f_{0зл}$ порожнин, які визначаються за формулами

$$f_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_i f_i)}{\sum_{i=1}^n l_i}; \quad (3.1)$$

$$f_{0зл} = \frac{\sum_{i=1}^n (l_{iзл} f_{iзл})}{\sum_{i=1}^n l_{iзл}}, \quad (3.2)$$

де $l_i, f_i, l_{iзл}, f_{iзл}$ – довжини та площі поперечного перерізу i -го гідроканалу напірної та зливної порожнин гідросистеми приводу.

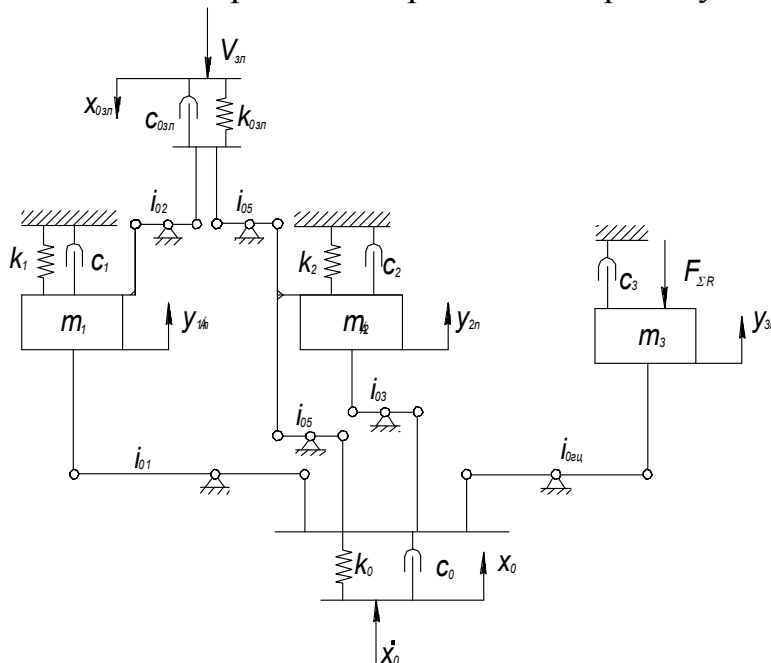


Рисунок 3.2 – Динамічна модель етапу прямого ходу рухомих ланок гідроімпульсного приводу

Жорсткості напірної k_0 та зливної $k_{0зл}$ частин гідросистеми в процесі роботи приводу змінюються, оскільки змінюються їх сумарні об'єми, відповідно, $W_{\Sigma 0} = W_{0г} + W_{гд}$ та $W_{\Sigma зл}$. Дослідження цих змін та зміни інших параметрів гідроімпульсного приводу необхідно здійснювати на основі аналізу процесу роботи гідроімпульсного приводу установки.

Для аналізу динаміки роботи гідроімпульсного приводу цикл його роботи можна розбити на такі умовні фази:

1) набір тиску в порожнинах кулькового запірною елемента першого і штовхача кулькового запірною елемента другого каскадів, головного

циліндра, автоматичного дроселя від величини $p_{гс}=0$ до $p_{гс}=p_{ст}$ подолання сил стаціонарного опору руху рухомих ланок вібраційної установки;

2) зростання тиску в вищезгаданих порожнинах від $p_{гс}=p_{ст}$ до величини $p_{гс}=p_1$ відкриття кулькового запірнього елемента першого каскаду і закриття автоматичного дроселя з одночасним рухом рухомих ланок вібраційної установки на шляху $H_{гц}$;

3) відрив кулькового запірнього елемента сервоприводу від сідла та проходження ним позитивного перекриття $h_{кз1.п}=h_{др}$ з одночасним закриттям автоматичного дроселя;

4) хід кулькового запірнього елемента першого каскаду на шляху від'ємного перекриття $h_{кз1.в}=H-h_{кз1.п}$ з одночасним падінням тиску в порожнині штовхача кулькового запірнього елемента другого каскаду до величини $p_1' < p_1$ на величину тиску опору пружини штовхача жорсткістю k_2 ;

5) перехідний етап відриву кулькового запірнього елемента другого каскаду від сідла f_3 та зупинка ходу рухомої ланки установки;

6) падіння тиску в порожнинах головного циліндра, напірній та автоматичного дроселя до величини $p_{гс}=p_{ст}$;

7) зворотний хід кулькового запірнього елемента другого каскаду на шляху $h_{кз2}$ з падінням тиску в порожнинах напірній, головного циліндра, автоматичного дроселя та кулькового запірнього елемента першого каскаду до величини $p_{гс}=p_2'$ початку закриття останнього з проходженням від'ємного перекриття;

8) падіння тиску в порожнинах напірній, головного циліндра, автоматичного дроселя та кулькового запірнього елемента першого каскаду до величини $p_{гс}=p_2$, зворотний рух кулькового запірнього елемента першого каскаду на шляху позитивного перекриття з відкриттям кулькового запірнього елемента автоматичного дроселя;

9) зрівноваження тисків в порожнинах напірній, головного циліндра, автоматичного дроселя та штовхача кулькового запірнього елемента другого каскаду із зворотним ходом останнього та кулькового запірнього елемента першого каскаду;

10) зупинка руху кулькових запірніх елементів першого та другого каскадів і початок зростання тиску в порожнинах головного циліндра, напірній, автоматичного дроселя та штовхача кулькового запірнього елемента другого каскаду. Далі цикл повторюється з початком набору тиску від величини $p_{гс}=p_2$.

Характер зміни основних робочих параметрів елементів приводу можна представити у вигляді теоретичної циклограми (рис. 3.3), що відображає графіки зміни цих параметрів у часі, а саме:

- зміни тиску в порожнинах головного циліндра, напірній, автоматичного дроселя і кулькових запірних елементів першого та другого каскадів;
- зміни тиску в порожнинах штовхачів кулькових запірних елементів першого та другого каскадів;
- переміщення вібраційної ланки установки;
- переміщення кулькового запірного елемента першого каскаду;
- переміщення кулькового запірного елемента другого каскаду;
- переміщення елементів автоматичного дроселя.

Математично описати роботу гідроімпульсного приводу установки можна склавши диференціальні рівняння для кожної з фаз її роботи, проте така математична модель буде досить складною для розв'язання і аналізу. Тому для спрощення варто розглянути два етапи роботи гідроімпульсного приводу, а саме прямий (фази 2-6) та зворотний (фази 7-10) ходи рухомих елементів генератора імпульсів тиску та ланок установки.

Жорсткість гідросистеми відносно напірної порожнини на початку першого етапу можна вважати величиною сталою, що розраховується за відомою залежністю [112]

$$k_{0гс} = f_0^2 \cdot \frac{K}{W_{нап} + W_{0гц}}, \quad (3.3)$$

де K – зведений модуль пружності гідросистеми; $W_{нап}$, $W_{0гц}$ – об'єми напірної порожнини та початковий об'єм порожнини гідроциліндра.

При розрахунку зміни жорсткості гідросистеми під час руху рухомих ланок установки та елементів генератора імпульсів тиску доцільно враховувати лише зміну об'єму гідроциліндра, оскільки об'єми порожнин в генераторі імпульсів тиску, що від'єднуються від загального об'єму, є значно меншими. Отже максимальну зміну жорсткості гідросистеми відносно напірної порожнини можна визначити із залежності

$$k_{0гс} = f_0^2 \cdot \frac{K}{W_{нап} + W_{0гц} + \Delta W + H_{гц} \cdot f_{гц}}, \quad (3.4)$$

де $\Delta W = (W_{нап} + W_{0гц} + H_{гц} \cdot f_{гц}) \cdot p_{гц} / K$ – стиснений об'єм гідросистеми [56]; $H_{гц} \cdot f_{гц}$ – об'єм робочої рідини, що витрачається на заповнення гідроциліндра при його повному зміщенні з вихідного положення.

Враховуючи значну жорсткість гідросистеми за рахунок її малого робочого об'єму та малу амплітуду коливань рухомих ланок установки, можна припустити $k_{0гс} \approx k_{гс.pl} = k_0 = \text{const}$.

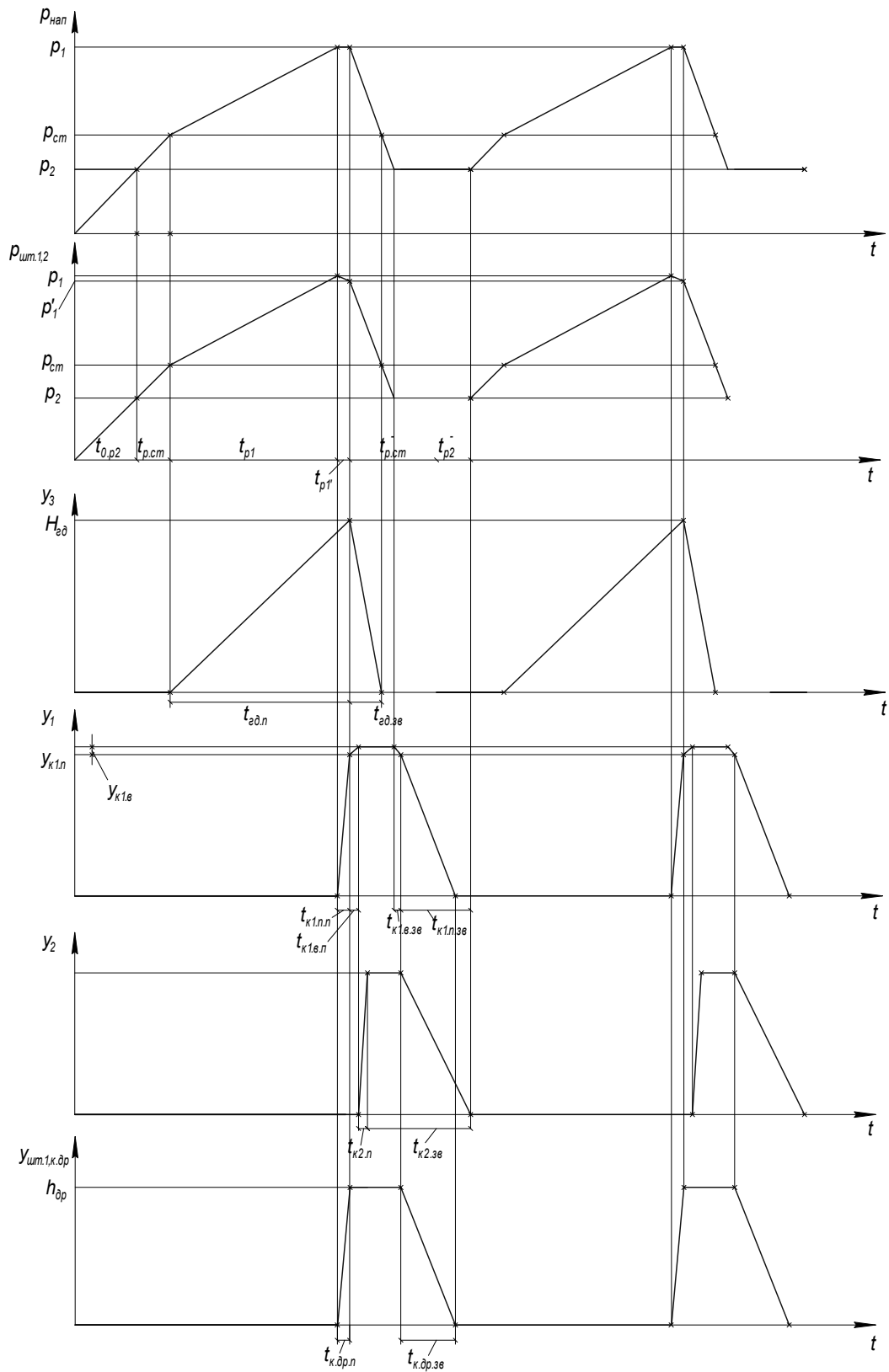


Рисунок 3.3 – Циклограма робочого циклу гідроімпульсного приводу вібраційної установки

Передаточні відношення від гідравлічної ланки до рухомих елементів приводу і установки за умови постійної величини робочих

об'ємів напірної та зливної порожнин та тиску $p_{гс} < p_{ст}$ відносно площ відповідних перетинів можна розрахувати як

$$k_{0j} = f_j^2 \cdot K / (W_{нап} + W_{огц}) \quad (3.5)$$

З останнього рівняння з врахуванням 3.3 можна отримати

$$k_{0j} = k_0 \frac{f_j^2}{f_0^2} = k_0 \cdot i_{0j}, \quad (3.6)$$

де $i_{0j} = f_j^2 / f_0^2$ – передаточне відношення від гідравлічної ланки напірної порожнини приводу до відповідної ланки генератора чи рухомих частини установки.

Жорсткість пружного елемента відносно зливної системи визначається як

$$k_{0зл} = f_{зл}^2 \cdot K / W_0, \quad (3.7)$$

де W_0 – об'єм зливної порожнини, до якого входять всі канали гідросистеми до її гідробаку при відкритому генераторі імпульсів тиску.

В той же час $k_0 = f_0^2 \cdot K / W_0$, звідки з врахуванням (3.7) жорсткість зливної частини гідросистеми

$$k_{0зл} = k_0 \frac{f_{зл}^2}{f_0^2} = k_0 \cdot i_{0зл}, \quad (3.8)$$

Отже враховуючи, що $k_0 = const$, можна вважати $k_{0зл} = const$.

Тиск в напірній порожнині з врахуванням деформації гідравлічної ланки x_0 визначається

$$p_{гс} = k_0 \cdot x_0 / f_0, \quad (3.9)$$

тоді як

$$p_{гс} = k_{зл} \cdot x_{зл} / f_{зл}. \quad (3.10)$$

Звідки маємо

$$x_{0зл} = f_{зл} \cdot x_0 / f_0 \cdot i_{0зл} = x_0 \frac{i_{0зл}^{0,5}}{i_{0зл}} = x_0 \cdot i_{0зл}^{-0,5}. \quad (3.11)$$

Аналогічно з врахуванням $p_{гс} = k_j \cdot x_j / f_j$ для інших гідроліній гідросистеми приводу

$$x_j = x_0 \cdot i_{0j}^{-0,5} \quad (3.12)$$

Протягом прямого ходу рухомих ланок приводу деформація гідравлічної ланки приводу змінюється від x_{0p2} до $x_{0ст}$ та до x_{0p1} (x_{0p2} , $x_{0ст}$, x_{0p1} – відповідно, деформація гідравлічної ланки в момент закриття генератора імпульсів тиску, початку руху рухомих ланок установки та досягненні в системі тиску відкриття кулькового запірнього елемента першого каскаду p_1). Тиски відкриття та закриття генератора імпульсів тиску можна визначити відповідно

$$p_1 = k_1 \cdot y_{01} / f_1, \quad p_2 = k_1 \cdot (y_{01} + y_{1п}) / f_2. \quad (3.13)$$

Припустивши, що $y_{1п} \ll y_{01}$, можна записати

$$p_2 = p_1 \cdot f_1 / f_2 = p_1 \cdot i_{21}^{0,5}, \quad (3.14)$$

звідки, враховуючи $p_1 = k_0 \cdot x_{0p1} / f_0$ та $p_2 = k_0 \cdot x_{0p2} / f_0$, можна записати

$$x_{0p2} = p_2 \cdot x_{0p1} / p_1 = x_{0p1} \cdot i_{21}^{0,5}, \quad (3.15)$$

де $i_{21}^{0,5}$ – передаточне відношення між перерізами кулькового запірнього елемента другого каскаду.

Аналогічно припустивши, що $F_{\Sigma R(p1)} \approx F_{\Sigma R(pст)}$ можна записати

$$x_{0пст} = x_{0p1} \cdot i_{0гц}^{-0,5}, \quad (3.16)$$

де $i_{0гц}^{-0,5}$ – передаточне відношення між перерізами напірної порожнини та поршня гідроциліндра приводу.

За відомим припущенням [10] можна прийняти діаметр $d_0 \approx 1,13 \cdot f_0^{0,5}$ за характерний розмір усередненої напірної гідролінії приводу, тоді за законом Ньютона можна визначити протидію деформуванню дисипативної складової гідравлічної ланки приводу

$$F_{f_0} = \tau_0 \cdot f_0 = \mu(dx/dr_0) f_0 \approx 0,785 \cdot \mu \cdot d_0 \cdot \bar{x}_0 \approx c_0 \bar{x}_0, \quad (3.17)$$

де $\tau_0 = \mu(dx/dr_0) \approx \mu \cdot \bar{x}_0 / d_0$ – напруження зсуву в рідині; μ – динамічна в'язкість робочої рідини; $dx/dr_0 \approx \bar{x}_0 / d_0$ – наближений середній градієнт швидкості деформації гідравлічної ланки приводу; \bar{x}_0 – середня швидкість деформації гідравлічної ланки; $c_0 = 0,785 \cdot \mu \cdot d_0$ – коефіцієнт в'язкого опору деформуванню гідравлічної ланки.

Посилаючись на відомі роботи, можна припустити, що середня швидкість деформації гідравлічної ланки є рівною поточній швидкості на усіх ділянках циклу $\bar{x}_0 \approx \dot{x}_0$. При зведенні дисипативного елемента

гідравлічної ланки приводу до відповідних площ перерізу генератора та інших ланок дисипативний опір знаходиться аналогічно (3.17) з урахуванням швидкостей переміщення відповідних ланок:

$$F_j = \tau_j \cdot f_j = \mu \left(\frac{(\bar{\dot{x}}_j \mp \dot{y}_j)}{d_j} \right) f_j = i_{0j}^{0,5} c_0 (\dot{x}_j \mp \dot{y}_j), \quad (3.18)$$

де \dot{x}_j, \dot{y}_j – відповідно зведена до певної площі перерізу усереднена швидкість деформації гідравлічної ланки та швидкість відповідної ланки; f_j , d_j – площа поперечного перерізу та діаметр відповідної ланки.

3.2 Спрощені динамічні та математичні моделі прямого і зворотного ходів запірних елементів генератора імпульсів тиску та рухомих ланок установки

Аналіз динаміки роботи гідроімпульсного приводу з урахуванням усіх факторів, що впливають на роботу гідроімпульсного приводу та рух його елементів, а також виконавчих ланок установки, передбачає значні труднощі при складанні математичної моделі циклу його роботи. З метою спрощення аналізу окрім зазначених раніше припущень доцільно прийняти також такі:

- мала довжина каналів та відсутність в гідросистемі циклового акумулятора дозволяють знехтувати хвильовими процесами в приводі під час його роботи;
- температурний режим роботи приводу є ізотермічним;
- зведений модуль пружності K , густина ρ та динамічна в'язкість μ гідравлічної ланки системи є величинами сталими;
- ударні процеси в кінці ходів елементів генератора імпульсів тиску та вібраційної ланки установки через їх невеликі ходи та швидкості руху не враховуються;
- режим тертя в приводі є винятково рідинним;
- коефіцієнти витрат через відповідні перерізи елементів приводу є величинами сталими;
- витоки рідини через клапанні перекриття є незначними в порівнянні з основними потоками робочої рідини і в рівняннях математичної моделі не враховуються;
- залежність витрат робочої рідини від перепадів тиску є квадратичною.

Для спрощення розв'язання задач динаміки використовують принцип Д'Аламбера, що дозволяє звести ці задачі до задач статички. Використовуючи цей принцип, розрахункову схему та наведені спрощені динамічні моделі (див. рис. 3.1, 3.4), складемо математичну мо-

десь гідроімпульсного приводу вібраційної установки, яка включає диференціальні рівняння руху мас m_1 , m_2 , m_3 :

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_{1п} = i_{01(2)} \cdot k_0 (x_{f1(2)} - y_{1п}) - k_1 (y_{01} + y_{1п}) - c_1 \cdot \dot{y}_{1п} - \\ - c_0 \cdot i_{01(2)}^{0.5} (\dot{x}_{f1(2)} - \dot{y}_{1п}) - i_{02} \cdot k_{03л} (x_{f2} - y_{1п}) - c_{03л} \cdot i_{02}^{0.5} (\dot{x}_{f2} - \dot{y}_{1п}), \\ m_2 \ddot{y}_{2п} = i_{03} \cdot k_0 (x_{f3} - y_{2п}) - i_{05} \cdot k_0 (x_{f5} - y_{2п}) - c_0 \cdot i_{03}^{0.5} (\dot{x}_{f5} - \dot{y}_{2п}) - \\ - k_{03л} i_{3л3} (x_{f5} - y_{2п}) - c_{03л} \cdot i_{03}^{0.5} (\dot{x}_{f3} - \dot{y}_{2п}) - c_2 \cdot \dot{y}_{2п} - k_2 \cdot (y_{02} + y_{2п}), \\ m_3 \ddot{y}_{3п} = i_{0гц} \cdot k_0 (x_{fгц} - y_{3п}) - c_3 \cdot \dot{y}_{3п} - c_0 \cdot i_{0гц}^{0.5} (\dot{x}_{fгц} - \dot{y}_{3п}) - F_{\Sigma R}; \end{array} \right. \quad (3.19)$$

і рівняння нерозривності потоку робочої рідини та умови однозначності:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_H = \dot{x}_0 \cdot k_0 \cdot W_0 / K \cdot f_0 + f_{гц} \cdot \dot{y}_{3п} + \zeta_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot h_{др} \sqrt{2k_0 / \rho} \times \\ \times \sqrt{x_{fдр} \cdot i_{0др} / f_{др} - x_{f1} \cdot i_{01} / (f_1 - f_{шт1}) - x_{f5} \cdot i_{05} / f_5}, \\ y_{1п} = 0; \quad 0 \leq x_0 \leq x_{0p1}; \quad 0 \leq y_{3п} \leq y_{3max}; \quad x_{f1} = x_0 i_{01}^{-0.5}; \quad x_{f5} = x_0 i_{05}^{-0.5}; \\ Q_H = f_{гц} \cdot \dot{y}_{3п} + \zeta_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (h_{др} - y_{1п}) \sqrt{2k_0 / \rho} \times \\ \times \sqrt{x_{fдр} \cdot i_{0др} / f_{др} - (x_{f1(2)} - y_{1п}) \cdot i_{01(2)} / f_{1(2)} - x_{f5} \cdot i_{05} / f_5} + \dot{y}_{1п} \cdot f_1 + Q_{др1}, \\ Q_{др1} = \zeta_2 \cdot f_{др1} \sqrt{2 / \rho} \cdot \sqrt{k_0 \cdot x_{f2} \cdot i_{02} / f_2 - k_0 \cdot x_{f6} \cdot i_{06} / f_6}, \\ 0 \leq y_{1п} \leq h_{1п}; \quad x_0 \leq x_{0p1}; \quad y_{3п} \leq y_{3max}; \quad x_{f1} = x_0 i_{01}^{-0.5}; \\ x_{f5} = x_0 i_{05}^{-0.5}; \quad x_{f6} = x_0 i_{06}^{-0.5}; \\ Q_H = \dot{y}_{3п} \cdot f_{гц} + f_3 \cdot \dot{y}_{2п} + \zeta_4 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y_{2п} \times \\ \times \sqrt{2 / \rho} \cdot \sqrt{k_0 \cdot (x_{f3} - y_{2п}) \cdot i_{03} / f_3 - k_{03л} \cdot x_{03л} / f_{03л}} + Q_{др2}, \\ Q_{др2} = \zeta_5 \cdot f_{др2} \sqrt{2 / \rho} \cdot \sqrt{k_0 \cdot (x_{f3} - y_{2п}) \cdot i_{03} / f_3 - k_0 \cdot x_{f6} \cdot i_{06} / f_6 - x_{03л} k_{03л} / f_{3л}}, \\ \dot{x}_{f5} \cdot k_0 \cdot i_{05} \cdot W_{f5} / f_5 \cdot K + \dot{y}_{2п} \cdot f_5 = f_2 \cdot \dot{y}_{1п} + \zeta_3 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y_{1п} - h_{1п}) \cdot \sqrt{2 / \rho} \times \\ \times \sqrt{k_0 \cdot (x_{f2} - (y_{1п} - h_{1п})) \cdot i_{02} / f_2 - k_0 \cdot x_{f6} \cdot i_{06} / f_6} + Q_{др2}, \\ h_{1п} \leq y_{1п} \leq h_1; \quad 0 \leq y_{2п} \leq h_{к32}; \quad 0 \leq y_{2п} \leq h_{к32}; \quad x_0 \leq x_{0p1}; \quad 0 \leq y_{3п} \leq y_{3max}; \\ x_{f6} = x_0 i_{06}^{-0.5}, \end{array} \right. \quad (3.20)$$

де ζ_1 , ζ_2 , ζ_3 , ζ_4 , ζ_5 – коефіцієнти витрат відповідно через перекриття автоматичного дроселя, дроселя $f_{др1}$, від'ємне перекриття запірного елемента

першого каскаду, відкритий запірний елемент другого каскаду, дроселя $f_{др2}$; Q_n , $Q_{др1}$ – відповідно подача насоса та витрати через дросель $f_{др1}$; $d_1 \approx 1,13 \cdot f_1^{0,5}$, $d_2 \approx 1,13 \cdot f_2^{0,5}$, $d_3 \approx 1,13 \cdot f_3^{0,5}$ – відповідно діаметри напірних порожнин кулькових запірних елементів першого та другого каскадів; c_1 , c_2 , c_3 – коефіцієнти в'язкого опору під час переміщення запірних елементів генератора імпульсів тиску та рухомих ланок установки

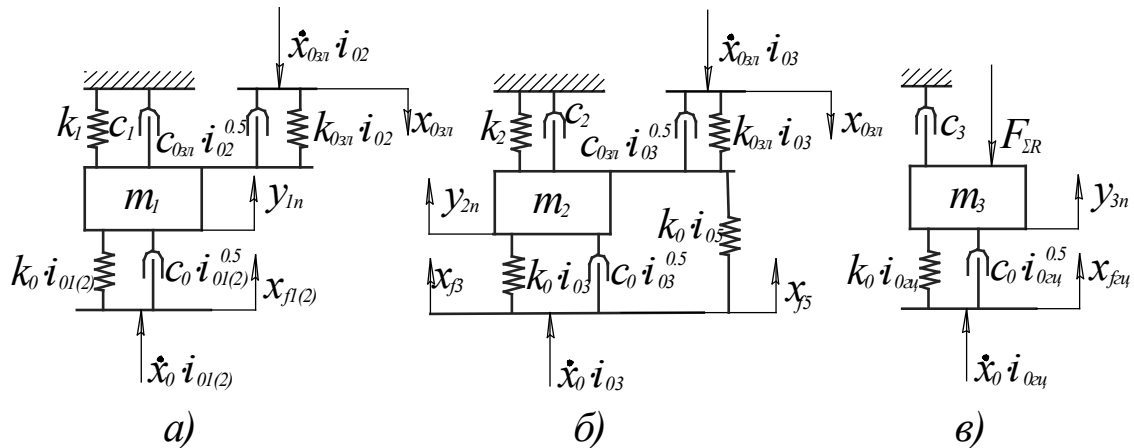


Рисунок 3.4 – Спрощені моделі прямого ходу рухомих ланок установки:

- а) кулькового запірного елемента першого каскаду; б) кулькового запірного елемента другого каскаду; в) вібраційної ланки приводу

Зворотний хід рухомих ланок установки та елементів генератора імпульсів тиску розпочинається після повного відкриття запірного елемента другого каскаду. Цей рух можна описати шляхом зведення гідравлічних ланок приводу до відповідних перерізів приводу та подати у вигляді трьох спрощених динамічних моделей: кулькових запірних елементів першого (рис. 3.5а) та другого (рис. 3.5б) каскадів і рухомої ланки установки (рис. 3.5в).

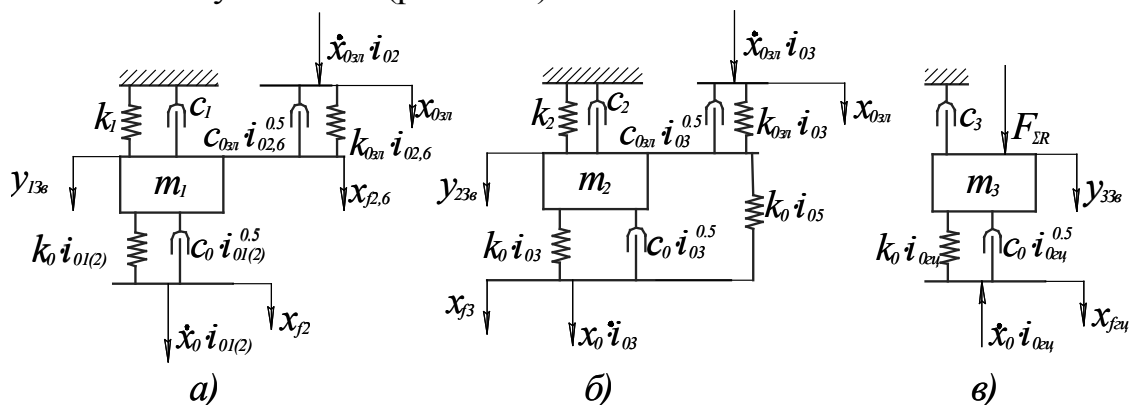


Рисунок 3.5 – Спрощені динамічні моделі зворотного руху:

- а) кулькового запірного елемента першого каскаду; б) кулькового запірного елемента другого каскаду; в) рухомої ланки установки

Рівняння руху ланок

$$\left\{ \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_{13} &= k_1(y_{01} + h_{к31} - y_{13}) - i_{02} \cdot k_0(x_{f2} - (h_{к31} - y_{13})) - c_1 \cdot \dot{y}_{13} - c_0 \cdot i_{02}^{0.5}(\dot{x}_{f2} - \dot{y}_{13}) + \\ &+ i_{06} \cdot k_{03л}(x_{f6} - y_{13}) - c_{03л} \cdot i_{06}^{0.5}(\dot{x}_{03л} + \dot{y}_{13}); \\ m_2 \ddot{y}_{23} &= k_2(y_{02} + h_{к32} - y_{23}) - i_{03} \cdot k_0(x_{f3} - (h_{к32} - y_{23})) + i_{05} \cdot k_0(x_{f5} + h_{к32} - y_{23}) - \\ &- k_{03л} i_{05}(x_{03л} - (h_{к32} - y_{23})) - c_0 \cdot i_{03}^{0.5}(\dot{x}_{f3} + \dot{y}_{23}) - c_{03л} \cdot i_{05}^{0.5}(\dot{x}_{03л} + \dot{y}_{23}) - c_2 \cdot \dot{y}_{23}; \\ m_3 \ddot{y}_{33} &= F_{\Sigma R} - i_{0гц} \cdot k_0(x_{fгц} - (h_{гц} - y_{33})) - c_3 \cdot \dot{y}_{33} - c_0 \cdot i_{0гц}^{0.5}(\dot{x}_{fгц} - \dot{y}_{33}). \end{aligned} \right. \quad (3.21)$$

Умови однозначності

$$\left\{ \begin{aligned} Q_{н} + \dot{x}_0 \cdot k_0 \cdot W_0 / f_0 \cdot K + \dot{x}_{fгц} \cdot k_0 \cdot i_{0гц}(W_{0гц} + f_{гц} \cdot h_{гц}) / f_{гц} \cdot K &= f_3 \cdot \dot{y}_{23} + \dot{y}_{33} \cdot f_{гц} + \\ + \zeta_4 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot (h_{к32} - y_{23}) \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{k_0 \cdot i_{03}(x_{f3} - (h_{к32} - y_{23})) / f_3 - k_{03л} \cdot x_{03л} / f_{03л}} &+ Q_{дп2}, \\ Q_{дп2} = \zeta_5 \cdot f_{дп2} \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{k_0 \cdot i_{03}(x_{f3} - (h_{к32} - y_{23})) / f_3 - k_{03л} \cdot x_{03л} / f_{03л} - k_0 \cdot i_{06}(x_{f6} - (h_{к31} - y_{13})) / f_6}, \\ \sqrt{k_0 \cdot i_{06}(x_{f6} - (h_{к31} - y_{13})) / f_6 - k_0 \cdot i_{02}(x_{f2(1)} - (h_{к31} - y_{13})) / f_2 - k_0 \cdot i_{05} \cdot (x_{f5} - (h_{к35} - y_{23})) / f_5} \times \\ \times \zeta_3 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot ((h_{к31} - h_{к31н}) - y_{13}) \cdot \sqrt{2/\rho} + Q_{дп2} = & \\ = f_2 \cdot \dot{y}_{13} + \zeta_2 \cdot f_{дп1} \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{k_0 \cdot i_{06}(x_{f6} - (h_{к31} - y_{13})) / f_6 - k_0 \cdot i_{02}(x_{f2} - (h_{к31н} - y_{13})) / f_6} + Q_{дп1}, \\ h_{к32} \geq y_{23}; h_{гц} \geq y_{33} \geq 0; x_{f3} = x_0 i_{03}^{-0.5}; x_{fгц} = x_0 i_{0гц}^{-0.5}; h_{к31} \geq y_{13} \geq 0; \\ Q_{н} = -\dot{y}_{33} \cdot f_{гц} + \zeta_4 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot (h_{к32} - y_{23}) \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{k_0 \cdot i_{03}(x_{f3} - (h_{к32} - y_{23})) / f_3 - k_{03л} \cdot x_{03л} / f_{03л}} + \\ + Q_{дп2} + \zeta_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (y_{13} - h_{к31В}) \cdot \sqrt{2k_0/\rho} \cdot \sqrt{\frac{i_{0дп} x_{fдп} / f_{дп} - i_{02(1)}(x_{f2(1)} - (h_{к31н} - (y_{13} - h_{к31В}))) / f_{2(1)}}{-i_{05}(x_{f5} - (h_{к32} - y_{23})) / f_5}}, \\ h_{к32} \geq y_{23} \geq 0; h_{гц} \geq y_{33} \geq 0; x_{f3} = x_0 i_{03}^{-0.5}; x_{fгц} = x_0 i_{0гц}^{-0.5}; h_{к31} \geq y_{13} \geq 0. \end{aligned} \right. \quad (3.22)$$

Незважаючи на прийняті припущення, наведені вище математичні моделі руху мас запірних елементів генератора імпульсів тиску та рухомої ланки установки є складними для аналізу. Оскільки $k_{03л} \ll k_0$, для спрощення математичних розрахунків вплив динамічних процесів в зливній порожнині приводу можна не враховувати. Отже, можна прийняти $k_{03л} = 0$, $c_{03л} = 0$, $x_{03л} = 0$.

Ділення правої і лівої частин диференціальних рівнянь руху рухомих ланок приводу на відповідні маси та деякі перетворення дозволяють подати ці рівняння у вигляді, що наглядно показує коливальний характер їх руху:

для прямого ходу –

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{1п} + 2\beta_1 \dot{y}_{1п} + \omega_{\Sigma 1}^2 y_{1п} + \omega_{01}^2 y_{01} &= \omega_{p1}^2 i_{01(2)}^{0,5} x_0; \\ \ddot{y}_{2п} + 2\beta_2 \dot{y}_{2п} + \omega_{\Sigma 2}^2 y_{2п} + \omega_{02}^2 y_{02} &= \omega_{p1}^2 \gamma_1 x_0 (i_{03}^{0,5} - i_{05}^{0,5}); \\ \ddot{y}_{3п} + 2\beta_3 \dot{y}_{3п} + \omega_{\Sigma 3}^2 y_{3п} &= i_{0гц}^{0,5} \omega_{p1}^2 \gamma_2 x_0 - F_{\Sigma R} m_3^{-1}; \end{aligned} \quad (3.23)$$

для зворотного –

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{1з} + 2\beta_1^* \dot{y}_{1з} + \omega_{\Sigma 1}^* y_{1з} - \omega_{p1}^2 i_{02(1)} h_{кз1} - \omega_{01}^2 (y_{01} - h_{кз1}) &= -\omega_{p1}^2 i_{02(1)}^{0,5} x_0; \\ \ddot{y}_{2з} + 2\beta_2^* \dot{y}_{2з} + \omega_{\Sigma 2}^* y_{2з} - \omega_{02}^2 (y_{02} - h_{кз2}) - \omega_{p1}^2 \gamma_1 (i_{03} h_{кз2} + i_{05} h_{кз2}) &= \omega_{p1}^2 \gamma_1 x_0 (i_{05}^{0,5} - i_{03}^{0,5}); \\ \ddot{y}_{3з} + 2\beta_3^* \dot{y}_{3з} + \omega_{\Sigma 3}^2 (y_{3з} - h_{гц}) &= F_{\Sigma R} m_3^{-1} - \omega_{p1}^2 \gamma_2 x_0 i_{0гц}^{0,5}, \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\text{де } \beta_1 = \frac{0,5}{m_1} \left(c_1 + c_0 i_{01(2)}^{0,5} \left(\frac{\dot{x}_{f1(2)}}{\dot{y}_{1п}} - 1 \right) \right), \beta_2 = \frac{0,5}{m_2} \left(c_2 + c_0 i_{03}^{0,5} \left(\frac{\dot{x}_{f3}}{\dot{y}_{2п}} - 1 \right) \right), \beta_3 = \frac{0,5}{m_3} \left(c_1 + c_0 i_{0гц}^{0,5} \left(\frac{\dot{x}_{fгц}}{\dot{y}_{3п}} - 1 \right) \right)$$

– зведені коефіцієнти демпфування під час прямого ходу мас m_1 , m_2 і

$$m_3; \omega_{\Sigma 1} = \sqrt{\frac{1}{m_1} (i_{01(2)} k_0 + k_1)} = \sqrt{\omega_{p1}^2 i_{01(2)} + \omega_{01}^2}, \omega_{\Sigma 2} = \sqrt{\frac{1}{m_2} ((i_{03} - i_{05}) k_0 + k_2)} = \sqrt{\omega_{p2}^2 (i_{03} - i_{05}) + \omega_{02}^2}$$

– власні частоти коливань систем запірний елемент першого каскаду – гідравлічна ланка, зведена до площ перерізу f_1 або f_2 , та запірний елемент другого каскаду – гідравлічна ланка зведена до площ перерізу f_3 та f_5 , відповідно, на етапі їх прямого ходу; $\omega_{\Sigma 3} = \omega_{p1} \sqrt{i_{0гц} \gamma_2}$ – власна частота коливань маси m_3 ; $\omega_{p1} = \sqrt{\frac{k_0}{m_1}}$, $\omega_{p2} = \sqrt{\frac{k_0}{m_2}}$ – власна частота коливань гідравлічної ланки відносно мас m_1 та m_2 ; $\omega_{01} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$, $\omega_{02} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$ – власні частоти коливань запірних елементів першого та другого каскадів, відповідно; $\beta_1^* = \frac{0,5}{m_1} \left(c_1 + c_0 i_{02(1)}^{0,5} \left(\frac{\dot{x}_{f2(1)}}{\dot{y}_{1з}} - 1 \right) \right)$, $\beta_2^* = \frac{0,5}{m_2} \left(c_2 + c_0 i_{03}^{0,5} \left(\frac{\dot{x}_{f3}}{\dot{y}_{2з}} - 1 \right) \right)$ – зведені коефіцієнти демпфування під час зворотного ходу мас m_1 , m_2 і m_3 ;

$$\omega_{\Sigma 1}^* = \sqrt{\frac{1}{m_1} (i_{02(1)} k_0 + k_1)} = \sqrt{\omega_{p1}^2 i_{02(1)} + \omega_{01}^2},$$

$$\omega_{\Sigma 2}^* = \sqrt{\frac{1}{m_2} ((i_{03} + i_{05}) k_0 + k_2)} = \sqrt{\omega_{p2}^2 (i_{03} + i_{05}) + \omega_{02}^2}, \text{ – власні частоти коливань систем запірний елемент першого каскаду – гідравлічна ланка, зведена до площ перерізу } f_1 \text{ або } f_2, \text{ та запірний елемент другого каскаду – гід}$$

равлічна ланка, зведена до площ перерізу f_3 та f_5 , відповідно, на етапі їх зворотного ходу; $\gamma_1 = m_1 \cdot m_2^{-1}$, $\gamma_2 = m_1 \cdot m_3^{-1}$ – коефіцієнти зведення власної частоти коливань гідравлічної ланки відповідно до мас m_2 і m_3 .

Введення нових змінних

$$L_{1п} = y_{1п} + \frac{\omega_{01}^2}{\omega_{\Sigma 1}^2} y_{01}; \quad L_{2п} = y_{2п} + \frac{\omega_{02}^2}{\omega_{\Sigma 2}^2} y_{02}; \quad L_{3п} = y_{3п} + \frac{F_{\Sigma R}}{m_3 \omega_{\Sigma 3}^2} \text{ та}$$

$$L_{13} = y_{13} - \frac{\omega_{p1}^2 i_{02(1)} h_{к31}}{\omega_{\Sigma 1}^{2*}} - \frac{\omega_{01}^2 (y_{01} - h_{к31})}{\omega_{\Sigma 1}^{2*}};$$

$$L_{23} = y_{23} - \frac{\omega_{p1}^2 \gamma_1 (i_{03} h_{к32} - i_{05} h_{к32})}{\omega_{\Sigma 2}^{2*}} - \frac{\omega_{02}^2 (y_{02} - h_{к32})}{\omega_{\Sigma 2}^{2*}}; \quad L_{33} = y_{33} - h_{гц} - \frac{F_{\Sigma R}}{m_3 \omega_{\Sigma 3}^2}, \text{ що}$$

не змінюють характер руху мас m_1 , m_2 та m_3 , оскільки $\dot{y}_{кп} = \dot{L}_{кп}$; $\ddot{y}_{кп} = \ddot{L}_{кп}$; $\dot{y}_{к3} = \dot{L}_{к3}$; $\ddot{y}_{к3} = \ddot{L}_{к3}$, дозволить привести рівняння (3.23, 3.24) до нелінійних диференціальних рівнянь, що описують вимушені коливання за наявності в'язкого тертя і нелінійної збуджуючої сили. Отже для ходів мас m_1 , m_2 і m_3 маємо

прямого –

$$\begin{aligned} \ddot{L}_{1п} + 2\beta_1 \dot{L}_{1п} + \omega_{\Sigma 1}^2 L_{1п} &= \omega_{p1}^2 i_{01(2)}^{0,5} x_0; \\ \ddot{L}_{2п} + 2\beta_2 \dot{L}_{2п} + \omega_{\Sigma 2}^2 L_{2п} &= \omega_{p1}^2 \gamma_1 x_0 (i_{03}^{0,5} - i_{05}^{0,5}); \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\ddot{L}_{3п} + 2\beta_3 \dot{L}_{3п} + \omega_{\Sigma 3}^2 L_{3п} = i_{0гц}^{0,5} \omega_{p1}^2 \gamma_2 x_0;$$

зворотного –

$$\begin{aligned} \ddot{L}_{13} + 2\beta_1^* \dot{L}_{13} + \omega_{\Sigma 1}^{2*} L_{13} &= -\omega_{p1}^2 i_{02(1)}^{0,5} x_0; \\ \ddot{L}_{23} + 2\beta_2^* \dot{L}_{23} + \omega_{\Sigma 2}^{2*} L_{23} &= \omega_{p1}^2 \gamma_1 x_0 (i_{05}^{0,5} - i_{03}^{0,5}); \end{aligned} \quad (3.26)$$

$$\ddot{L}_{33} + 2\beta_3^* \dot{L}_{33} + \omega_{\Sigma 3}^{2*} L_{33} = -i_{0гц}^{0,5} \omega_{p1}^2 \gamma_2 x_0;$$

З досліджень [10, 59, 84] відомо, що змінна частина коефіцієнтів β_k^* і β_k через свою малу величину не має суттєвого впливу на перебіг динамічних процесів в гідроімпульсному приводі. Тому зауважені коефіцієнти можна подати у вигляді

$$\beta_k = \frac{0,5c_k}{m_k} = const. \quad (3.27)$$

Процес зміни деформації x_0 гідравлічної ланки гідроімпульсного приводу проходить декілька етапів, які можна виділити відповідно до робочих ходів елементів генератора імпульсів тиску та вібраційної ланки приводу. Під час набору тиску в гідросистемі [10]

$$x_0 = \frac{1}{f_0} \int_0^{t_h} Q_h dt, \quad (3.28)$$

де $t_h = x_{0p1} f_0 Q_h^{-1}$ – час зростання тиску в гідросистемі від $x_0 = 0$ до $x_0 = x_{0p1}$. Після початку руху ланок приводу деформація гідравлічної ланки зменшуватиметься за такими залежностями [18, 84]:

для прямого ходу –

$$x_0 = x_{0p1} - \frac{Q_{\Sigma jn} t}{f_0}, \quad (3.29)$$

для зворотного –

$$x_0 = x_{0p2} - \frac{Q_{\Sigma j'3} t'}{f_0} = x_{0p1} t_{21}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma j'3} t'}{f_0}, \quad (3.30)$$

де $Q_{\Sigma jn}$, $Q_{\Sigma j'3}$ – сумарні витрати через гідроканали та відкриті щілини запірних елементів генератора імпульсів тиску, відповідно, під час прямого та зворотного ходів, що визначаються за допомогою лівих чи правих частин рівнянь витрати енергоносія, наведених в системах (3.20 і 3.22); t , t' – поточний час зміни деформації гідравлічної ланки x_0 для певного етапу j зміни $Q_{\Sigma jn}$, $Q_{\Sigma j'3}$.

Для зручності чисельного інтегрування диференціальних рівнянь другого порядку руху елементів генератора імпульсів тиску та рухомої ланки приводу під час прямого та зворотного ходів доцільно звести до рівнянь першого порядку. Для цього в рівняннях систем (3.25) і (3.26) слід зробити заміну похідних $\dot{L}_{kn} = U_{kn}$, $\dot{L}_{k3} = U_{k3}$, тому з врахуванням припущень та позначень, прийнятих раніше, вихідні моделі (3.19) і (3.21) набудуть вигляду: для прямого – рівняння руху (3.31) і рівняння витрат та умови однозначності (3.32); для зворотного – рівняння руху (3.33) і рівняння витрат та умови однозначності (3.34).

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{L}_{1n} = \dot{U}_{1n}; \quad \dot{U}_{1n} = A_n x_0 - 2\beta_1 U_{1n} - \omega_{\Sigma 1}^2 L_{1n}; \quad \omega_{p1}^2 i_{01(2)}^{0.5} = A_n; \\ \ddot{L}_{2n} = \dot{U}_{2n}; \quad \dot{U}_{2n} = B_n x_0 - 2\beta_2 U_{2n} - \omega_{\Sigma 2}^2 L_{2n}; \quad \omega_{p1}^2 \gamma_1 (i_{03}^{0.5} - i_{05}^{0.5}) = B_n; \\ \ddot{L}_{3n} = \dot{U}_{3n}; \quad \dot{U}_{3n} = C_n x_0 - 2\beta_3 U_{3n} - \omega_{\Sigma 3}^2 L_{3n}; \quad \omega_{p1}^2 i_{0гн}^{0.5} \gamma_2 = C_n. \end{array} \right. \quad (3.31)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 1) x_0 = \frac{1}{f_0} \int_0^{t_n} Q_{\Sigma 1} dt - \frac{Q_{\Sigma 1} t}{f_0}; \\ Q_{\Sigma 1} = \zeta_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot f_0^{-0.5} h_{\text{дп}} \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|x_{f\text{дп}} \cdot i_{0\text{дп}}^{0.5} - x_{f1} \cdot i_{01}^{0.5} - x_{f5} \cdot i_{05}^{0.5}|} \\ \text{для } y_{1n} = y_{2n} = y_{3n} = 0; \quad 0 < t < t_n; \quad t_n = x_{0\text{ст}} f_0 / Q_{\text{н}}; \\ 2) x_0 = x_{0\text{ст}} + \frac{1}{f_0} \int_{t_n}^{t_{p1}} Q_{\Sigma 2} dt - \frac{Q_{\Sigma 2} t}{f_0}; \\ Q_{\Sigma 2} = Q_{\Sigma 1} + f_{\text{гц}} \cdot \dot{y}_{3n}; \\ \text{для } y_{1n} = y_{2n} = 0; \quad 0 < y_{3n} \leq H_{\text{гц}}; \quad t_n < t \leq t_{p1}; \quad t_{p1} = x_{0p1} f_0 / Q_{\text{н}}; \\ 3) x_0 = x_{0p1} - \frac{Q_{\Sigma 3} t}{f_0}; \\ Q_{\Sigma 3} = \zeta_2 \cdot f_0^{-0.5} f_{\text{дп1}} \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|(x_{f2} - y_{1n}) \cdot i_{02}^{0.5} - (x_{f6} + y_{1n}) \cdot i_{06}^{0.5}|} + \\ + \zeta_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot f_0^{-0.5} (h_{\text{дп}} - y_{1n}) \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|x_{f\text{дп}} \cdot i_{0\text{дп}}^{0.5} - (x_{f2} - y_{1n}) \cdot i_{02}^{0.5} - x_{f5} \cdot i_{05}^{0.5}|} + \\ + \dot{y}_{1n} f_2 + \dot{y}_{3n} f_{\text{гц}}; \\ \text{для } 0 < y_{1n} < h_{\text{к31н}}; \quad y_{2n} = 0; \quad y_{3n} \leq H_{\text{гц}}; \quad t_{p1} < t < t_1; \quad t = t_1 \text{ для } y_{1n} = h_{\text{к31н}}; \\ 4) x_0 = x_{0p1} - \frac{Q_{\Sigma 4} t}{f_0}; \\ Q_{\Sigma 4} = \dot{y}_{1n} f_2 + \dot{y}_{3n} f_{\text{гц}} + \dot{y}_{2n} f_4 + \zeta_4 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y_{2n} f_0^{-0.5} \cdot \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|(x_{f3} - y_{2n}) \cdot i_{03}^{0.5}|} + \\ + \zeta_3 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y_{1n} - h_{1n}) f_0^{-0.5} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|k_0 (x_{f2} (y_{1n} - h_{1n})) \cdot i_{02}^{0.5} - k_0 \cdot x_{f6} \cdot i_{06}^{0.5}|} + \\ + \zeta_5 \cdot f_{\text{дп2}} f_0^{-0.5} \cdot \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|x_{f6} i_{06}^{0.5}|}; \\ \text{для } h_{\text{к31н}} \leq y_{1n} \leq h_{\text{к3л}}; \quad 0 \leq y_{2n} \leq h_{\text{к32}}; \quad y_{3n} \leq H_{\text{гц}}; \quad t_1 < t < t_2; \quad t = t_2 \text{ для } y_{2n} = h_{\text{к32}}, \end{array} \right. \quad (3.32)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{L}_{13} = \dot{U}_{13}; \quad \dot{U}_{13} = -A_3 x_0 - 2\beta_1^* \dot{L}_{13} - \omega_{\Sigma 1}^{2*} L_{13}; \quad A_3 = \omega_{p1}^2 i_{02(1)}^{0.5}; \\ \ddot{L}_{23} = \dot{U}_{23}; \quad \dot{U}_{23} = B_3 x_0 - 2\beta_2^* \dot{L}_{23} - \omega_{\Sigma 2}^{2*} L_{23}; \quad B_3 = \omega_{p1}^2 \gamma_1 (i_{05}^{0.5} - i_{03}^{0.5}); \\ \ddot{L}_{33} = \dot{U}_{23}; \quad \dot{U}_{23} = -C_3 x_0 - 2\beta_3^* \dot{L}_{33} - \omega_{\Sigma 3}^{2*} L_{33}; \quad C_3 = i_{0\Gamma\Gamma}^{0.5} \omega_{p1}^2 \gamma_2. \end{array} \right. \quad (3.33)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 1) x_0 = x_{0p1} \cdot i_{43}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma 1}^* t}{f_0}; \\ Q_{\Sigma 1}^* = \dot{y}_{33} \cdot f_{\Gamma\Gamma} - Q_H + \zeta_5 \cdot f_{\text{дp2}} \cdot f_0^{-0.5} \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|x_{f6} \cdot i_{06}^{0.5} - x_{f4} \cdot i_{04}^{0.5}|}; \\ \text{для } y_{13} = y_{23} = 0; \quad 0 \leq y_{33} \leq H_{\Gamma\Gamma}; \quad 0 \leq t' \leq t'_1; \quad t' = t'_1 \text{ для } y_{33} = H_{\Gamma\Gamma}; \\ 2) x_0 = x_{0p1} \cdot i_{43}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma 2}^* t}{f_0}; \\ Q_{\Sigma 2}^* = \zeta_5 \cdot f_{\text{дp2}} \cdot f_0^{-0.5} \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|x_{f6} \cdot i_{06}^{0.5} - x_{f4} \cdot i_{04}^{0.5}|} + \zeta_3 \cdot \pi \cdot d_2 (h_{\text{к31в}} - y_{13}) \times \\ \times f_0^{-0.5} \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|(x_{f2} - y_{13}) \cdot i_{02}^{0.5} - x_{f6} \cdot i_{06}^{0.5}|} + \dot{y}_{13} \cdot f_2; \\ \text{для } 0 < y_{13} \leq h_{\text{к31в}}; \quad y_{23} = 0; \quad y_{33} = H_{\Gamma\Gamma}; \quad t'_1 \leq t' \leq t'_2; \quad t' = t'_2 \text{ для } y_{13} = h_{\text{к31в}}; \\ 3) x_0 = x_{0p1} \cdot i_{21}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma 3}^* t}{f_0}; \\ Q_{\Sigma 3}^* = \zeta_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (h_{\text{к31н}} - (y_{13} - h_{\text{к31в}})) \cdot f_0^{-0.5} \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \times \\ \times \sqrt{|x_{f\text{дp}} \cdot i_{0\text{дp}}^{0.5} + (y_{13} - h_{\text{к31в}}) \cdot i_{02}^{0.5} - x_{f5} \cdot i_{05}^{0.5}|} + \zeta_4 \cdot \pi \cdot d_3 (h_{\text{к32}} - y_{23}) \cdot f_0^{-0.5} \times \\ \times \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \sqrt{|x_{f3} \cdot i_{03}^{0.5}|} + \dot{y}_{13} \cdot f_2 + \zeta_2 \cdot f_0^{-0.5} f_{\text{дp1}} \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \cdot \sqrt{|x_{f6} \cdot i_{02}^{0.5} - (x_{f2} + y_{13}) \cdot i_{02}^{0.5}|} \\ \text{для } h_{\text{к31в}} < y_{13} \leq h_{\text{к31}}; \quad 0 \leq y_{23} < h_{\text{к32}}; \quad y_{33} = H_{\Gamma\Gamma}; \quad t'_2 \leq t' \leq t'_3; \quad t' = t'_3 \text{ для } y_{13} = h_{\text{к3}} \\ 4) x_0 = x_{0p1} \cdot i_{21}^{0.5} - \frac{Q_{\Sigma 4}^* t}{f_0}; \\ Q_{\Sigma 4}^* = \zeta_4 \cdot \pi \cdot d_3 (h_{\text{к32}} - y_{23}) \cdot f_0^{-0.5} \sqrt{\frac{2k_0}{\rho}} \sqrt{|x_{f3} \cdot i_{03}^{0.5}|} + \dot{y}_{23} \cdot f_4; \\ \text{для } y_{13} = h_{\text{к31}}; \quad y_{23} \leq h_{\text{к32}}; \quad y_{33} = H_{\Gamma\Gamma}; \quad t'_3 \leq t' \leq t'_4; \quad t' = t'_4 \text{ для } y_{23} = h_{\text{к32}}. \end{array} \right. \quad (3.34)$$

3.3 Аналіз спрощених динамічних моделей гідроімпульсного приводу вібраційної установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

Аналіз спрощених динамічних моделей гідроімпульсного приводу установки здійснено за допомогою прикладної програми математичного програмного пакету Matlab – Simulink.

Шляхом зміни значень параметрів p_1 , $f_{др2}$, $F_{\Sigma R}$ і Q_n було отримано розрахункові залежності зміни в часі переміщень $y_1(t)$, $y_2(t)$ і $y_3(t)$, швидкостей $\dot{y}_1(t)$, $\dot{y}_2(t)$ і $\dot{y}_3(t)$, прискорень $\ddot{y}_1(t)$, $\ddot{y}_2(t)$ і $\ddot{y}_3(t)$ ланок гідроімпульсного приводу. Розрахункові залежності зміни $y_1(t)$, $y_2(t)$, $y_3(t)$ і $x_0(t)$ наведені на рис. 3.6.

Частота проходження імпульсів в приводі залежить від тиску відкриття кулькового запірною елемента першого каскаду, подачі насоса, площі прохідного перерізу дроселя $f_{др2}$ і сумарного навантаження на вібраційну ланку приводу $F_{\Sigma R}$. Варіювання значень перерахованих вище параметрів при обробці розв'язків систем (3.31) – (3.33) дозволило встановити вплив цих параметрів на частоту проходження імпульсів тиску в приводі. Отримані розрахункові залежності показані на рис. 3.7.

Площа дроселя $f_{др1}$ визначена конструктивно і має постійне значення, для якого справедливою є нерівність $f_{др1} \ll f_2$, тому суттєвого впливу на швидкість відкриття кулькового запірною елемента першого каскаду цей дросель не має і лише відіграє роль стабілізатора руху закриття кулькового запірною елемента, стабілізуючи тиски в його напірній і зливній порожнинах.

Тиск відкриття кулькового запірною елемента першого каскаду і сумарне зовнішнє навантаження визначені технологічним процесом, а подача насоса приводу визначена конструктивно. Тому регулювання частоти проходження імпульсів тиску в приводі здійснюється переважно зміною площі поперечного перерізу $f_{др2}$, що регулює швидкість і тривалість прямого і зворотного руху кулькового запірною елемента першого каскаду через від'ємне перекриття.

З розрахункових залежностей, наведених на рис. 3.6 і 3.7, також видно, що пропонований привід може забезпечувати найбільш ефективні частотні режими роботи установки для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв.

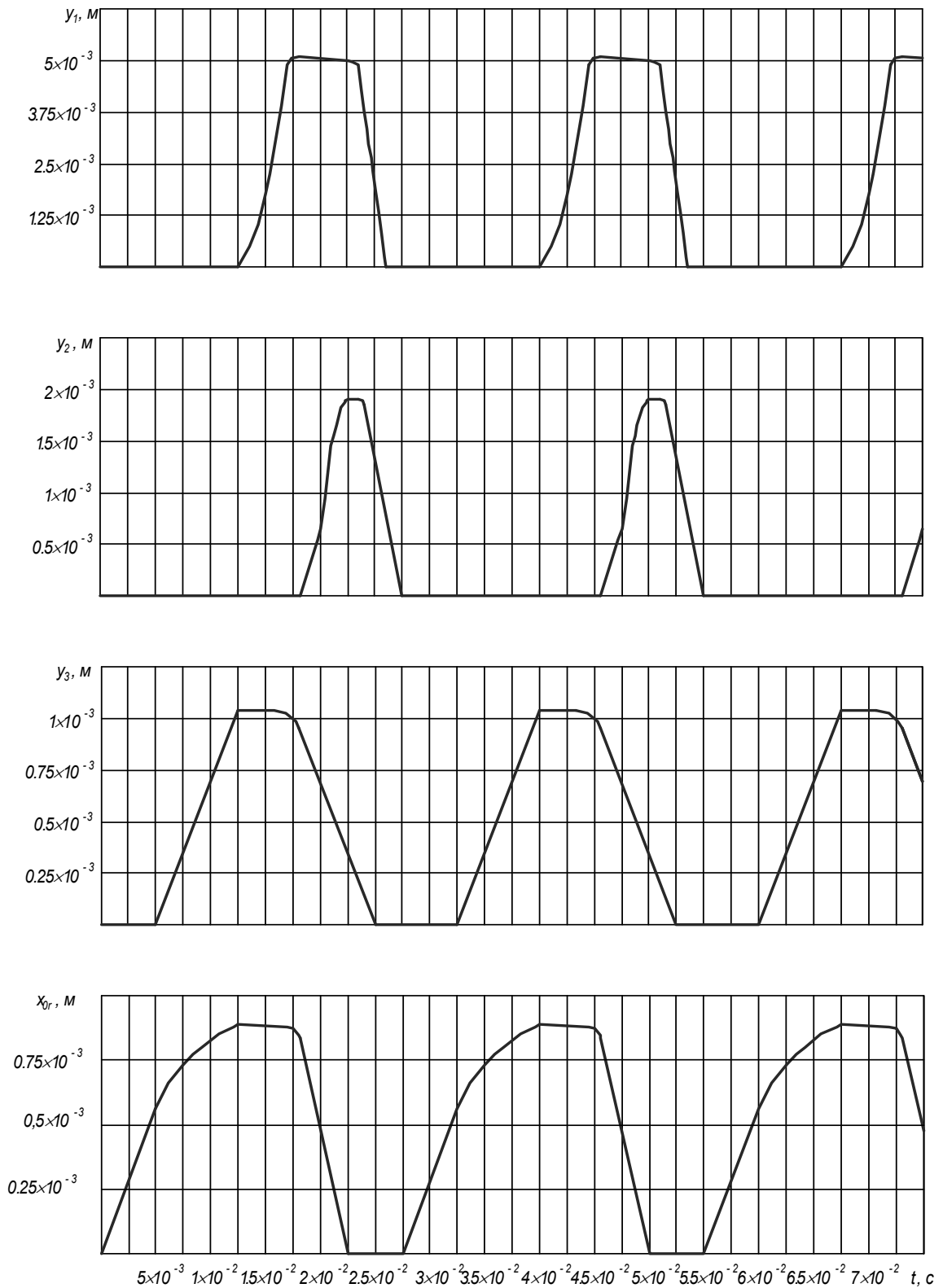


Рисунок 3.6 – Розрахункові залежності зміни поточних координат запірних елементів генератора імпульсів тиску першого $y_1(t)$ (а) і другого $y_2(t)$ (б) каскадів, вібраційної ланки установки $y_3(t)$ (в) та деформації гідравлічної ланки в напірній порожнині $x_0(t)$ (г) з частотою 36 Гц для $x_{0max}=9 \cdot 10^{-3}$ м, $Q_H=1,1 \cdot 10^{-3}$ м³/с та $f_{др2}=3,6 \cdot 10^{-4}$ м²

$\nu, \text{Гц}$

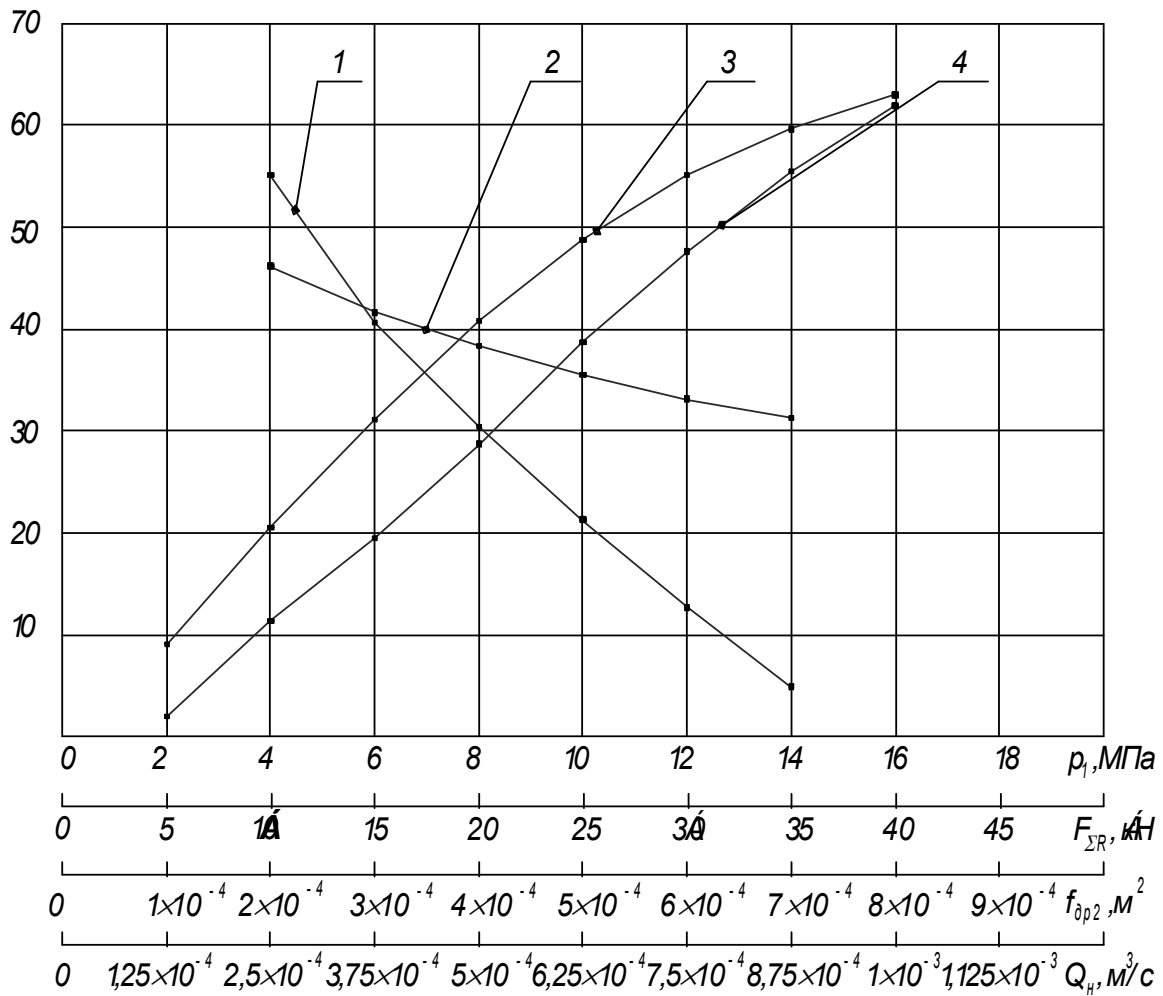


Рисунок 3.7 – Розрахункові залежності частоти проходження імпульсів тиску від: 1 – тиску спрацювання генератора імпульсів p_1 при $Q_H=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $f_{др2} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; 2 – сумарного навантаження на вібраційну ланку установки $F_{\Sigma R}$ при $Q_H=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $f_{др2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $p_1=6 \text{ МПа}$; 3 – площі відкриття дроселя $f_{др2}$ при $Q_H=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ та $p_1=4 \text{ МПа}$; 4 – подачі гідронасоса приводу Q_H при $p_1=4 \text{ МПа}$ та $f_{др2}=7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

3.4 Аналіз осцилографічних записів робочих режимів гідроімпульсного приводу дослідної установки

Під час проведення експериментів здійснювалось вимірювання робочих тисків в напірній порожнині та порожнині гідроциліндра гідроімпульсного приводу. З цією метою у відповідних розточках генератора імпульсів тиску було встановлено датчики тиску (рис. 3.8).

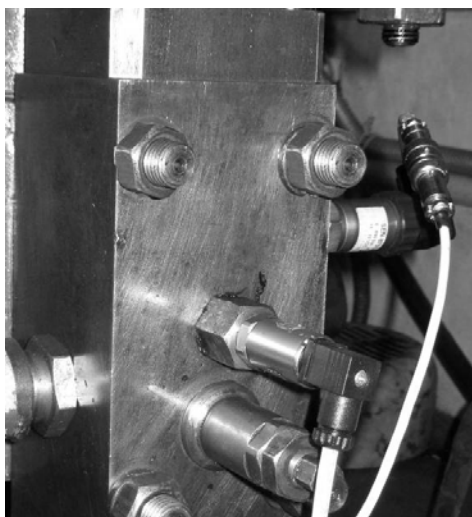


Рисунок 3.8 – Встановлення датчиків тиску ADZ-SML-10.0 та KOBOLD SEN 8701-165

Зміна координати положення вібраційної ланки дослідної установки реєструвалась за допомогою датчика переміщень, встановленого в робочій зоні установки (рис. 3.9).

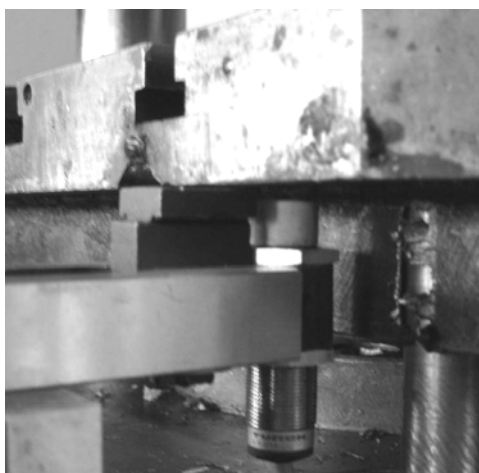


Рисунок 3.9 – Встановлення датчика переміщень TURK Ni8-M18-LiU під час вимірювань координат положення вібраційної ланки дослідної установки

Наведені на рис. 3.10 осцилограми зміни тиску в напірній порожнині гідроімпульсного приводу і переміщення вібраційної ланки дослідної установки із підключенням генератора імпульсів тиску за схемою «на виході» дають змогу прослідкувати зміну координати положення вібраційної ланки установки y_3 в залежності від зміни тиску в напірному об'ємі приводу.

Детальний аналіз осцилограми зміни тиску в напірній частині приводу показує, що частину осцилограми, обмежену часовим інтервалом 2,287...2,310 с, що характеризує зростання тиску в напірній частині приводу, можна розділити на два відрізки. Ці відрізки обмежені часовими інтервалами 2,287...2,293 і 2,293...2,231 с та відрізняються кутом нахилу твірної лінії. Таку відмінність можна пояснити зменшенням об'єму напірної частини приводу за рахунок зворотного ходу поршня гідроциліндра вібраційної ланки протягом часового інтервалу 2,287...2,288 с та вистоюванням останньої і, відповідно, постійністю об'єму протягом часового інтервалу 2,288...2,293 с.

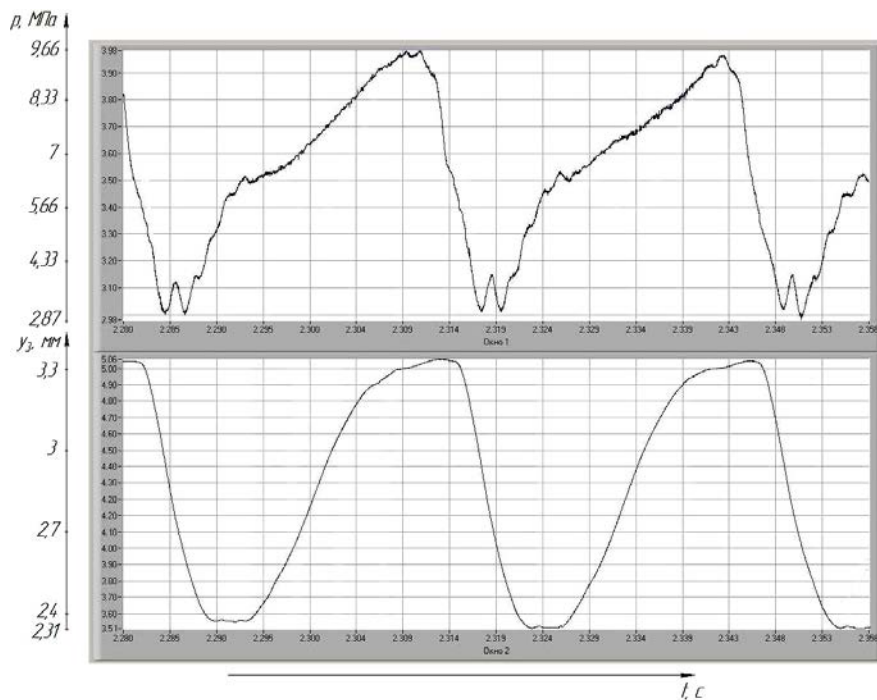


Рисунок 3.10 – Осцилограми зміни тиску в порожнині головного гідроциліндра гідроімпульсного приводу та переміщення вібраційної ланки дослідної установки

Зростання ж тиску в приводі на етапі, обмеженому часовим інтервалом 2,293...2,231 с, супроводжується збільшенням об'єму напірної частини приводу за рахунок руху поршня гідроциліндра вібраційної ланки. Етап осцилограми зміни тиску, обмежений часовим інтервалом 2,310...2,312 с, характеризується відсутністю значної зміни тиску в приводі і сповільненням руху поршня гідроциліндра вібраційної ланки, що можна пояснити початком прямого ходу кулькового запірною елемента першого каскаду генератора імпульсів тиску через позитивне перекриття, який вимагає додаткової витрати робочої рідини. Відрізок осцилограми зміни тиску, обмежений часовим інтервалом 2,312...2,313 с, відповідає прямому ходу кулькового запірною елемента

та першого каскаду генератора імпульсів тиску через від'ємне перекриття, руху кулькового запірною елемента другого каскаду через від'ємне перекриття і зупинці руху поршня гідроциліндра вібраційної ланки. Відрізок осцилограми зміни тиску на проміжку 2,313...2,317 с характеризує падіння тиску в системі, що триває до закриття запірних елементів генератора імпульсів тиску. Відмінність кутів нахилу відрізків осцилограми руху поршня гідроциліндра вібраційної ланки можна пояснити тим, що падіння тиску в гідросистемі протягом часового інтервалу 2,313...2,315 с відбувається через від'ємне перекриття кулькового запірною елемента першого каскаду, а протягом часового інтервалу 2,315...2,317 с – також через від'ємне перекриття кулькового запірною елемента другого каскаду. Зворотний хід поршня гідроциліндра вібраційної ланки протягом часового інтервалу 2,317...2,320 с відбувається при закритих кулькових запірних елементах генератора імпульсів тиску і зумовлює незначний стрибок тиску в приводі в момент часу 2,318 с і початок його зростання з моменту часу 2,320 с.

Наведені на рис. 3.11 результати числового дослідження на ПЕОМ та осцилограма руху вібраційної ланки гідроімпульсного приводу вібраційної установки мають певні відмінності у кривизні твірних та тривалості відповідних етапів.

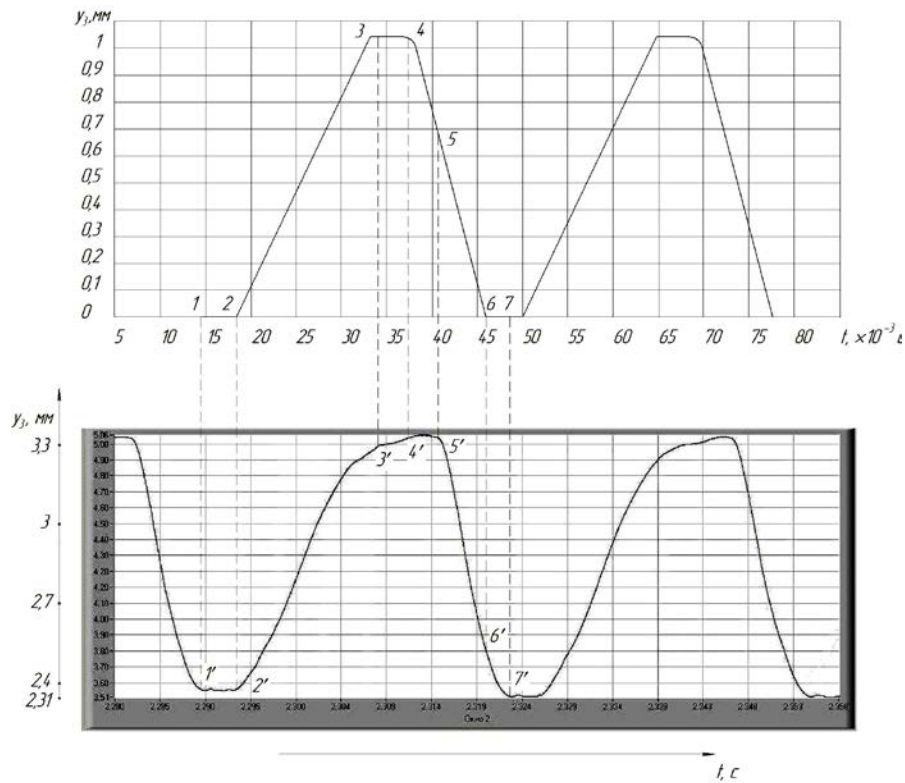


Рисунок 3.11 – Зіставлення результатів дослідження математичної моделі на ПЕОМ та експериментальної осцилограми руху вібраційної ланки установки

На етапі прямого руху вібраційної ланки (ділянки теоретичної осцилограми 2-3 і експериментальної 2'-3') твірна теоретичної осцилограми є прямолінійною, а відповідна ділянка експериментальної – криволінійною. Цю відмінність можна пояснити тим, що при складанні математичної моделі одним з припущень була незмінність жорсткості гідравлічної ланки приводу і, крім того, в моделі не враховувались можливі витoki через зовнішні з'єднання і додаткові складові гідроімпульсного приводу. Цим же можна пояснити і різницю тривалості відповідних етапів. Рух і вистоювання вібраційної ланки на експериментальній осцилограмі етапів 3'-4' і 4'-5' можна пояснити інерційністю вібраційної ланки, що продовжує свій прямий хід і після відкриття запірних елементів генератора імпульсів тиску. Початок зворотного ходу вібраційної ланки вже на етапі 4-5 теоретичної циклограми відбувається через припущення про миттєву зміну тиску в порожнинах приводу при їх з'єднанні, а отже, і миттєве його падіння. Те, що етап зворотного руху вібраційної ланки на теоретичній циклограмі є менш тривалим, ніж на експериментальній, пояснюється припущенням про відсутність сухого тертя між рухомими частинами приводу. Тож в цілому можна говорити про відповідність теоретичної та експериментальної осцилограм руху вібраційної ланки.

На рис. 3.11–3.14 зіставлені експериментальні та розрахункові (див. рис. 3.6) графіки залежностей частоти спрацювання гідроімпульсного приводу від площі відкриття дроселя $f_{др2}$, сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$ і тиску спрацювання генератора імпульсів тиску.

Максимальне розходження експериментальних та теоретичних значень визначалось за відомою формулою [102]

$$\delta = \left| \frac{(x_T - x_{експ})}{x_{експ}} \right| \cdot 100\%, \text{ де } x_T, x_{експ} - \text{розрахункові та експериментальні значення параметрів.}$$

Згідно з отриманими результатами значення δ : 15 % – для залежностей частоти спрацювання приводу від тиску спрацювання генератора імпульсів тиску p_1 , 12 % – для залежностей частоти спрацювання приводу від площі відкриття дроселя $f_{др2}$, 8 % – для залежностей частоти спрацювання приводу від сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$.

Детальний аналіз даних, отриманих за допомогою осцилограм наведених на рис. 3.10, 3.11, а саме: залежностей зміни частоти спрацювання гідроімпульсного приводу від тиску спрацювання генератора імпульсів p_1 , сумарного навантаження на вібраційну ланку установки

$F_{\Sigma R}$, площі відкриття дроселя $f_{др2}$ – показує їх ідентичність відповідним розрахунковим значенням, отриманим на ПЕОМ під час розрахунку на основі даних для експериментального обладнання (прототипу) з точністю, достатньою для перевірного розрахунку.

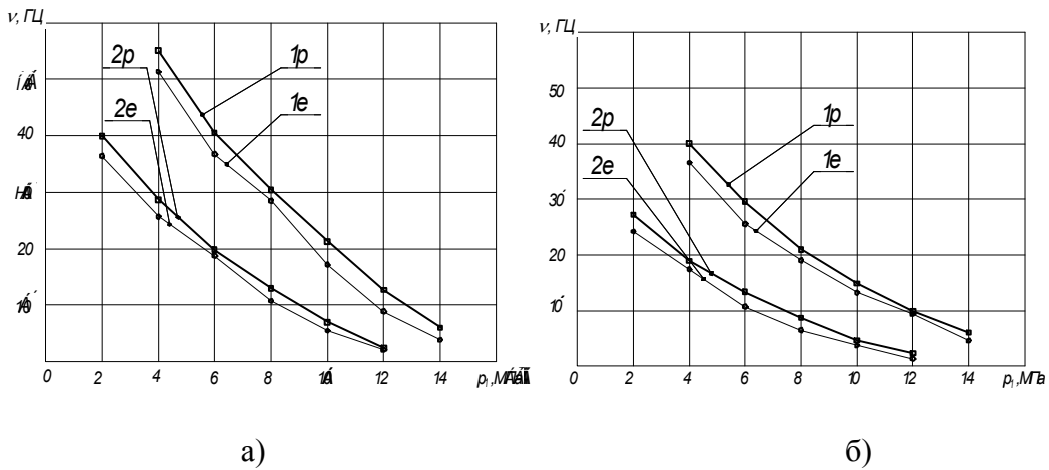


Рисунок 3.12 – Зіставлення розрахункових та експериментальних залежностей робочої частоти гідроімпульсного приводу від тиску відкриття запірного елемента першого каскаду генератора імпульсів тиску: а) 1- $Q_n=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, f_{др2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; 2- $Q_n=0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, f_{др2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; б) 1- $Q_n=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, f_{др2}=3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; 2- $Q_n=0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, f_{др2}=3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

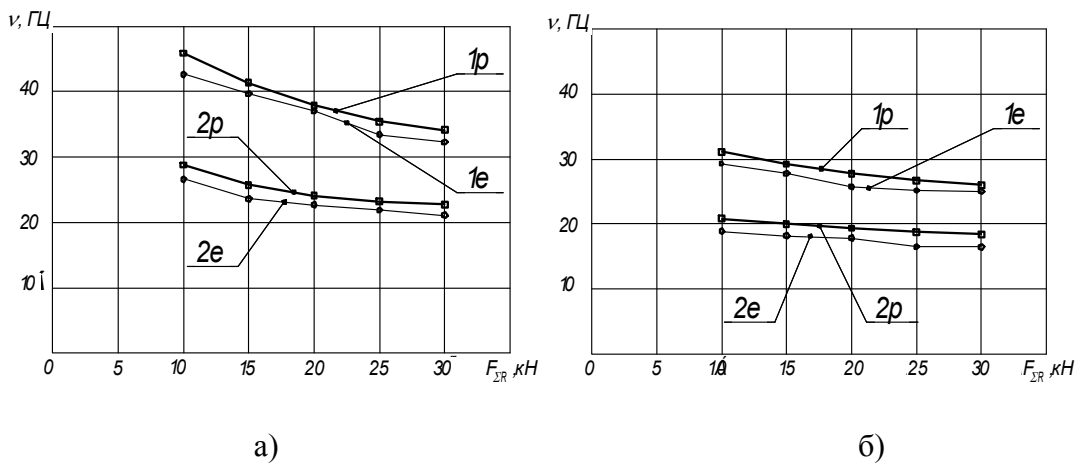


Рисунок 3.13 – Зіставлення розрахункових та експериментальних залежностей частоти спрацювання генератора імпульсів тиску від сумарного навантаження $F_{\Sigma R}$: а) 1- $Q_n=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, f_{др2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, p_1=6 \text{ МПа}$; 2. $Q_n=0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, f_{др2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, p_1=6 \text{ МПа}$; б) 1- $Q_n=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, f_{др2}=3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, p_1=6 \text{ МПа}$; 2- $Q_n=0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, f_{др2}=6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, p_1=6 \text{ МПа}$

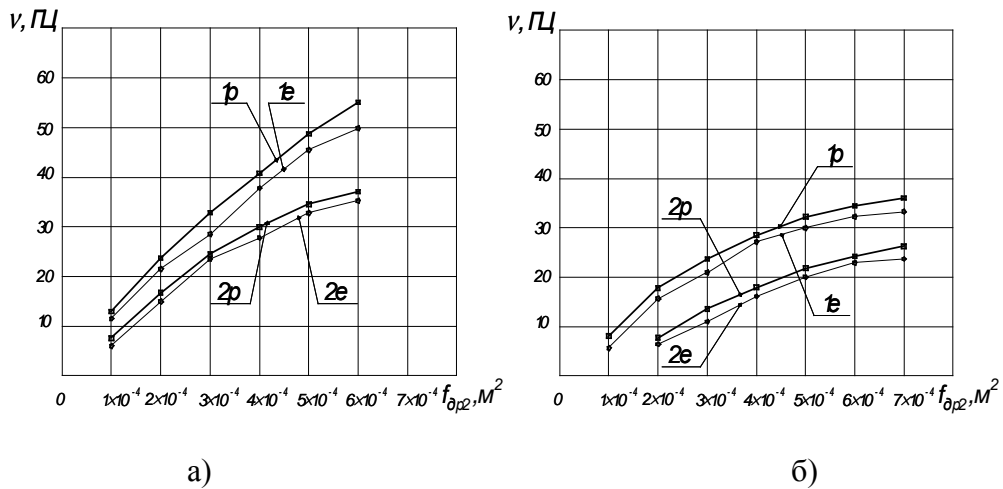


Рисунок 3.14 – Зіставлення розрахункових і експериментальних залежностей зміни частоти спрацювання гідроімпульсного приводу від площі відкриття дроселя $f_{др2}$: а) 1 - $Q_n=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $p_1=4 \text{ МПа}$; 2 - $Q_n=0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $p_1=4 \text{ МПа}$; б) 1 - $Q_n=1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $p_1=8 \text{ МПа}$; 2 - $Q_n=0,9 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $p_1=8 \text{ МПа}$

3.5 Математична модель електромеханічної системи гідроімпульсного приводу установки для вібраційного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

Електромеханічна система гідроімпульсного приводу містить електродвигун $M1$, маховик I_1 і пружну муфту N_1 , за допомогою якої вона з'єднана з ведучим валом гідронасоса H гідроімпульсного приводу (рис. 3.15). Умови роботи та математична модель цієї системи в попередньому підрозділі не розглядались, оскільки під час аналізу загальної динамічної моделі циклу спрацювання гідроімпульсного приводу установки було зроблено припущення про те, що подача гідронасоса приводу є постійною. Ми пропонуємо розглянути математичну модель цієї системи окремо.

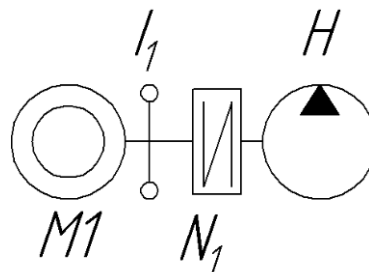


Рисунок 3.15 – Електромеханічна частина гідроімпульсного приводу

Рух обертових мас електромеханічної системи основного приводу установки залежить від характеру зміни тиску в напірній частині гідроімпульсного приводу у встановленому режимі роботи (рис. 3.16). На циклограмі зміни тиску в напірній частині (рис. 3.16) можна виділити три основних етапи роботи гідроімпульсного приводу: 1 – етап набору тиску в напірній частині приводу тривалістю t_1 , під час якого тиск в ній зростає від значення p_2 закриття запірного елемента першого каскаду генератора імпульсів тиску до величини p_1 його відкриття; 2 – етап відкриття запірного елемента першого каскаду генератора імпульсів тиску тривалістю $< 5 \cdot 10^{-3}$ сек. (див. попередній підрозділ), протягом якого тиск в напірній частині приводу залишається практично незмінним; 3 – етап падіння тиску в напірній частині гідроімпульсного приводу до значення p_2 , тривалість t_2 якого складає $\leq 10^{-2}$ сек. Тривалість першого етапу роботи гідроімпульсного приводу визначається параметрами електромеханічної частини, а саме: потужністю електродвигуна, питомою подачею гідронасоса Q та об'ємом напірної частини гідроімпульсного приводу. Середнє значення тиску в об'ємі напірної частини приводу за час одного робочого циклу його спрацювання можна визначити з рівняння

$$p_{\text{сер}} = p_1 \left(\frac{1}{f} - (t_1 + t_2) \right) \cdot f + 0,5f(t_1 + t_2)(p_1 - p_2), \quad (3.35)$$

де f – частота проходження імпульсів тиску в гідроімпульсному приводі установки.

Рівняння зміни кінетичної енергії руху вала електродвигуна електромеханічної системи гідроімпульсного приводу установки у встановленому режимі роботи [51, 62] має вигляд

$$0,5I_n \omega^2 - 0,5I_{0n} \omega_0^2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\Sigma} d\varphi, \quad (3.36)$$

де I_{0n}, I_n – зведені моменти інерції обертових мас (ротор електродвигуна, вали, муфта, рухомі деталі насоса) в положеннях, що визначаються кутами φ_0 та φ ; ω_0, ω – кутові швидкості головного вала в початковому і кінцевому положеннях, що визначаються кутами повороту φ_0 та φ ; M_{Σ} – сумарний момент сил.

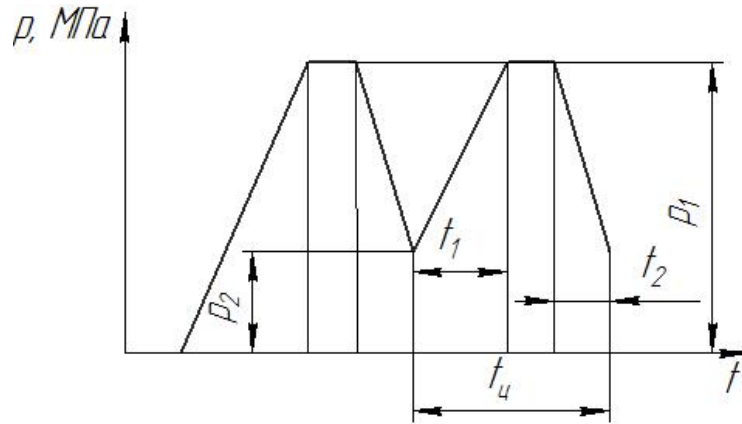


Рисунок 3.16 – Циклограма зміни тиску в напірній частині гідроімпульсного приводу

Сумарний момент сил визначається значеннями моментів діючих сил, що залежать від кутової швидкості вала, і сил опору, які залежать від кута повороту вала, тобто $M_{\Sigma} = L_d(\omega) - L_o(\varphi)$.

Зведений момент інерції обертових мас є постійним – $I_n = I_{р.ел} + I_{вн} + I_{пм} = const$, де $I_{р.ел}$ – момент інерції ротора електродвигуна приводу; $I_{вн}$ – момент інерції вала гідронасоса; $I_{пм}$ – момент інерції пружної муфти.

Тоді рівняння (3.34) перетворимо до вигляду

$$0,5I_n(\omega^2 - \omega_0^2) = \int_{\varphi_0}^{\varphi} [L_d(\omega) - L_o(\varphi)] d\varphi. \quad (3.37)$$

Після заміни в правій частині рівняння (3.37) меж інтегрування за кутом повороту на межі інтегрування за часом $d\varphi = \omega_b dt$, де ω_b – постійна колова частота подачі імпульсів тиску), отримаємо рівняння

$$0,5I_n(\omega^2 - \omega_0^2) = \omega_b \int_{t_0}^t L_d(\omega) dt - \omega_b \int_{t_0}^t L_o(\varphi) dt, \quad (3.38)$$

де ω – кутова швидкість обертання ротора електродвигуна.

В рівнянні (3.38) момент $L_d(\omega)$ визначається механічною характеристикою електродвигуна гідроімпульсного приводу. Відома апроксимація робочої частини нелінійної механічної характеристики асинхронного електродвигуна параболою [46, 66, 104] у вигляді

$$L_d = A - B\omega^2, \quad (3.39)$$

де A і B – постійні коефіцієнти, що визначаються за відомими значеннями номінального моменту M_n , номінальної ω_n і синхронної ω_c куто-

вих швидкостей ротора. Підставивши в останній вираз значення $L_d(\omega_H) = M_H$ та $L_d(\omega_c) = 0$, отримаємо систему рівнянь

$$\begin{cases} A - B\omega_H^2 = M_H; \\ A - B\omega_c^2 = 0, \end{cases} \quad (3.40)$$

розв'язок якої має вигляд $A = B\omega_c^2$ та $B = M_H/(\omega_c^2 - \omega_H^2)$.

Розв'яжемо рівняння (3.38) числовим способом, для цього діапазон зміни часу $t = t_u$ розіб'ємо на n рівних частин. Позначимо через u відносну тривалість елементів циклу, тоді:

$$\begin{cases} u_u = t_u \cdot t_u^{-1} = t_u f = 1; \\ u_1 = t_1 t_u^{-1} = t_1 f; \\ u_2 = (t_u - (t_1 + t_2)) t_u^{-1} = \left(\frac{1}{f} - (t_1 + t_2) \right) f; \\ u_3 = t_2 t_u^{-1} = t_2 f. \end{cases} \quad (3.41)$$

З циклограми зміни тиску в напірній частині приводу (див. рис. 3.9) виходить, що $0 < u_1 < u_2 \leq (u_u=1)$.

Характер зміни тиску в напірній частині приводу для різних ділянок циклограми при встановленому режимі роботи визначаємо такими залежностями:

– на ділянці збільшення тиску від p_2 до p_1 ($0 \leq u \leq u_1$)

$$p(u) = p_2 + (p_1 - p_2)u/u_1$$

– на ділянці постійного тиску p_1 ($u_1 \leq u \leq u_2$)

$$p(u) = p_1;$$

– на ділянці зменшення тиску від p_1 до p_2 ($u_2 \leq u \leq u_u$)

$$p(u) = p_2 + (p_1 - p_2)(u_u - u)/(u_u - (u_1 + u_2)).$$

Оскільки зміна часу $\Delta t < 0,001$ с, приймаємо, що моменти рушійних сил $L_d(\omega_H)$ і сил опору $L_0(\omega)$ змінюються за лінійним законом. Оскільки цикл розбито на n рівних частин, позначимо межі i -ї частини через $i-1, i$. Тоді для i -ї частини циклу рівняння (3.38) може бути подане з врахуванням (3.40) та (3.41) у вигляді

$$0,5I_n(\omega_i^2 - \omega_{i-1}^2) = \omega_b \left\{ \left[A - 0,5B(\omega_i^2 + \omega_{i-1}^2) \right] - 0,5(L_{c_{i-1}} + L_{c_i}) \right\} \Delta t. \quad (3.42)$$

Враховуючи, що $\Delta t = \Delta u t_u$, $\Delta u = y^{-1}$, можна записати

$$\Delta t = (f y)^{-1}. \quad (3.43)$$

Підставивши вираз (3.43) у рівняння (3.42) і здійснивши низку перетворень при $\omega_b = 2\pi f$, отримаємо

$$\omega_i^2 = \left[I_n \omega_{i-1}^2 + (2A - B \omega_{i-1}^2 - L_{c_{i-1}} - L_{c_i}) 2\pi n^{-1} \right] / (I_n + 2B\pi n^{-1}). \quad (3.44)$$

Необхідну потужність електродвигуна приводу можна визначити за відомою залежністю

$$N_n = (p_{cp} - p_{bc}) Q / \eta_{zag}, \quad (3.45)$$

де $Q = Q_n$ (n_n – частота обертання вала гідронасоса; Q – питома подача гідронасоса) – повна подача гідронасоса; p_{bc} – тиск на вході в насос; η_{zag} – загальний ККД приводу.

Середня кутова швидкість вала гідронасоса

$$\omega_{сер} = 2\pi n_{дв}. \quad (3.46)$$

Середній момент, прикладений до валу насоса гідроприводу,

$$L_{сер} = N_n \omega_{сер}^{-1}, \quad (3.47)$$

а з врахуванням (3.45, 3.46) рівняння (3.47) переписеться як

$$L_{сер} = q (p_{сер} - p_{bc}) (2\pi \eta_{zag})^{-1}. \quad (3.48)$$

За залежністю, аналогічною (3.48) момент сил опору:

$$L_{c_i} = q [p(u) - p_{bc}] / 2\pi \eta_{zag}, \quad (3.49)$$

де $u = i/n$.

Рівняння (3.44) дозволяє прослідкувати зміну кутової швидкості вала електродвигуна за час одного робочого циклу на межах ділянок $i = 0, 1, 2, \dots, n$. Для проведення розрахунків попередньо момент інерції I_1 можна прийняти рівним $I_{p,ел}$, враховуючи те, що його конструктивні розміри значно перевищують конструктивні розміри інших елементів обертової частини електромеханічної системи [46, 54, 104].

Враховуючи, що рівняння (3.44) описує періодичну зміну кутової швидкості головного вала у встановленому режимі стійкого процесу руху, в якості ω_0 можна прийняти номінальне значення кутової швидкості ω_n електродвигуна. Розрахунки показують, що ω_n відрізнятиметься від ω_n . Таку відмінність можна пояснити наявністю зовнішнього силового впливу на рухому систему, але вже після декількох циклів матимемо $\omega_n = \omega_{n \times 2} = \omega_{n \times 3}$. Цей факт свідчить про те, що рухома сис-

тема, здійснивши декілька коливань, переходить в режим стійкого руху і приходить у початкове положення.

За відомими значеннями $\omega_{n1} \dots \omega_{n2}$ можна визначити максимальну ω_{1max} та мінімальну ω_{1min} кутові швидкості ротора електродвигуна приводу. Ці значення дозволяють розрахувати коефіцієнт нерівномірності обертання останнього

$$\delta_M = 2(\omega_{max} - \omega_{min}) / (\omega_{max} + \omega_{min}), \quad (3.50)$$

а також визначити відношення найбільшого обертаючого моменту на валу електродвигуна до номінального моменту, яке не повинне перевищувати відношення M_{max} / M_n , приведеного в паспорті електродвигуна, тобто має виконуватись умова $L_{dmax} / M_n \leq M_{max} / M_n$.

З розрахункових графіків (рис. 3.17а та 3.18а) зміни кутової швидкості та співвідношення максимального і номінального моментів на валу електродвигуна гідроімпульсного приводу видно, що кутова швидкість вала ротора електродвигуна змінюється в діапазоні від 148,3 до 152,7 рад/с, визначаючи коефіцієнт нерівномірності його обертання 0,029, а максимальний коефіцієнт перевантаження електродвигуна складає 2,3 (згідно з паспортними даними електродвигуна максимально допустиме співвідношення $L_{dmax} / M_n = 2,2$). Отже, можна зробити висновок, що інерційні параметри ротора електродвигуна за заданих робочих режимів не забезпечують його роботу із заданим коефіцієнтом нерівномірності та допустимим перевантаженням електродвигуна.

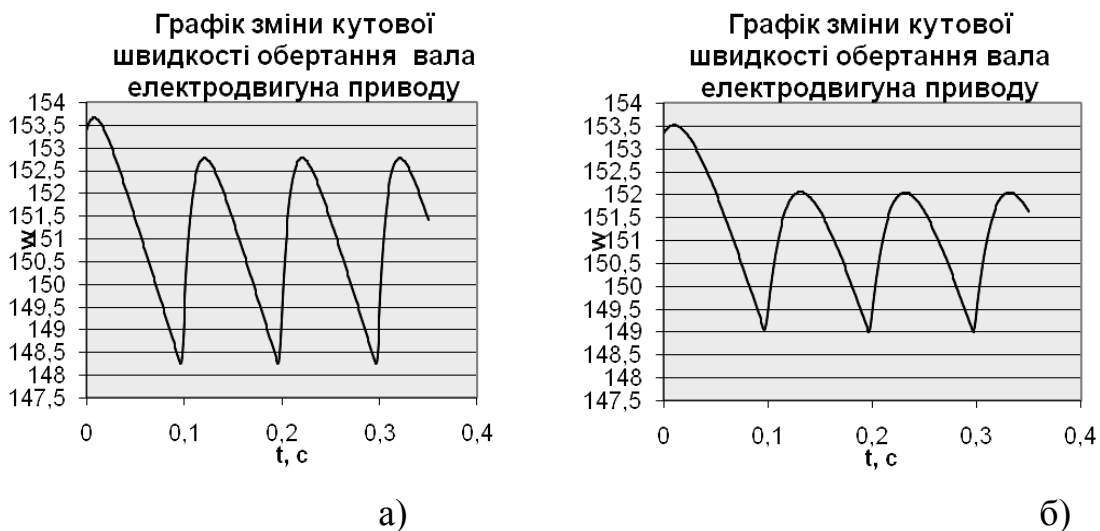
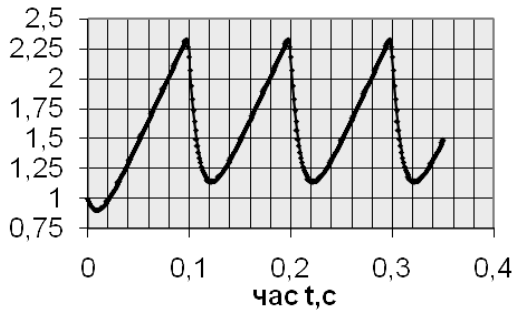


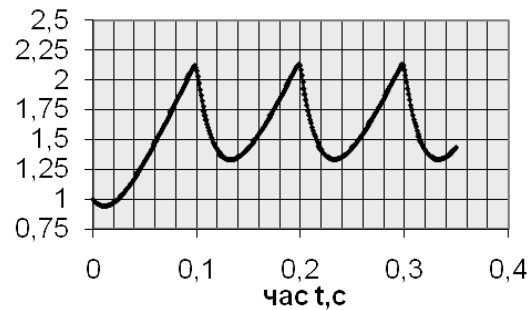
Рисунок 3.17 – Розрахункові графіки зміни кутової швидкості обертання ротора електродвигуна при частоті імпульсів тиску в гідроімпульсному приводі 10 Гц:
 а) – $\delta = 0,029$, $I_1 = 0,13$ кг·м²; б) – $\delta = 0,0203$, $I_1 = 0,29$ кг·м²

Відношення максимального моменту сил опору до номінального моменту електродвигуна



а)

Відношення максимального моменту сил опору до номінального моменту електродвигуна



б)

Рисунок 3.18 – Розрахункові графіки співвідношення максимального та номінального моментів на валу електродвигуна при частоті імпульсів тиску в гідроімпульсному приводі 10 Гц: а) – $L_{\text{дmax}}/M_{\text{н}} = 2,3$, $I_1 = 0,13 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; б) – $L_{\text{дmax}}/M_{\text{н}} = 2,1$, $I_1 = 0,29 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Вирішити проблему перевантаження електродвигуна можна двома шляхами: збільшити потужність електродвигуна приводу або збільшити момент інерції обертової частини електромеханічної системи [110]. Перший варіант використовувати недоцільно, оскільки це збільшить енерговитрати при використанні установки в технологічних процесах на виробництві.

Збільшення інерційних параметрів обертових мас електромеханічної системи можна здійснити шляхом встановлення на валу електродвигуна маховика, інерційні параметри якого забезпечать його роботу із заданими показниками. Необхідний момент інерції маховика можна визначити, провівши повторні обчислення із збільшенням I_n на ΔI до тих пір, поки розрахункові значення δ_M та $L_{\text{max}}/M_{\text{н}}$ будуть задовольняти умови $L_{\text{дmax}}/M_{\text{н}} \leq M_{\text{max}}/M_{\text{н}}$ та $\delta_M \leq 0,02$.

З розрахункових даних зміни кутової швидкості обертання ротора електродвигуна та коефіцієнта його перевантаження при роботі гідроімпульсного приводу з частотою 10 Гц та за умови збільшення інерційних параметрів обертових мас системи (див. рис. 3.17б і 3.18б) видно, що при встановленні на валу електродвигуна приводу маховика з моментом інерції $I_M = I_1 - I_{\text{сл,дв}} = 0,29 - 0,13 = 0,16 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ кутова швидкість вала електродвигуна у встановленому режимі роботи змінюється в межах від 149 до 152,05 рад/с, визначаючи коефіцієнт нерівномірності обертання електродвигуна $\delta_M = 0,0203$, а максимальний коефіцієнт перевантаження

системи складає 2,13. Такі значення коефіцієнтів нерівномірності обертання та перевантаження в сукупності забезпечують виконання технічних вимог до роботи електронасосної системи приводу.

3.6 Аналіз осцилографічних записів роботи електромеханічної системи приводу в умовах нерівномірного навантаження

Для проведення дослідження зміни частоти обертання вала електродвигуна при збільшенні тиску в напірному об'ємі приводу було використано датчики тиску KOBOLD SEN 8701-165 та переміщення TURK Ni8-M18-LiU. Датчик тиску встановлювався в напірній частині гідроімпульсного приводу (див. рис. 3.8), а датчик переміщень було встановлено таким чином, щоб забезпечити можливість проходження крізь його робочу зону металевих накладок, встановлених на лопатях охолоджуючого вентилятора електродвигуна (рис. 3.19).

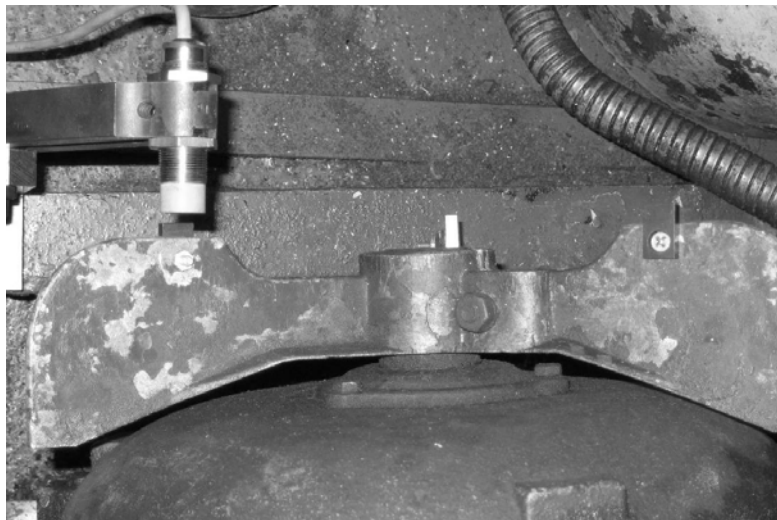


Рисунок 3.19 – Встановлення датчика TURK Ni8-M18-LiU та металевих накладок

Осцилограма, наведена у першому вікні (рис. 3.21), показує зміну тиску в напірній частині протягом одного циклу спрацювання генератора імпульсів тиску приводу. Піки осцилограми, наведеної у другому вікні, відповідають проходженню крізь робочу зону датчика переміщень лопатей вентилятора. Враховуючи час Δt_i між піками осцилограми і кількість лопатей вентилятора $n = 3$, можна визначити період обертання вала електродвигуна (рис. 3.20), а саме $T_{в.ел} = \Delta t_{сер} \cdot n = 3 \cdot \Delta t_{сер}$. Ця величина дозволяє визначити частоту обертання вала електродвигуна $f = 1/T_{в.ел}$ і, відповідно, його кутову швидкість $\omega = 2\pi \cdot f$.

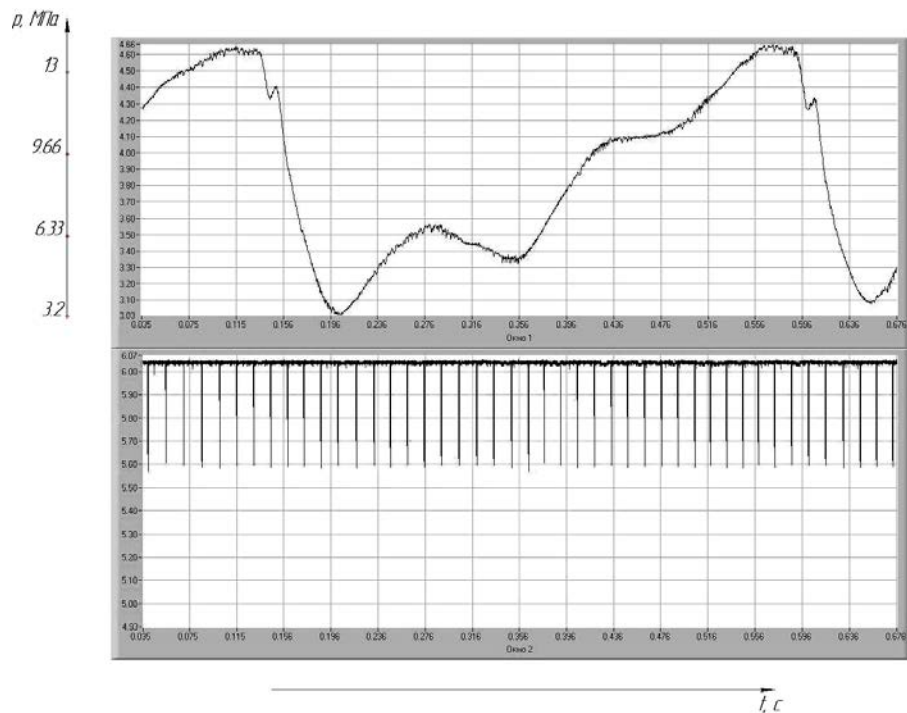


Рисунок 3.20 – Осцилограми зміни тиску в напірній частині приводу та частоти обертання вала електродвигуна

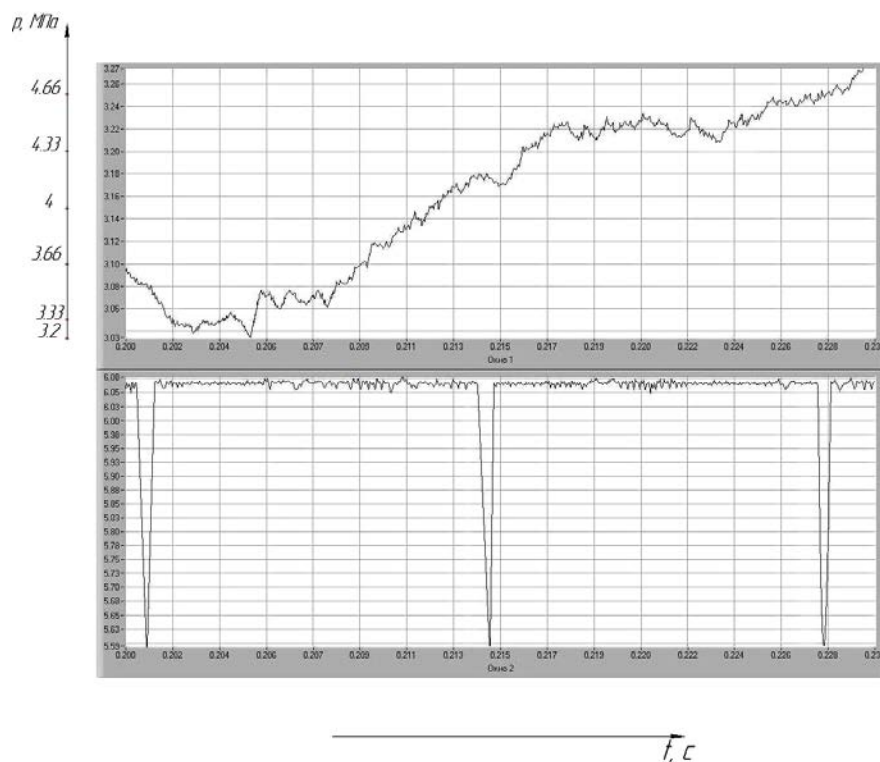


Рисунок 3.21 – Осцилограми зміни тиску в напірній частині приводу та періоду обертання вала електродвигуна в часовому інтервалі 0,2–0,23 с

Із частини осцилограми в часовому інтервалі 0,2...0,23 с зі зменшеним часовим інтервалом вимірювань можна визначити час $\Delta t_{\text{сер}}$ проходження лопатей вентилятора крізь робочу зону датчика. На зображеній частині осцилограми $\Delta t_1 = 0,0134$ с, а $\Delta t_2 = 0,0135$ с, а отже $\Delta t_{\text{сер}} = (\Delta t_1 + \Delta t_2)/2 = 0,01345$ с. Відповідно, максимальна кутова швидкість вала електродвигуна становить $\omega_{\text{max}} = 2\pi/3\Delta t_{\text{сер}} = 155,06$ рад.

На зображеній на рис. 3.22 частині осцилограми в часовому діапазоні 0,556...0,587 видно, що при роботі приводу в режимі підвищеного навантаження (тиск в напірній частині приводу складає близько 14 МПа) час $\Delta t_{\text{сер}}$ проходження лопатей вентилятора крізь робочу зону датчика зростає. Час $\Delta t_1 = 0,0142$ с, а $\Delta t_2 = 0,014$ с, звідки $\Delta t_{\text{сер}} = (\Delta t_1 + \Delta t_2)/2 = 0,0141$ с. Відповідно, мінімальна кутова швидкість вала електродвигуна в режимі підвищеного навантаження становить $\omega_{\text{max}} = 2\pi/3\Delta t_{\text{сер}} = 149,5$ рад.

Проведені попередні розрахунки дозволяють зробити висновок про присутність коливань значення кутової швидкості в залежності від зміни силових режимів роботи електромеханічної частини гідроімпульсного приводу.

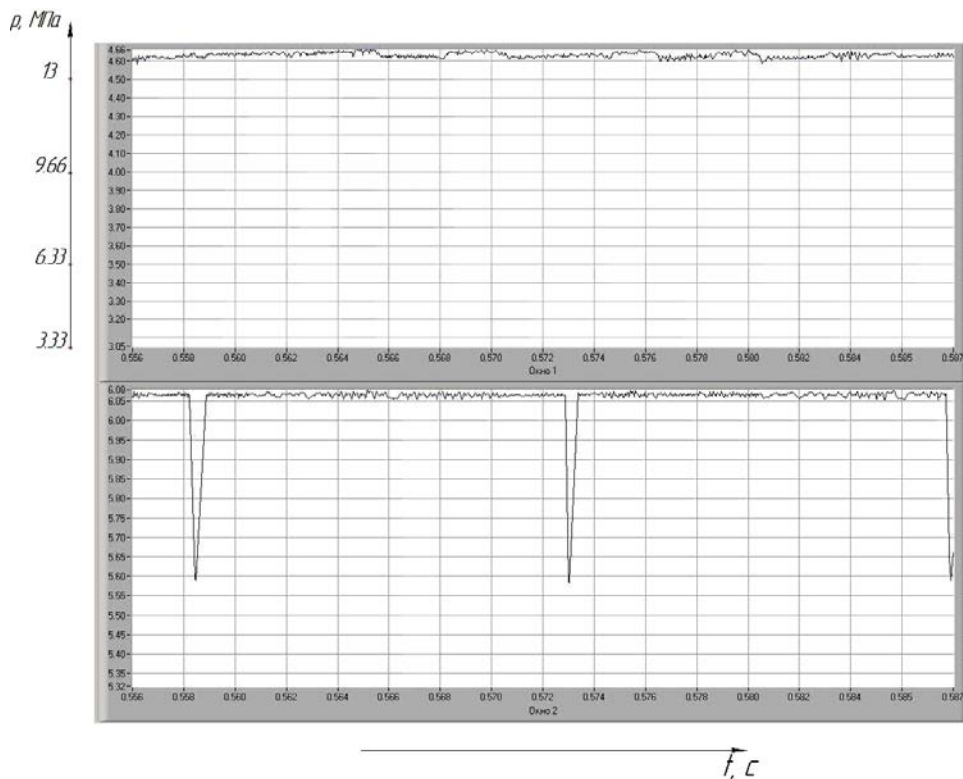


Рисунок 3.22 – Осцилограма зміни тиску в акумулювальному об’ємі приводу та частоти обертання вала електродвигуна в часовому інтервалі 0,556...0,587 с.

3.7 Розробка методики проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

Основними параметрами, необхідними для проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання з гідроімпульсним приводом для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв, значення яких було встановлено експериментально чи аналітично і, відповідно, має бути витримане конструктивними параметрами приводу для забезпечення його стабільної та надійної роботи, є [51, 62]: робочі тиски спрацювання генератора імпульсів тиску приводу p_1, p_2 , МПа; частота імпульсних навантажень пресованого матеріалу f , Гц; циклограма зміни тиску в напірній частині приводу; загальний ККД електромеханічної частини приводу $\eta_{\text{заг}}$; довжини l_0, l_1, l_3 , м та площі f_0, f_1, f_3 , м² поперечного перерізу гідроліній напірної частини приводу; максимальний об'єм напірної частини приводу W_{amax} , м³; максимальний об'єм гідроциліндра приводу $W_{\text{цmax}}$, м³; допустимий коефіцієнт нерівномірності руху ротора електродвигуна δ .

Додаткові необхідні дані для проектного розрахунку будуть виділені далі по мірі їх використання. Всі розрахункові параметри та залежності відповідають використаним в 3-му розділі цієї роботи.

При виборі електродвигуна приводу необхідно визначити його динамічні та силові характеристики, а саме: частоту обертання ротора та, відповідно, крутний момент на вихідному валу. Перевагою низькочастотних електродвигунів є значний крутний момент на валу ротора, але, як видно з рівняння (3.50), в такому разі при проектуванні приводів необхідно використовувати гідронасоси із значною повною подачею Q_n , що мають більші габаритні розміри і в поєднанні з великими габаритними розмірами власне електродвигунів накладатимуть певні просторові обмеження при компонуванні електромеханічної системи приводу та вимагатимуть підсилення несучої конструкції. В свою чергу високочастотні двигуни обмежені у використанні відносно низьким крутним моментом на валу ротора, що з урахуванням значної величини моменту сил опору під час набору тиску в системі гідроімпульсного приводу до величини p_1 спрацювання генератора імпульсів тиску викликатиме їх значне перевантаження. Крім того, при використанні високочастотних електродвигунів для забезпечення достатньої швидкості набору тиску в напірній частині приводу достатнім буде викорис-

тання гідронасосів із незначною повною подачею Q_n , що, в свою чергу, значно обмежить силові характеристики приводу. Тому нами зроблено висновок про доцільність використання для проектування електромеханічної частини гідроімпульсного приводу асинхронних електродвигунів з синхронною частотою обертання вихідного вала 1500 об/хв.

Розрахунок необхідної потужності електродвигуна приводу вимагає попереднього визначення повної подачі гідронасоса, при виборі якого мають бути враховані частотні параметри робочих режимів вібраційного обладнання з гідроімпульсним приводом. Це необхідно для забезпечення достатньої швидкості набору тиску в напірній частині приводу. Для розрахунку подачі гідронасоса можна використати таке рівняння [28, 29]:

$$Q_{н1} = p \frac{f_0 \cdot f_1}{t_{н.т} \cdot K}. \quad (3.50)$$

Для проектних розрахунків необхідно враховувати повний об'єм гідроциліндра приводу. При виборі максимально допустимого часу набору тиску $t_{н.т}$ слід взяти до розрахунку встановлений технологічно період робочого циклу $T = 1/f$, що забезпечить додатковий запас «міцності» електромеханічної системи. При підключенні генератора імпульсів тиску за схемою «на виході» циклограма зміни тиску на виході з насоса буде аналогічною, наведеній на рис. 3.9, а середній тиск може бути розрахований за формулою (3.33).

Отже, матимемо

$$q = p_{сеп} \frac{W_{гц.маx} + l_0 f_0 + l_1 f_1 + l_3 f_3}{T \cdot K \cdot n_{дв}}. \quad (3.51)$$

Розрахунки необхідної потужності електродвигуна гідроімпульсного приводу з урахуванням вищенаведеного можна здійснювати за формулою

$$N_n = \frac{p_{сеп}^2 \cdot (W_{гц.маx} + l_0 f_0)}{T \cdot K \cdot \eta_{заг}}. \quad (3.52)$$

В розділі 3.5 було проведено детальний аналіз роботи електромеханічної системи в умовах нерівномірного навантаження і обґрунтовано необхідність збільшення її інерційних параметрів для забезпечення роботи електродвигуна з коефіцієнтом нерівномірності руху не більше допустимого значення та без перевантажень. Визначення моменту інерції додаткової оберткової маси в електромеханічній системі приводу можна здійснити за алгоритмом, блок-схема якого наведена на рис. 3.23.

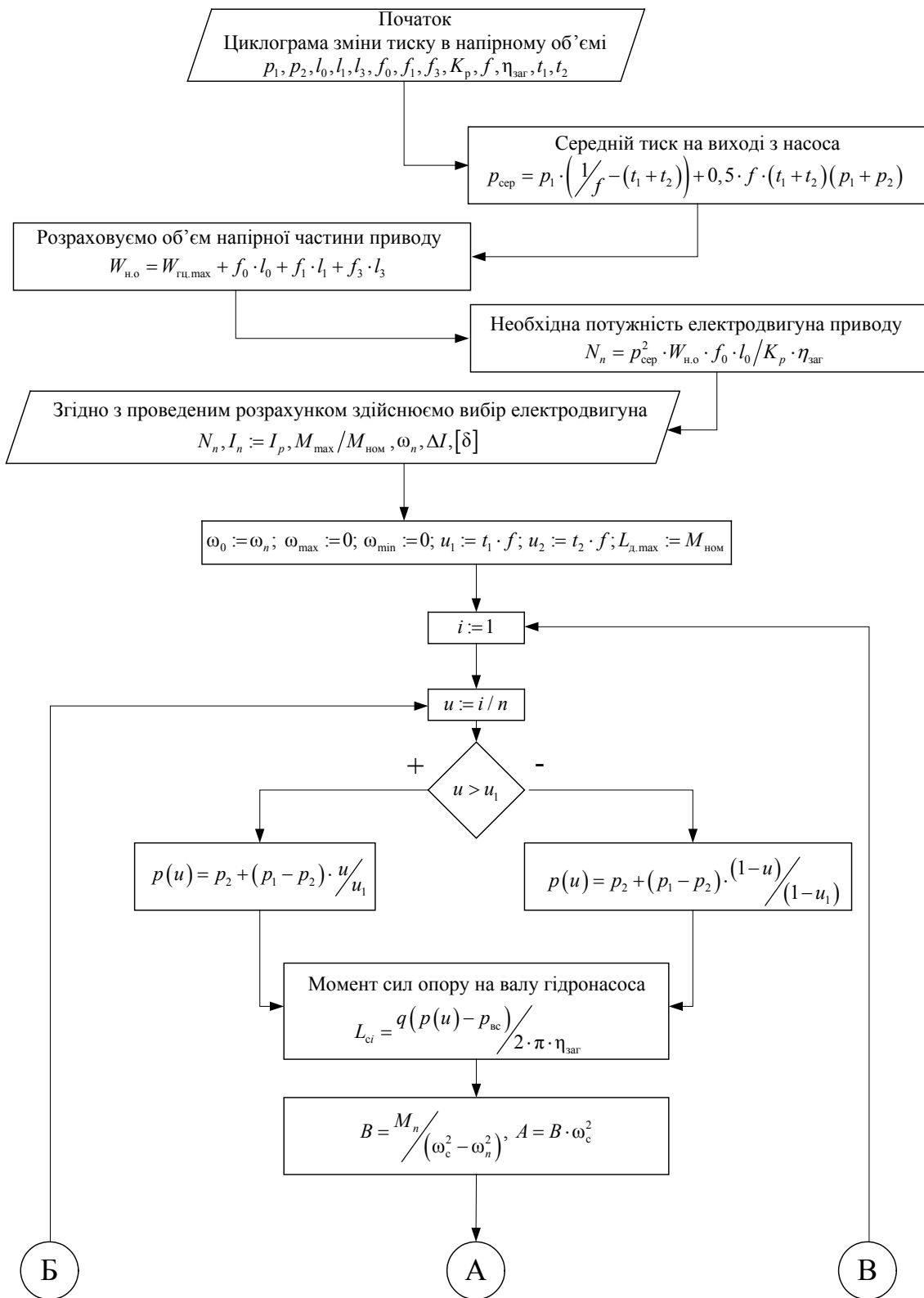


Рисунок 3.23 – Блок-схема алгоритму розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу

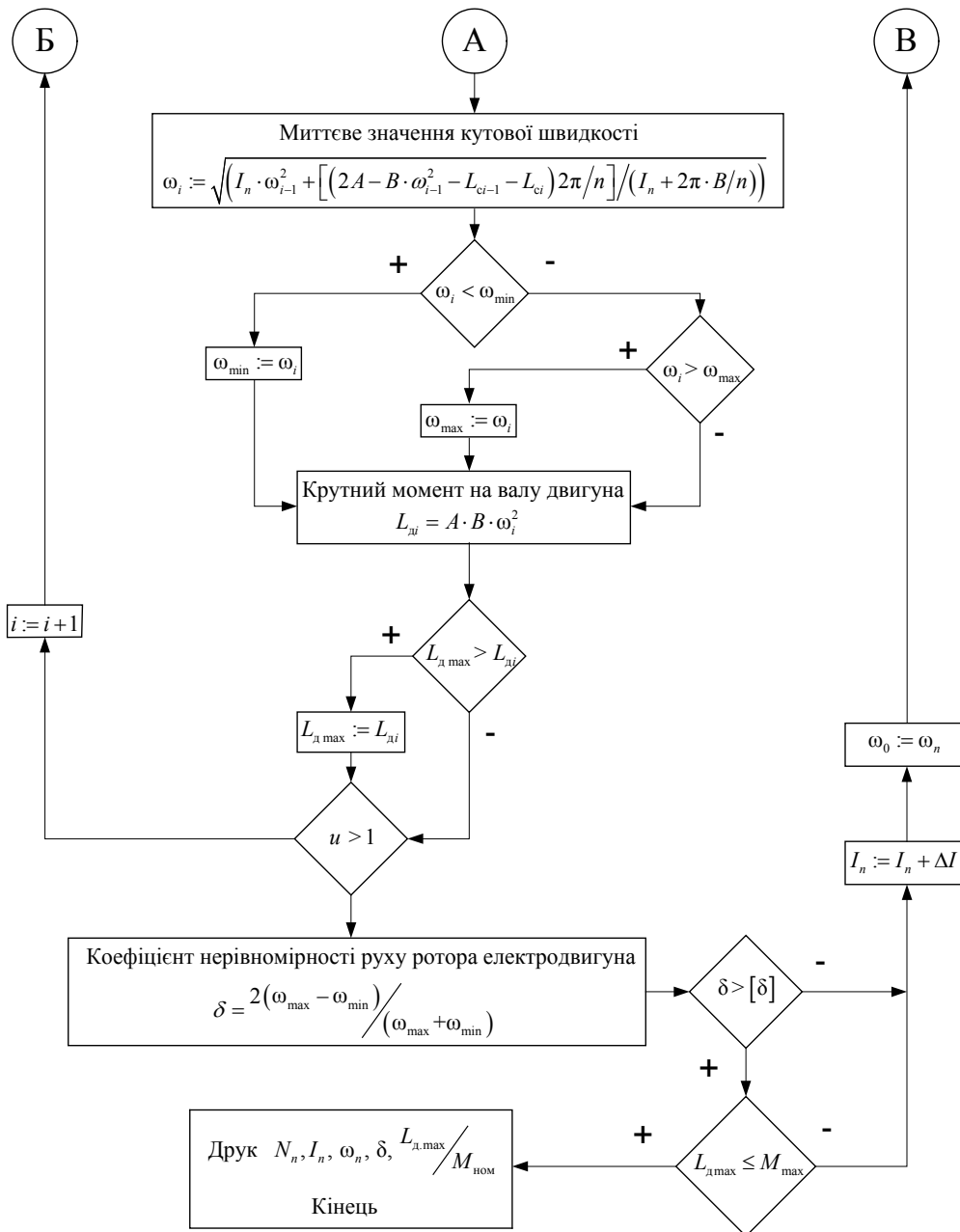


Рисунок 3.23 – Блок-схема алгоритму розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу (продовження)

Запропонований алгоритм розрахунку дозволяє одночасно визначити зміну кутової швидкості обертових мас електромеханічної системи, моменту сил опору на валу гідронасоса, що може бути використано при проведенні проектних розрахунків на міцність та надійність елементів приводу. Для реалізації розрахунків згідно з алгоритмом доцільно використовувати електронно-обчислювальну техніку. Запропонована методика може бути використана як для проектних, так і для проведення перевірочних розрахунків гідроімпульсних приводів і для гідроприводів інших типів, що мають циклічний режим зміни робочих навантажень, який описується відповідними циклограмами зміни робочого тиску на виході з гідронасоса.

РОЗДІЛ 4

НОВІ КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗНЕВОДНЕННЯ ВТОРИННИХ ПРОДУКТІВ ХАРЧОВИХ ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ

Для реалізації процесів вібраційного та віброударного зневоднення пропонується принципова гідрокінематична схема вібраційної установки для зневоднення відходів харчових переробних виробництв [41], показана на рис. 4.1.

На станині 1 установки встановлено вузол вібраційного приводу, що складається з основного гідроциліндра 2 з плунжером, приєднаним до рухомої ланки 3, що зв'язана із станиною пружними елементами повернення 6, ряду вальців 8, системи відведення вологи 7, допоміжних гідроциліндрів приводу статичного навантаження 4, рухомої траверси 5 з інерційною масою, на якій змонтовано плиту з рядом вальців 9, що охоплені стрічкою 16. Також на станині 1 встановлено ланцюговий транспортний конвеєр 10, на армованій гумово-тканевій стрічці 16 якого змонтований ряд металевих пластин 11 з боковими стінками для утримання пресованого матеріалу та дренажними отворами в них (див. переріз А-А, вид Б). Ланцюг 12 приводить конвеєр у рух тяговими зірочками 13 від електродвигуна 14. Гідроімпульсний привід вібраційної ланки 3 містить насос 17 з фільтром 18 у всмоктувальній лінії, з'єднаний з електродвигуном 37, на валу якого встановлено маховик 38, через пружну муфту 36, регулятор витрат 20, запобіжний клапан 23, двоходовий двопозиційний гідророзподільник з електричним керуванням 21 і генератор імпульсів тиску 22, що монтується на корпусі гідроциліндра 2. Допоміжний привід складається з насоса 24, фільтра 25 у напірній лінії, запобіжного клапана 26 та чотириходового трипозиційного розподільника 27 з електричним керуванням.

На транспортний конвеєр суміш подається додатковим конвеєром подачі 28, змонтованим на рамі 29, привод обертального руху якого вміщує в собі електродвигун 30 з барабаном 31. Виведення відпресованої суміші з конвеєра 10 виконується додатковим вивідним конвеєром 32, встановленим на рамі 33, що також має окремий привід, до якого входять барабан 34 та електродвигун 35. Електродвигуни приводів зблоковані з електромагнітами розподільників 27 і 21 та з реле часу (на схемі не показано).

Робочий цикл установки здійснюється таким чином. Вмикаються насоси 17 та 24. Волога маса подається на стрічку конвеєра 10. Спрацьовує реле часу і вмикаються електродвигуни 14, 30, 35, гідророзподільники 27 і 21 вмикаються відповідно в середню та ліву за схемою позиції, внаслідок чого робоча рідина з порожнини гідроциліндра 2 зливається в резервуар, а вібраційна ланка 3 пружинами 6 притискається до наплічників поперечини станини. Робоча рідина через гідророзподільник 27 надходить у штокову порожнину гідроциліндрів 4 і траверса 5 піднімається в крайнє верхнє положення, що визначається обмежувачами, які встановлюються на напрямні колони. Порція вологого матеріалу конвеєром 28 подається на конвеєр 10 і далі у зону зневоднення. Після чого спрацьовує реле часу і електродвигуни 14, 30, 35 вимикаються, а розподільники 27 та 21 перемикаються в нижню та ліву позиції відповідно. Робоча рідина від насоса 24 через гідророзподільник 27 подається в поршневу порожнину гідроциліндрів 4, які через траверсу 5 створюють в зоні зневоднення статичне зусилля.

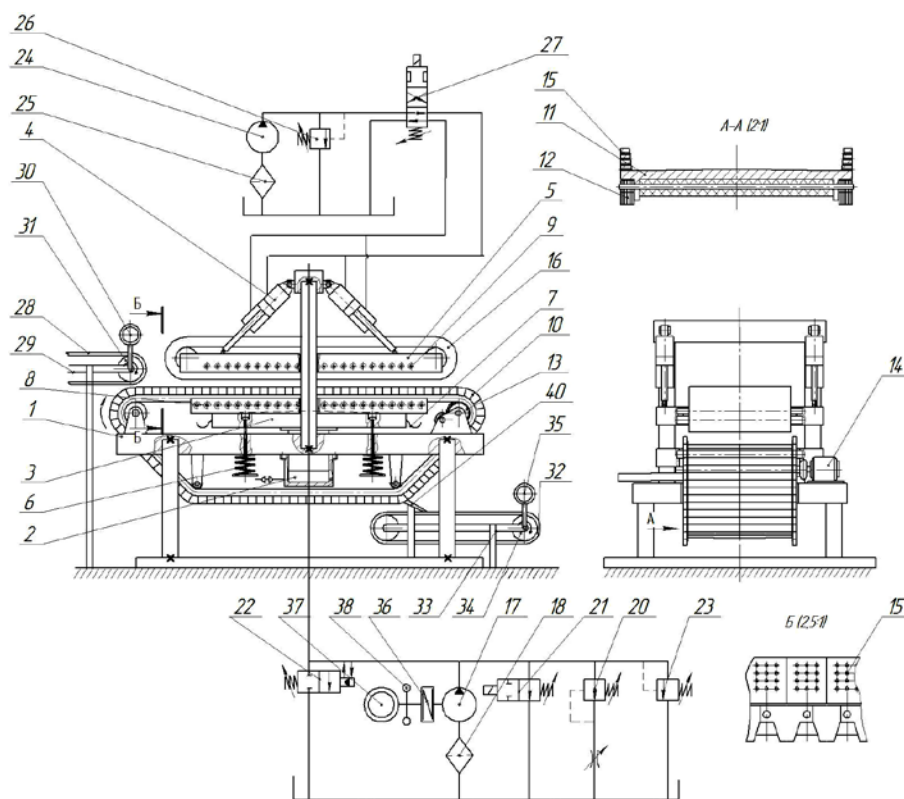


Рисунок 4.1 – Принципова гідрокінематична схема вібраційної установки для неперервного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

В гідроімпульсному приводі установки робоча рідина від насоса 17 подається в напірний об'єм приводу, після зростання тиску в гідросистемі до величини p_{\max} спрацьовує генератор імпульсів тиску 22 (цикл спрацювання генератора імпульсів тиску на відкриття див. 2 розділ). Вібраційна ланка приводу в той же час здійснює робочий хід, що починається після зростання тиску в гідросистемі до величини, достатньої для подолання сил опору пружин пружного повернення 6 і приводу статичного навантаження. Після відкриття генератора імпульсів тиску вібраційна ланка 3 починає зворотний хід, робоча рідина з напірного об'єму йде на злив, а тиск у гідросистемі падає до значення p_{\min} закриття генератора імпульсів тиску. Далі робочий цикл гідроімпульсного приводу повторюється встановлену кількість разів до необхідного зневоднення матеріалу. Волога, яка видаляється з матеріалу, через дренажні отвори 15 витікає на вібраційну ланку 3 і через зливну систему 7 виводиться з установки. Відтак волога маса піддається вібраційному зневодненню, яке реалізується сукупністю статичного (від траверси 5) та імпульсного (від вібраційної ланки 3) навантажень.

Така конструкція установки дозволить забезпечити безперервний процес зневоднення рослинної маси. Вібраційну установку для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв можна віднести до конструктивного підкласу пресового обладнання – інерційних вібропресмашин, яке створено на основі гідроімпульсного приводу [48] і призначено для обробки матеріалів шляхом вібраційного силового впливу. При проектуванні промислових зразків такого обладнання варто згадати про конструктивну спадковість, що полягає в подібності принципів гідрокінематичних схем, конструктивних рішень основних вузлів та їх компоновання. В гідросистемі інерційних вібропресмашин типово передбачається використання насосних станцій основного (гідроімпульсного) та допоміжного (статичного навантаження) приводів з насосами постійної подачі. Гідроімпульсний привод містить керуючий гідророзподільник, регулятор витрат, запобіжний клапан, генератор імпульсів тиску та гідроциліндр. Привід додаткового статичного навантаження, окрім гідронасоса, також містить керуючий гідророзподільник, запобіжний клапан і гідроциліндри. Можливі схеми підключення та порядок спрацювання гідроімпульсного та додаткового приводів наведено та детально описано в 2 розділі.

У порівнянні з типовими інерційними вібропресмашинами вібраційна установка має такі відмінності:

- установку обладнано трьома транспортними конвеєрами – основним (транспортування пресованого матеріалу безпосередньо в зоні переробки) та двома додатковими для подачі матеріалу на основний конвеєр та відведення з нього;
- установку оснащено системою виведення вологи, змонтованою на нижній частині станини установки, а в стрічці основного транспортного конвеєра передбачено дренажні отвори;
- на валу електродвигуна гідроімпульсного приводу передбачено встановлення маховика для підвищення рівномірності його роботи.

Установка, принципова конструктивна схема якої наведена на рис. 4.1, може працювати як в безперервному, так і в циклічному режимі.

Для забезпечення циклічного процесу зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв можна також використати установку, конструктивна схема якої зображена на рис. 4.2.

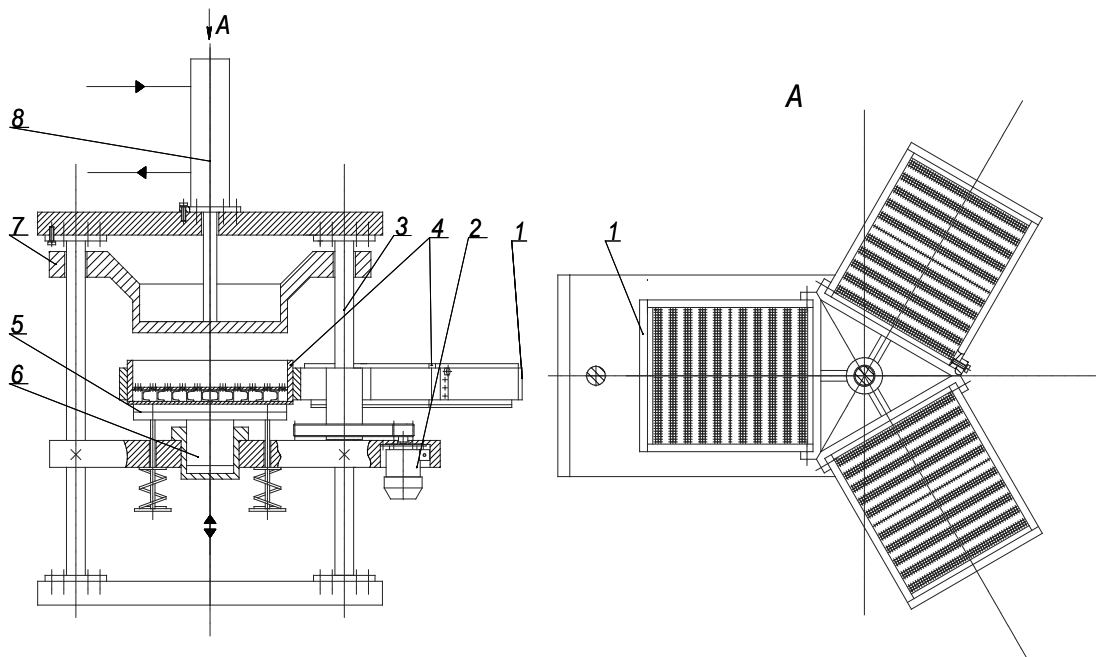


Рисунок 4.2 – Конструктивна схема роторної установки для циклічного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв

Відмінність такої конструктивної схеми від розглянутої раніше полягає в тому, що матеріал, який зневоднюється, подається в робочу зону окремими порціями в піддонах 4, що мають подвійне дно з ребрами жорсткості і дренажними отворами в верхній частині. Піддони вміщуються в рухомий корпус 1 роторного механізму, який змонтований на колонах 3 станини і приводиться в рух електродвигуном 2 через зубчасту передачу. Введені в робочу зону установки піддони розміщуються на вібраційній ланці 5, яка, як і в попередньому випадку, жорстко закріплена на поршні основного гідроциліндра гідроімпульсного приводу 6. Для цієї установки може бути використано гідроімпульсний привод такої ж конструкції, як і для попередньої, тому детальне його описання і конструкція тут не наводяться. Статичне навантаження на матеріал забезпечуватиметься рухомою ланкою 7, яка вводитиметься в робочу зону на початку циклу зневоднення за допомогою штока гідроциліндра 8 і, відповідно, виводитиметься після його завершення для видалення порції зневодненої маси і введення наступної. Як і конструкція гідроімпульсного приводу, конструкція приводу статичного навантаження може бути аналогічною конструкції приводу, розглянутого раніше.

Трисекційна конструкція роторного механізму установки дозволить забезпечити одночасність процесів зневоднення, видалення та завантаження рослинної маси, що сприятиме скороченню загального циклу технологічного процесу зневоднення.

ВИСНОВКИ

В монографії запропоновано розв'язання актуальної науково-технічної задачі – створення нового гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв з метою зниження загальних енергозатрат на отримання сухих кормів.

Аналіз відомих процесів зневоднення жому цукрового буряка та відповідного обладнання показав, що для зменшення енергетичних витрат і, відповідно, собівартості зневодненого жому необхідно підвищити ефективність процесів його механічного зневоднення.

Експериментально підтверджено більш високу ефективність вібраційного та віброударного способів механічного зневоднення в порівнянні з існуючими способами механічного зневоднення, а також визначено, що найбільш технологічно ефективним режимом є режим зневоднення з накладанням вібрацій частотою 50 Гц і тиском в робочих порожнинах циліндрів приводу статичного навантаження 0,5 МПа та гідроімпульсного приводу – 4 МПа, який дозволяє отримати зневоднений продукт з вмістом сухих речовин 31,4%.

Запропоновані динамічні та математичні моделі прямого і зворотного переміщень рухомих елементів нового гідроімпульсного приводу обладнання для зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв на основі його структурної схеми. За допомогою числового аналізу отримано розрахункові залежності частоти спрацювання приводу та зміни в часі поточних координат рухомих ланок і деформації гідравлічної ланки від тиску спрацювання генератора імпульсів тиску, сумарного технологічного навантаження, подачі гідронасоса приводу і площі прохідного перерізу дроселя сервоприводу.

За структурною схемою електромеханічної частини гідроімпульсного приводу складено математичну модель руху її обертових частин та на основі осцилограми зміни тиску в напірній частині приводу досліджено нерівномірність їх руху. Визначено, що в окремі періоди циклу спрацювання гідроімпульсного приводу його електромеханічна частина працює з недопустимим перевантаженням, для усунення якого необхідно збільшувати її інерційні параметри, та розроблено методику її проектного розрахунку, що може бути використана для проектування нового обладнання з гідроімпульсним приводом та іншого гідравлічного обладнання із встановленими циклічними режимами роботи.

Результати експериментів на дослідному зразку вібраційного обладнання показують, що використання нового генератора імпульсів тиску дозволяє забезпечити роботу установки в найбільш технологічно ефективних режимах вібраційного і віброударного навантажень.

ЛІТЕРАТУРА

1. А. с. 1638026 СССР. МПК⁵ В 30 В 9/18. Шнековый пресс для отжима растительного сырья / П. П. Липнягов, А. В. Иваненко, В. Ф. Лысяк, О. К. Пугаченко, В. П. Радей (СССР). – № 4457395; заявл. 08.07.1988; опубл. 30.03.1991, Бюл. № 12.

2. А. с. 1523395 СССР. МПК⁴ В 30 В 9/12. Шнековый пресс / С. Н. Исаханов, В. И. Фомин, О. Р. Крищев, Г. И. Проценко, Н. И. Пройдак, В. Н. Мумыга, В. И. Рига (СССР). – № 4196722; заявл. 17.02.1987, опубл. 23.11.1989, Бюл. № 43.

3. А. с. 1639971 СССР. МПК⁵ В 30 В 9/18. Шнековый пресс для отжима / М. В. Орешкина, В. М. Ульянов (СССР). – № 4605033; заявл. 14.11.1988, опубл. 07.04.1991, Бюл. № 13.

4. А. с. 1194689 СССР. МПК⁴ В 30 В 9/14. Пресс для отжима жидкости преимущественно из растительных материалов / Ю. Ф. Новиков, В. Д. Сабсай, И. А. Зильбер (СССР). – Опубл. 1985, Бюл. № 44.

5. А. с. 1459936 СССР. МПК⁴ В 30 В 9/14. Шнековый пресс для отжима жидкости / Ю. А. Заяц, Ю. В. Мыкал, А. В. Лысыков (СССР). – № 3779650; заявл. 09.08.1984, опубл. 30.11.1985, Бюл. № 7.

6. А. с. 1831432 СССР. МПК⁵ В 30 В 9/14. Винтовой пресс для отжима жидкости из материала преимущественно свекловичного жома / Тегтмейер Курт, Люрс Херманн, Вернер Вольфганг (СССР). – № 4356207; заявл. 02.08.1988, опубл. 30.07.1993, Бюл. № 28.

7. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода: справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – К. : Техніка, 1977. – 320 с.

8. Андронов А. М. Теория вероятностей и математическая статистика : учебник для вузов / А. М. Андронов, Е. А. Копытов, Л. Я. Гринглаз – СПб. : Питер, 2004. – 461 с.

9. Антуфьев В. Т. Современные способы размораживания рыбы [электронный ресурс] / В. Т. Антуфьев, В. В. Пеленко, О. В. Бычихин // Электронный научный журнал : Процессы и аппараты пищевых производств – Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2010 – № 2. (<http://processes.open-mechanics.com/>)

10. Архіпчук М. Р. Швидкодіючий генератор імпульсов тавлення для управління гидроімпульсними поводами вібраційних технологічних машин: дис... канд. техн. наук: 05.02.03 / Архіпчук Марія Романівна, Вінницький національний технічний ун-т. – Вінниця, 2006. – 221 с.
11. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков – М. : Наука, 1968. – 559 с.
12. Бабичев А. П. Вибрационные станки для обработки деталей / А. П. Бабичев, В. Б. Трунин, Ю. Самодумский – М. : Машиностроение, 1984. – 168 с.
13. Баранов В. Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы / В. Н. Баранов, Ю. Е. Захаров – М. : Машиностроение, 1977. – 326 с.
14. Бартенев В. Д. Разработка машины для съема плодов со срезанных ветвей облепихи / В. Д. Бартенев // Ползуновский альманах. – 2005. – № 1. – С. 16–17.
15. Бауман В. А. Вибрационные машины и процессы в строительстве / В. А. Бауман, Н. Н. Быховский – М. : Высшая школа, 1977. – 255 с.
16. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.
17. Бочаров Ю. А. Гидропривод кузнечно-прессовых машин / Ю. А. Бочаров, В. Н. Прокофьев – М. : Высшая школа, 1969. – 248 с.
18. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин / Ю. А. Бочаров // Машины и технология обработки металлов давлением : – М : 1980. – № 335. – С.12-40. – (тр. МВТУ № 335)
19. Быховский И. И. Основы теории вибрационной техники / И. И. Быховский – М. : Машиностроение, 1969. – 364 с.
20. Буренков Н. А. Интенсификация технологических процессов в пищевой промышленности при помощи низкочастотных колебаний / Н. А. Буренков. – К. : Техника, 1969. – 194 с.
21. Вибрации в технике : справочник. В 6-ти т. / [Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.)] – М. : Машиностроение, 1979. – Т. 2. Колеба-

ния нелинейных механических систем / [Под ред. Н. И. Блехмана]. – 1979. – 351 с.

22. Вибрации в технике : справочник. В 6-ти т. / [Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.)] – М. : Машиностроение, 1979. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / [Под ред. Э. Э. Левендела] – 1981. – 509 с.

23. Вибрационные машины в рыбной промышленности / [С. А. Асейнов, К. Д. Декин, С. И. Медведик, А. В. Терентьев]. – М. : Пищевая промышленность, 1974. – 97 с.

24. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов : справочник / Под ред. В. А. Баумана, Н. И. Быховского и Б. Г. Голдштейна. – М. : Машиностроение, 1970. – 548 с.

25. Вострухина Н. П. Сахарная свекла: качество корнеплодов и выход сахара / Н. П. Вострухина, Н. П. Вострухин – Минск : Ураджай, 1997. – 133 с.

26. Вострухин Н. П. Сахарная свекла - качество корнеплодов и выход сахара / Н. П. Вострухин, Н. П. Вострухина – Минск : Юнипак, 2007. – 206 с.

27. Вторичные материальные ресурсы пищевой промышленности. (Образование и использование) : справочник. – М. : Экономика, 1984. – 328с.

28. Гавриленко В. А. Гидравлический привод / В. А. Гавриленко – М. : Машиностроение, 1968. – 234 с.

29. Георгиевский Д. В. Устойчивость процессов деформирования вязкопластических тел / Д. В. Георгиевский – М. : «УРСС», 1998. – 176 с.

30. Гидравлика и гидропривод : учебник для вузов / [В. Г. Гейер, В. С. Дулин, А. Г. Боруменский, А. Н. Заря]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1981, – 295с.

31. Глушак Б. Л. Исследование прочности материалов при динамических нагрузках / Б. Л. Глушак, В. Ф. Куропатенко, С. А. Новиков – Новосибирск : Наука, 1992. – 294 с.

32. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика : учеб. пособие для вузов / В. Е. Гмурман. – 9-е изд., стер. – М. : Высшая школа, 2003. – 479 с.
33. Голубева О. В. Курс механики сплошных сред. Учеб. пособие для педвузов / О. В. Голубева – М. : Высшая школа, 1972. – 368 с.
34. Гончаревич И. Ф. Вибрационная техника в пищевой промышленности / И. Ф. Гончаревич, Н. Б. Урьев, М. А. Галейник – М. : Пищевая промышленность, 1977. – 278 с.
35. Гончаревич И. Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов – М. : Наука, 1981. – 320 с.
36. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия / И. Г. Горячева – М. : Наука, 2001. – 478 с.
37. Гребенюк С. М. Технологическое оборудование сахарных заводов / С. М. Гребенюк. – М. : Пищевая промышленность, 1969. – 528 с.
38. Гребенюк С. М. Технологическое оборудование сахарных заводов / С. М. Гребенюк – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982 г. – 470 с.
39. Декл. Пат. 67210А Україна, МПК⁷ В 30 В 9/18. Шнекова гідроімпульсна машина для неперервного зневоднення вологих мас / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, Ю. В. Булига, В. Д. Андрощук, О. В. Поліщук; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № 2003087545; заявл. 11.08.2003.; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
40. Декл. Пат. 9099 Україна, МПК⁷ В 30 В 9/18. Гідроімпульсна вібропресмашина для неперервного зневоднення вологих мас / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u20041210863; заявл. 28.12.2004.; опубл. 15.09.2005, Бюл. № 9.
41. Декл. Пат. 13226 Україна, МПК⁷ В 30 В 9/18. Вібропресмашина з гідроімпульсним приводом для неперервного зневоднення вологих мас / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. В. Поліщук; Заявник та патентовласник Вінницьк. нац. техн. університет. – №u 200509559; заявл. 11.10.2005.; опубл. 15.03.2006, Бюл. № 3.

42. Заблонский К. И. Детали машин / К. И. Заблонский – М., 1986. – 343 с.
43. Заика П. М. Вибрационные зерноочистительные машины. Теория и расчет / П. М. Заика – М. : Машиностроение, 1967. – 144 с.
44. Заяц Ю. А. Совершенствование технологических процессов в перерабатывающей промышленности / Ю. А. Заяц – К. : Урожай, 1991. – 191 с.
45. Заєць Ю. А. Диверсифікація бурякоцукрового виробництва на основі впровадження сучасної технології сушіння і гранулювання жому / Ю. О. Заєць, В. Г. Крамар // Харч. пром-сть. – 2005. – № 4. – С. 151–154.
46. Зимин Е. Н. Электрооборудование промышленных предприятий и установок : учеб. для техникумов / Е. Н. Зимин, В. И. Преображенский, И. И. Чувазов. – М. : Энергоиздат, 1981. – 553 с.
47. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.
48. Іскович-Лотоцький Р. Д. Вібраційна установка для зневоднення відходів харчових переробних виробництв / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. В. Поліщук // Збірник наукових праць. – Вінниця : ВДАУ. – 2006 . – № 1 – С. 44–49.
49. Іскович-Лотоцький Р. Д. Використання елементів паралельної кінематики в установках для віброобразивної обробки виробів складної форми / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжільевський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 3(55). – С. 66–68.
50. Іскович-Лотоцький Р. Д. Дослідження динаміки гідроімпульсного приводу вібраційної розкочувальної машини / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, В. І. Томчук // Прогрессивные технологии и системы машиностроения : межд. сб. научн. тр. – Донецк : ДонГТУ, 2000. – Выпуск № 12. – С. 42–52.
51. Іскович-Лотоцький Р. Д. Дослідження роботи електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. – № 2. – С. 71–75.

52. Експериментальна установка з ідроімпульсним приводом для вібраційного зневоднення вторинних продуктів харчових переробних виробництв / [Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов, О. В. Поліщук] // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 2. – С. 91 – 94.
53. Іскович-Лотоцький Р. Д. Застосування вібраційного гідроімпульсного приводу в сільськогосподарському виробництві / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – 2006. – № 1. – С. 178–181.
54. Іскович-Лотоцький Р. Д. Обґрунтування ефективності застосування віброударних та вібраційних процесів в харчовій переробній промисловості / Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов, О. В. Поліщук // Вібрації в техніці та технологіях. – 2008. – № 3. – С. 75–82.
55. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 338 с.
56. Іскович-Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севастьянов – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 291 с.
57. Іскович-Лотоцький Р. Д. Вібропресова машина для обезводнювання відходів харчових виробництв / Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севастьянов, В. Д. Андрощук // Вибрации в технике и технологиях. – 2002. – № 3(24). – С. 48–50.
58. Іскович-Лотоцький Р. Д. Вибрационные прессы: Обзор / Р. Д. Іскович-Лотоцький, И. Б. Матвеев – М. : НИИМаш, 1979. – 50 с.
59. Іскович-Лотоцький Р. Д. Машини вібраційного і віброударного действия / Р. Д. Іскович-Лотоцький, И. Б. Матвеев, В. А. Крат. – К. : Техніка, 1982. – 208 с.
60. Іскович-Лотоцький Р. Д. Методика проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного

обладнання // Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 1(53). – С. 32–35.

61. Искович-Лотоцкий Р. Д. Основы теории расчета и разработка процессов и оборудования для виброударного прессования заготовок изделий из порошковых материалов: дис. ... доктора. техн. наук: 05.03.05. / Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич – М., 1987. – 424 с.

62. Искович-Лотоцкий Р. Д. Особенности расчета электромеханических параметров привода импульсных вибропрессов-молотов / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, А. И. Мохнатюк // Вестник машиностроения. – 1991. – № 8. – С. 24–27.

63. Казаков Е.Д. Биохимия зерна и продуктов его переработки / Е. Д. Казаков, В. Л. Кретович – М. : Агропромиздат, 1989. – 386 с.

64. Казаков К. В. Разработка энергосберегающей технологии сушки свекловичного жома с исследованием параметров шнекового пресса: дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Казаков Константин Владимирович – К., 2002. – 156 с.

65. Караулов, Н. Е. Производство амидоминерального жома / Н. Е. Караулов, М. Г. Парфенопуло, В. Е. Скриплев. – М. : ЩТИИТЭИ Пищепром, 1978. – 38 с.

66. Кацман М. М. Электрические машины : учебник / М. М. Кацман – М. : Высшая школа, 1983. – 432 с.

67. Кіницький Я. Т. Короткий курс теорії механізмів та машин : підручник для інж.-техн. спец. вищих навч. закладів України / Я. Т. Кіницький – 2-е вид. перероб. І скор. – Львів : Афіша, 2004. – 272 с.

68. Кислухина О. В. Биотехнологические основы переработки растительного сырья / О. В. Кислухина, И. И. Кюдулас. – Каунас, «Технология», 1997. – 184 с.

69. Козьмина Н. П. Биохимия зерна и продуктов его переработки / Н. П. Козьмина – М. : Колос, 1976. – 375 с.

70. Кохманюк С. С. Колебания деформируемых систем при импульсных и подвижных нагрузках / С. С. Кохманюк, Е. Г. Янютин, Л. Г. Романенко. – К. : Наукова думка, 1980 – 231 с.

71. Коц І. В. Вібраційний гідропривод для пресування промислових відходів / І. В. Коц, О. В. Березюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – № 5. – С. 146–149.
72. Крамар В. Г. Вдосконалення пресово-дифузійної технології сокодобування в цукровому виробництві : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.18.12 «Процеси і апарати харчових виробництв» / В. Г. Крамар – Нац. ун-т харч. технологій. – К., 2003. – 20 с.
73. Кувыркин Г. Н. Термомеханика деформируемого твердого тела гари высокоинтенсивном нагружении / Г. Н. Кувыркин. – М. : Изд-во МГТУ, – 1993. – 142 с.
74. Лезке Гарри В. Сушка и обезвоживание пищевых продуктов. / Лезке Гарри В. ; Пер. с англ. Под ред. М. А. Лыкова. – М. : Пищепромиздат, 1959. – 249 с.
75. Лунцен М. Основные процессы пищевых производств / Лунцен М., Мерсон Р. ; Пер. с англ. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1983. – 258 с.
76. Маскет М. Течение однородных жидкостей в пористой среде / М. Маскет ; Пер. с англ. М. А. Геймана – Москва-Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотичная динамика», 2004. – 628 с.
77. Матвеев И. Б. Выбор принципиальной схемы вибрационного пресса / И. Б. Матвеев // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 8. – с. 35–39.
78. Математическая теория планирования эксперимента / [С. М. Ермаков, В. З. Бродский и др.] ; под. ред. С. М. Ермакова. – М. : Наука, 1983. – 392 с.
79. Мачихин Ю. А. Инженерная реология пищевых материалов / Ю. А. Мачихин, А. С. Максимов. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 212 с.
80. Машиностроительный гидропривод / [Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др.] / Под ред. В. Н. Прокофьева. – М. : «Машиностроение», 1978. – 495 с.
81. Машины и оборудование для прессования в сахарной промышленности / [М. У. Кацнельсон, Ю. Ю. Дербенев, Э. В. Островский, А. Н. Степанов]. – М. : Машиностроение, 1980. – 240 с.

82. Николаевский В. Н. Механика пористых и трещиноватых сред / В. Н. Николаевский. – М. : Недра, 1984. – 232 с.
83. Нечаев А. П. Пищевая химия / А. П. Нечаев, Е. Траубенберг, А. А. Кочеткова. – СПб. : ШОРД, 2001. – 592 с.
84. Обертюх Р. Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростола: дис. ... кандидата. техн. наук : 05.03.05 Обертюх Роман Романович. – М., 1986. – 313 с.
85. Опирский Б. Я. Новые вибрационные станки: Конструирование и расчет / Б. Я. Опирский, П. Д. Денисов – Львов : Світ, 1991. – 160 с.
86. Орлов В. Д. Производство сушеного свекловичного жома / В. Д. Орлов, А. С. Заборсин, Л. Яровой. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1983. – 112 с.
87. Падохин В. А. Физико-механические свойства сырья и пищевых продуктов : учеб. пособие / В. А. Падохин, Н. Р. Кокина. – Иван. гос. хим.-технол. ун-т., Институт химии растворов РАН. – Иваново, 2007. – 128 с.
88. Пановко Я. Г. Введение в теорию механического удара / Я. Г. Пановко. – М. : Наука, 1977. – 224 с.
89. Патент на корисну модель № 46373 Україна, МПК⁷ В30 В9/18. Кульковий двокаскадний генератор імпульсів тиску / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архіпчук, О. В. Поліщук; Заявник та патентовласник Вінницьк. нац. техн. університет. – № u200902968; заявл. 30.03.2009; опубл. 25.12.2009, Бюл. № 3.
90. Переработка продукции растительного и животного происхождения : [Под ред. Богомолова А. В.] – СПб. : ГИОРД, 2001. – 336 с.
91. Поліщук Є. С. Метрологія та вимірювальна техніка / Є. С. Поліщук. – Львів : Видавництво «Бескид Біт», 2003. – 544 с.
92. Получение сухого белкового корма из зерновой барды. – К. : Техника, 1979. – 193 с.

93. Порошковая металлургия жаропрочных сплавов и тугоплавких материалов / [В. С. Раковский, А. Д. Силаев, В. И. Ходкин и др.]. – М. : Металлургия, 1984. – 184 с.
94. Прессы пищевых и кормовых производств / [А. Я. Соколов, М. Н. Караваев, Д. М. Руб, Ц. Р. Зайчик] / под ред. А. Я. Соколова. – М. : Машиностроение, 1973. – 288 с.
95. Рвачов В. В. Технологічне обладнання харчових виробництв. Механічне обладнання : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / В. В. Рвачов, М. В. Гуртовий. – О. : Астропринт, 2005. – 348 с.
96. Ребиндер П. А. Избранные труды / П. А. Ребиндер. – М. : Наука, 1978. – 368 с.
97. Ребрик Б. М. Бурение скважин при инженерно-геологических изысканиях / Б. М. Ребрик. – М. : Недра, 1979. – 210 с.
98. Рогов И. А. / Физические методы обработки пищевых продуктов / И. А. Рогов, А. В. Горбатов. – М. : Пищевая промышленность, 1974. – 584 с.
99. Сапронов А. Р. Технология сахарного производства / А. Р. Сапронов. – М. : Агропромиздат, 1998, – 490 с.
100. Севастьянов И. В. Вибропресс с гидроимпульсным приводом для многокомпонентного нагружения порошковых заготовок: дис...канд. тех. наук. : 05.03.05 / Севастьянов Иван Вячеславович. – Винница, 1998. – 227 с.
101. Севастьянов І. В. Особливості віброударного зневоднення продуктів переробних виробництв / І. В. Севастьянов, Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. В. Поліщук // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. – Луцьк : ЛДТУ, – 2007 – № 20. – С. 443–446.
102. Севастьянов Б. А. Курс теории вероятностей и математической статистики / Б. А. Севастьянов. – М. : Наука, 1982 – 256 с.
103. Справочник по гидроприводам горных машин / [В. Ф. Ковалевский, Н. Т. Железняков, Ю. Е. Бейлин и др.]. – М. : Недра, 1973. – 501 с.
104. Справочник по электрическим машинам: в 2 Т. / [Под общ. ред. И. П. Крылова и Б. К. Клокова.] – М. : Энергоатомиздат, 1988. – Т.1. – 456 с.

105. Упругопластическое деформирование и разрушение материалов при нестационарных силовых и тепловых воздействиях. – К. : Вища школа, 1985. – 139 с.
106. Урьев Н. Б. Пищевые дисперсные системы (физикохимические основы интенсификации технологических процессов) / Н. Б. Урьев, М. А. Тилейсник. – М. : Агропромиздат, 1985. – 236 с.
107. Устюгов І. І. Деталі машин / І. І. Устюгов. – К. : Вища школа, 1984. – 306 с.
108. Фролов Ю. Г. Поверхностные явления и дисперсные системы : учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / Ю. Г. Фролов – М. : Химия, 1988. – 464 с.
109. Хайлис Г. А. Механика растительных материалов / Г. А. Хайлис. – Киев : УААН, 1994. – 332 с.
110. Харин В. М. Тепло- и влагообменные процессы и аппараты пищевых производств (теория и расчет) / В. М. Харин, Г. В. Агафонов. – М. : Пищевая промышленность, 2002. – 472 с.
111. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок / Е. В. Харченко. – Львов : Свит, 1991. – 176 с.
112. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю. И. Чупраков. – М. : Машиностроение, 1979. – 232 с.
113. Шапар Р. О. Інтенсифікація процесів сушіння рослинних пектиновмісних матеріалів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.14.06 «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика» / Р. О. Шапар. – НАН України. Ін-т техн. теплофізики. – К., 2004. – 23 с.
114. Шиян П. Л. Інноваційні технології спиртової промисловості. Теорія і практика : монографія / П. Л. Шиян, В. В. Сосницький, С. Т. Олійнічук. – К. : Асканія, 2009. – 424 с.
115. Щербаков А. О. Технології переробки та використання вторинних матеріальних ресурсів : навч. посібник / А. О. Щербаков. – Тернопіль «Астон», 1997. – 201 с.
116. Claxton R. A. Vibratory stress relief / R. A. Claxton, G. G. Saunders // The Metallurgist and Materials Technologist. – 1976 – vol. 8. – № 12., P. 651–656.

117. Iskovich-Lototkiy R. D. Dynamics of vibration mashines by hydroimpulsive drive / R. D. Iskovich-Lototkiy. – Poznan : Vibration in physical systems, 1996. – P.1170-1173.
118. Iskovich-Lototkiy R. D. New hydraulic and pneumatic vibration exitters of technology mashines / R. D. Iskovich-Lototkiy. – Poznan: Vibration in physical systems, 1998. – P. 810–812.
119. Iskovich-Lototkiy R., Dynamics of transient processes in hydroimpulsive drives / R. Iskovich-Lototkiy, R. Obertuh, M. Arkhipchuck // Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVI (L) Fasc. 3–4. 2000. Stiinta si Ingineria Materialeror. – P. 15–20.
120. Iskovich-Lototkiy R. Structure and organization of the automated systems of designing works «hydraulic impulse drive» / R. Iskovich-Lototkiy, R. Obertuh, M. Arkhipchuck // Buletinul Institutului Politehnic din Iasi. Tomul XLVIII (LII) Fasc. 3–4. 2002. Stiinta si Ingineria Materialelor. – P. 187–191.
121. Obertuh R. Mashine With hydroimpulse drive for vibroabrasive cleaning of large manufactured articles / R. Obertuh, R. Iskovich-Lototkiy, Y. Bulyha. // TSTM-4 Optimum technologies. Romanian Academy. Branch office of Iasi and University of Bacau, 1998. – P. 134–138.

Наукове видання

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович
Обертюх Роман Романович
Поліщук Олександр Васильович**

**ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДУ
В ОБЛАДНАННІ ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ**

Монографія

Редактор Н. Мазур

Оригінал-макет підготовлено О. Поліщуком

Підписано до друку 07.03.2013 р.
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. др. арк. 6,7
Наклад 300 (1-й запуск 1–75) Зам № 2013-064

Вінницький національний технічний університет,
КІВЦ ВНТУ,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-85-32.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті,
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-81-59

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.