

І. В. Севостьянов

**ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ
ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ
ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ**

Монографія



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний аграрний університет

І. В. Севостьянов

**ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ
ДЛЯ ВІБРОУДАРНОГО
ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ
ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ**

Монографія

Вінниця
2021

УДК 664:002.5; 664.02
С 28

Рекомендовано Вченою радою як монографія (Протокол №9 від 23.03.2021 р.)

Рецензенти:

В. М. Булгаков – академік НААН України, доктор технічних наук, професор кафедри механіки Національного університету біоресурсів та природокористування,

В. Л. Зав'ялов – доктор технічних наук, професор кафедри процесів та апаратів харчових виробництв Національного університету харчових технологій,

В. А. Матвійчук – доктор технічних наук, професор, декан інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету.

Севостьянов І.В.

С 28 Процеси та обладнання для віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ : монографія; Вінн. нац. аграр. ун-т. – Вінниця :, 2021. – 184 с.

ISBN 978-966-949-795-6

У монографії розроблено й досліджено процеси та обладнання для віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ із метою їх розділення на рідку і тверду фази. Дані технологічні процеси поширені в харчових та переробних виробництвах, їх використовують під час регенерації паливно-мастильних матеріалів. Наразі значну увагу приділяють раціоналізації цих процесів у напрямку підвищення їх продуктивності та якості фільтрування, а також зниження енерговитрат. У роботі наведено конструктивні схеми, динамічні й математичні моделі процесів та обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ, запропоновано методику розрахунку оптимальних робочих параметрів процесів і конструктивних параметрів обладнання. Наведено перспективні розробки вискоєфективного фільтрувального обладнання для промислових підприємств, вимоги техніки безпеки щодо його експлуатації та рекомендації стосовно використання контрольно-вимірювальної апаратури у процесах віброударного фільтрування.

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

УДК 664:002.5; 664.02

ISBN 978-966-949-795-6

© Севостьянов І. В., 2021

© ВНАУ, 2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРОБКИ Й ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ.....	8
1.1 Аналіз способів очищення вологих дисперсних середовищ та обладнання для їх реалізації.....	8
1.2 Дослідження процесів фільтрування.....	20
1.3 Висновки до розділу.....	27
2 ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОПОНОВАНОГО СПОСОБУ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЙОГО ЗДІЙСНЕННЯ.....	28
2.1 Створення експериментального стенду з ГП.....	28
2.2 Визначення ефективності потокового віброударного фільтрування.....	30
2.2.1 Розробка програми експериментів.....	30
2.2.2 Визначення параметрів навантаження та регулювання.....	32
2.2.3 Вибір контрольно-вимірювальної апаратури.....	32
2.2.4 Визначення параметрів ефективності потокового віброударного фільтрування.....	33
2.2.5 Порівняння ефективності потокового віброударного та безударного фільтрування.....	34
2.3 Висновки до розділу.....	37
3 РОЗРОБКА ЗАСОБІВ, ВИМОГ ТА РЕКОМЕНДАЦІЙ ДО ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ.....	38
3.1 Використання пружинних манометрів для дослідження динамічних процесів у вологих дисперсних середовищах під час їх потокового віброударного фільтрування.....	38
3.2 Вимоги безпеки та методи контролю параметрів обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ.....	45
3.3 Схеми та обладнання для регенерації промислових фільтрів із використанням динамічних впливів.....	48
3.4 Висновки до розділу.....	58
4 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ.....	60
4.1 Аналіз закономірностей протікання та ефективності процесів потокового віброударного фільтрування.....	60
4.2 Моделювання процесів потокового віброударного	

фільтрування.....	65
4.3 Установлення залежностей параметрів ефективності від робочих параметрів процесів потокового віброударного фільтрування.....	75
4.4 Висновки до розділу.....	81
5 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОБЛАДНАННЯ З ГПІ ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ.....	82
5.1 Розробка структурної схеми установки з ГПІ для потокового віброударного фільтрування.....	82
5.2 Динамічне моделювання установки з ГПІ для потокового віброударного фільтрування.....	84
5.3 Математичне моделювання установки з ГПІ для потокового віброударного фільтрування.....	90
5.4 Розрахунок і аналіз залежностей параметрів навантаження під час потокового віброударного фільтрування від конструктивних параметрів установки з ГПІ.....	103
5.5 Висновки до розділу.....	106
6 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ.....	107
6.1 Розробка програми експериментів.....	107
6.2 Одержання експериментальних залежностей параметрів навантаження під час потокового віброударного фільтрування та зіставлення з відповідними розрахунковими залежностями... ..	107
6.3 Експериментальне обґрунтування коректності математичних моделей процесів потокового віброударного фільтрування.....	111
6.4 Висновки до розділу.....	111
7 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ТА ПЕРСПЕКТИВНИХ СХЕМ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ.....	112
7.1 Розробка методики проєктного розрахунку установок з ГПІ для потокового віброударного фільтрування.....	112
7.2 Схеми обладнання для фільтрування.....	121
7.3 Розробка та дослідження обладнання для високоєфективного очищення стічних вод на підприємствах АПК.....	130
7.4 Висновки до розділу.....	146
ВИСНОВКИ.....	148
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	150
ДОДАТКИ.....	164

ВСТУП

Фільтрування вологих дисперсних середовищ, яке є різновидом процесів фазного розділення неоднорідних дисперсних систем із використанням напівпроникних перегородок, є досить поширеним у харчових та переробних виробництвах [1]. Фільтрування реалізують насамперед у сатураційних апаратах для розділення чистого цукрового розчину, вільного від твердих частинок, використовують на пивних, спиртових та лікеро-горілчаних підприємствах для очищення й освітлення напівфабрикатів, на підприємствах із переробки овочів та фруктів (освітлення соків, сиропів), під час виробництва вершкового масла з молока для відокремлення жирового компоненту, тобто вершків [2].

Перспективним застосуванням розглядуваного методу також є розділення за його допомогою відходів харчових та переробних підприємств, зокрема: спиртової барди, пивної дробини, бурякового жому, кавового та ячмінного шламу [3]. Після розділення вказаних відходів на рідку та тверду фази і зневоднення останньої до вологості 20–25% її можна використовувати як цінну добавку до сільськогосподарських кормів або як висококалорійне паливо [4, 5]. Це дає змогу одночасно вирішити завдання щодо утилізації відходів і збереження довкілля від забруднення. Крім того, підприємства, які використовують пропоновані технології, отримують додатковий прибуток від реалізації кормів чи палива [6, 7].

Ще одним напрямком використання фільтрування є очищення й регенерація за його допомогою паливно-мастильних матеріалів на ремонтних підприємствах, технічних і сервісних центрах, що уможливує видалення з цих матеріалів продуктів зношування й окислювання, різноманітних забруднень, а також продовження терміну використання паливно-мастильних матеріалів [8 – 10].

Існує значна кількість способів та видів обладнання для фільтрування вологих дисперсних середовищ, кожен із яких має свої недоліки [11 – 14]. Одним із найпоширеніших є спосіб статичного фільтрування через сіткові металеві, тканинні або керамічні перегородки в напрямку, перпендикулярному до їх поверхні. При цьому рушійною силою процесу є різниця тисків на перегородці. Недоліком цього способу є швидке накопичення осаду (затриманої твердої фази оброблюваного середовища) перед перегородкою та зниження внаслідок цього її пропускної здатності та загальної продуктивності процесу [15 – 17].

Більш перспективним є спосіб тангенціального потокового фільтрування через трубчасті керамічні мембрани [18, 19]. У такому випадку оброблюване середовище безперервно циркулює по каналах мембрани й завдяки створеній різниці тисків рідка фаза проходить крізь стінки мембрани, що забезпечує її очищення, тоді як тверді частинки затримують стінки. При цьому, завдяки постійному руху середовища по каналах мембрани, товщина шару осаду на їх внутрішніх поверхнях є незначною, у результаті чого

продуктивність робочого процесу знижується не так інтенсивно, як під час статичного фільтрування [18 – 20].

Ще вищу ефективність має спосіб потокового віброударного фільтрування, запропонований та досліджений автором монографії [20, 21]. За умови реалізації цього способу у вологому дисперсному середовищі, що циркулює по каналах мембрани, окрім постійного тиску створюють ударні хвилі напружень та деформацій із частотою від 5 до 60 Гц, що забезпечує майже повне змивання осаду з поверхонь каналів мембрани, підвищення продуктивності і зниження питомих енерговитрат [22 – 24].

При цьому механізм процесів потокового віброударного фільтрування за характером і закономірностями протікання суттєво відрізняється не лише від статичного фільтрування, але й від тангенціального потокового фільтрування [18 – 20]. Дослідження запропонованого механізму є необхідним для створення високоефективного обладнання для потокового віброударного фільтрування, що має оптимальні конструктивні параметри та поєднує високу продуктивність із низькою енергоємністю робочого процесу, забезпечує необхідну якість очищення вологого дисперсного середовища з урахуванням його фізико-механічних характеристик, характеризується достатньою надійністю, є зручним і безпечним в експлуатації, обслуговуванні та ремонті. Отже, розробка й дослідження такого обладнання є актуальним завданням.

Метою запропонованої праці є підвищення ефективності процесів розділення вологих дисперсних середовищ методом потокового віброударного фільтрування за рахунок розробки, дослідження та впровадження обладнання для реалізації цього методу, що має, порівняно з аналогами, вищу продуктивність і надійність, нижчу енергоємність, забезпечує належну якість очищення середовищ та відповідає вимогам техніки безпеки.

Для реалізації поставленої мети передбачено виконання таких основних завдань:

- проаналізувати способи й обладнання для очищення вологих дисперсних середовищ;

- довести високу ефективність запропонованого способу віброударного фільтрування на обладнанні з гідроімпульсним приводом, ґрунтуючись на розрахункових та експериментальних даних;

- розробити схеми високоефективного обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ, що відповідає попередньо сформульованим вимогам;

- дослідити закономірності та характер протікання процесів потокового віброударного фільтрування, розробити динамічні моделі середовища під впливом постійного перепаду тиску та ударних хвиль напружень і деформацій, які враховують фізико-механічні характеристики середовищ (масу частинок, їх пружність, в'язкість, пластичність), робочі параметри процесу (максимальні тиски в середовищі та швидкості руху його частинок на різних етапах циклу навантаження) і параметри ефективності фільтрування (продуктивність та енергоємність);

- розробити математичні моделі досліджуваних процесів та обладнання, рівняння яких зв'язують параметри ефективності процесів, конструктивні параметри обладнання з гідроімпульсним приводом (маси виконавчих елементів, розміри гідроліній, подачі насосів, потужності електродвигунів), робочі параметри фільтрування й фізико-механічні характеристики оброблюваного середовища;

- перевірити реальну ефективність пропонованого способу розділення та коректність розроблених математичних моделей із використанням оригінального експериментального обладнання – установки з гідроімпульсним приводом для потокового віброударного фільтрування;

- розробити методику проєктного розрахунку обладнання з гідроімпульсним приводом для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ, що дасть змогу на підставі фізико-механічних характеристик середовища та робочих параметрів процесів обчислювати оптимальні конструктивні параметри установки за умови забезпечення максимальної продуктивності й мінімальної енергоємності робочого процесу.

Під час теоретичних досліджень процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ, зокрема для визначення закономірностей їх протікання та ефективності, автор застосовував пружно-в'язко-пластично-інерційні реологічні моделі, диференціальні рівняння руху частинок середовища й виконавчих елементів гідроімпульсного обладнання, рівняння втрат тиску та витрат рідинної фази середовищ, положення й залежності теорії гідравлічного та механічного удару. У процесі теоретичних досліджень обладнання з гідроімпульсним приводом для потокового віброударного фільтрування було використано методику загальної теорії гідравлічних ковальсько-штампувальних машин. Крім цього, під час моделювання досліджуваних процесів та обладнання було застосовано прикладний пакет програмування Matlab R2007a Simulink. Експериментальні дослідження проведено за допомогою тензOMETричних датчиків тиску, зусилля та переміщень, аналогово-цифрового перетворювача, комп'ютера та програмного пакету LGraph2; для обробки одержаних експериментальних даних було використано методи теорії ймовірностей.

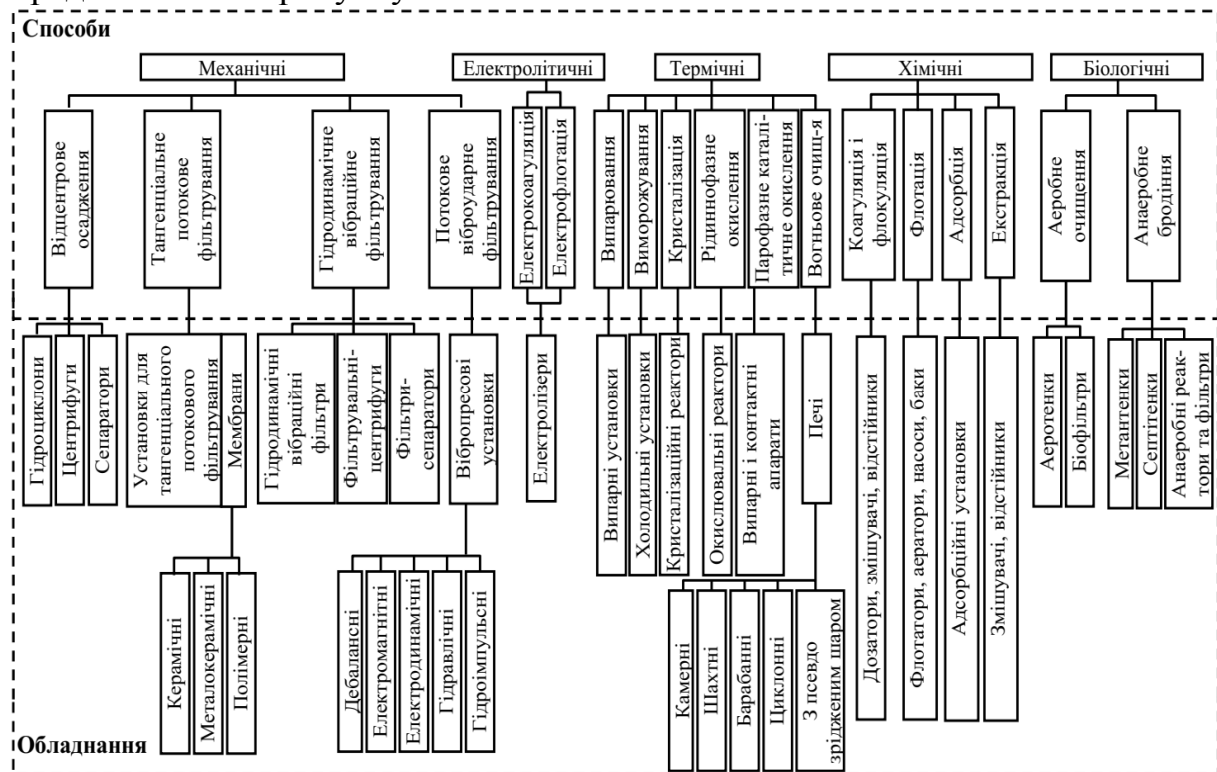
Проблеми, розв'язанню яких присвячена монографія, впливають із завдань у сфері науки й техніки, сформульованих у законі України №2519-VI від 09.09.2010 р. «Про внесення змін до закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки».

1 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРОБКИ Й ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

1.1 Аналіз способів очищення вологих дисперсних середовищ та обладнання для їх реалізації

Останнім часом процеси очищення вологих дисперсних середовищ знаходять все більш широке застосування у різних галузях економіки України, в тому числі: у харчовій промисловості – при концентрації молока та молочних середовищ, стандартизації молочних білків, освітленні фруктових соків, регенерації залишкового пива, очищенні сиропу глюкози; у біотехнологіях (обробка ферментаційних розчинів, екстракція органічних амінокислот, обробка вакцин, концентрування біологічно активних речовин); у хімічній промисловості (утилізація кислот та лугів, регенерація стоків каналізації); під час обробки води (підготовка процесорної води, виробництво особливо чистої води, депірогенізування); для захисту навколишнього середовища та при обробці стічних вод (догляд за ваннами для знежирювання, очищення стічних вод та емульсій у поліграфії і при виробництві кераміки, відокремлення фарбувальних речовин та пігментів, очищення ЗОР тощо) [25].

Класифікація використовуваних при цьому способів та обладнання представлена на рисунку 1.1.



Рисунки 1.1 – Класифікація способів та обладнання для очищення вологих дисперсних середовищ

Як і способи зневоднення вологих дисперсних середовищ їх можна поділити на п'ять груп [20, 25 – 30]: механічні, електролітичні, термічні, хімічні, біологічні. Процес механічного фільтрування, оснований на затриманні пористими перегородками, дисковими або трубчастими фільтрувальними елементами твердих частинок оброблюваного середовища [31 – 33]. Рушійною силою процесу є різниця тисків середовища перед фільтром та за ним. При цьому статичні фільтри та фільтр-преси [34] у випадку їх використання для фільтрування вологих дисперсних середовищ в умовах потокового виробництва є недостатньо ефективними, оскільки їх фільтрувальні елементи швидко забиваються твердими частинками середовища і у зв'язку із цим, дане обладнання не забезпечує безперервності робочого процесу та його необхідної продуктивності. Крім цього, фільтрпреси призначені для розділення неоднорідних дисперсних систем з непористою твердою фазою (до яких не відносяться вологі дисперсні середовища з колоїдними капілярно-пористими твердими частинками [29, 34], які в основному розглядаються в даній роботі).

Одним з найбільш поширених типів обладнання для статичного потокового механічного фільтрування є сепаратори [35] (рисунок 1.2).

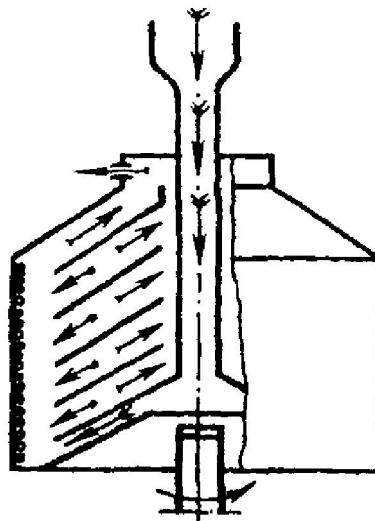
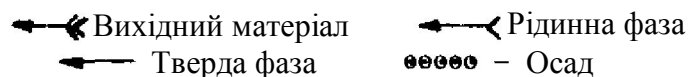


Рисунок 1.2 – Схема роботи сепаратора



Фільтрат оброблюваного середовища подається у сепаратор по центральній трубі. Далі рідинна фаза проходить по зазорах між фільтрувальними перегородками (тарілками), по каналу між верхньою тарілкою та корпусом і через проріз виходить з сепаратора; тверда фаза затримується тарілками або відкидається до внутрішньої поверхні стінок. У сепараторах з безперервним відведенням твердої фази остання видаляється разом з частиною рідини через сопла і це змушує у

подальшому здійснювати додаткове зневоднення концентрату. У сепараторах з пульсуючим відведенням тверда фаза викидається з барабана при переміщенні рухомого елемента, що відкриває розвантажувальні щілини на периферії. При цьому під час повного розвантаження припиняється подача фільтрату на фільтрування, що негативно позначається на загальній продуктивності процесу. В якості фільтрувальних перегородок використовують тканини, ацетат целюлози, полісульфон, листовий картон, металокераміку, наливні фільтри (діатомітові, керамічні, гравієві), патронні фільтри, які з часом при роботі сепаратора забиваються твердими частинками, що призводить до необхідності переривати процес та очищувати або замінювати перегородки [36, 37]. Приблизно такі самі недоліки мають й гідроциклони та центрифуги (див. рисунок 1.1) [35, 38].

В останні роки при здійсненні очищення вологих дисперсних середовищ успішно використовуються трубчасті керамічні мембрани для тангенціально-потокowego фільтрування (рисунок 1.3, а) [18, 39]. При циркуляції фільтрату під тиском до 10,5 МПа по каналах мембрани, рідинна фаза проходить у порах в її стінках, очищується та відводиться. Тверді частинки затримуються мембраною. На рисунку 1.3, б показана схема установки для тангенціального потокowego фільтрування, під час якого потік фільтрату з баку 9 подається насосом 4 по каналах мембрани 3. Необхідний тиск фільтрату у каналах устатковується за допомогою кранів 1, 6. Відфільтрована рідина стікає у корпус 2 і відводиться далі у бак 8 [40]. При цьому на відміну від статичного фільтрування товщина осаду s_o на внутрішніх поверхнях мембрани залишається постійною (рисунок 1.4), оскільки більша частина твердих частинок змивається основним потоком [18, 41]. Тому, витрати відфільтрованої рідини Q_{ϕ} , тобто продуктивність процесу зменшуються не так інтенсивно [42]. Але і в даному випадку пори мембрани з часом забиваються твердими частинками, що змушує зупинити процес і здійснювати промивання мембрани [43]. Крім цього, для забезпечення високої продуктивності необхідно підтримувати одночасно високу швидкість потоку фільтрату ($Re = 2400$) та значний тиск в його середовищі [44, 45], що в умовах потокowego виробництва, при значних обсягах фільтрату, що необхідно очистити, призводить до суттєвого зростання вартості установок та витрат електроенергії при їх експлуатації [46, 47].

Залежно від розмірів відокремлюваних твердих частинок процеси мембранного фільтрування та мембрани ділять на чотири основні типи [18, 48]: мікрофільтрування – забезпечує затримання твердих частинок розмірами 0,1 – 10 мкм, з молекулярною масою від 1000 до 500000; ультрафільтрування – затримання частинок розмірами 0,01 – 0,1 мкм, з молекулярною масою 1000 – 100000; нанофільтрування – затримання частинок розмірами до 10^{-3} мкм, з молекулярною масою 200 до 400;

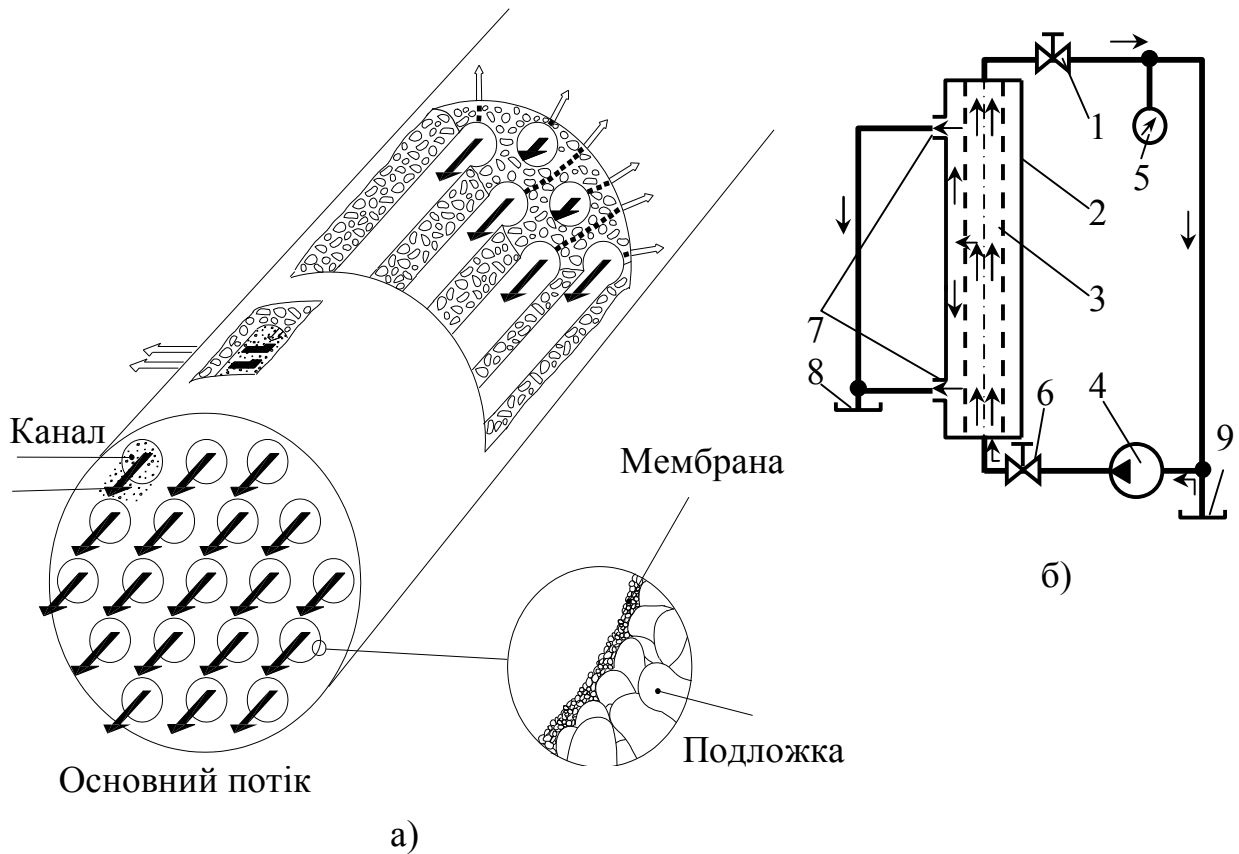


Рисунок 1.3 – Трубчаста керамічна мембрана (а) та схема установки (б) для тангенціального потокового фільтрування

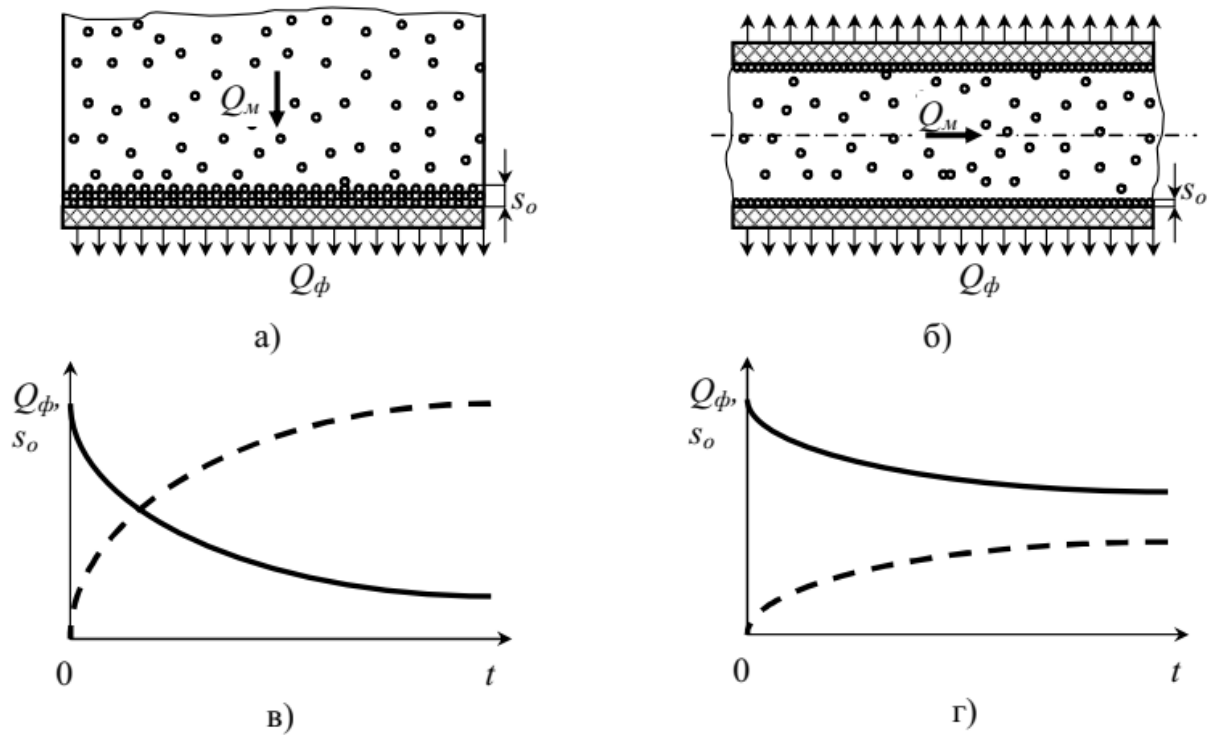


Рисунок 1.4 – Схеми (а, б) та графіки залежностей параметрів (в, г) статичного та потокового фільтрування вологих дисперсних середовищ

зворотного осмосу, що являє собою самий тонкий рівень фільтрації і забезпечує звільнення оброблюваного середовища від 95% - 99,9% розчинених солей з молекулярною масою понад 100. При переході від мікрофільтрування до зворотного осмосу зменшуються пори у стінках мембрани та збільшується перепад тисків між її зовнішніми та внутрішніми поверхнями [49]. Так, для здійснення мікрофільтрування на мембрані потрібно створити тиск у 0,07 – 0,35 МПа, при ультрафільтруванні - 0,14 – 1,4 МПа, при нанофільтруванні - 0,7 – 3,5 МПа, при зворотному осмосі - 1,4 – 10,5 МПа [50].

В більшості випадків при очищенні фільтратів, в тому числі і розглядуваних середовищ, для забезпечення допустимого вмісту в них хімічних та біологічних домішок, що дозволяє повертати їх у природу без негативних наслідків для неї або повторно використовувати на виробництві, достатньо стадій мікро-, ультра- і нанофільтрування, без реалізації зворотного осмосу [51, 52]. Це дозволяє звільнити рідинну фазу від бактерій, вірусів, мікроорганізмів, колоїдних частинок органічних сполук (у тому числі пестицидів), солей важких металів, нітратів, нітритів та інших шкідливих домішок, з досягненням селективності 90 – 98%, при значно менших витратах енергії [18, 53, 54]. Достатньо перспективним, з точки зору забезпечення зменшення забивання мембрани в процесі її роботи слід вважати гідродинамічне вібраційне фільтрування [55, 56]. На

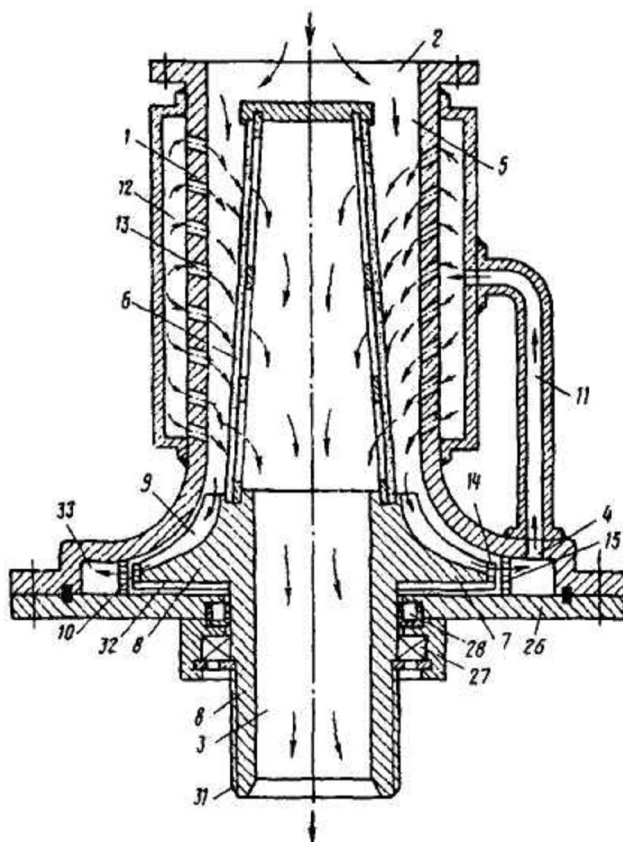


Рисунок 1.5 – Схема гідродинамічного вібраційного фільтра

рисунку 1.5 показана схема гідродинамічного вібраційного фільтра, при застосуванні якого під впливом потоку фільтрату, що заходить через патрубок 2 і тисне на лопатки 9 робочого колеса 7, забезпечується обертальний, а також повздовжній і поперечний зворотно-поступальний рух, зв'язаного з колесом фільтрувального елемента 6. Відфільтрована рідина відводиться через патрубок 3, решта фільтрату, проходячи через диспергатор 14 і зворотну трубу 11, а також через отвори 13 у корпусі 1, знов подається на фільтрацію. Як показали, проведені з фільтром експерименти, ефективність процесу залежить від частоти вібраційних впливів, а також

співвідношення частот та фаз вібрацій [55, 57]. При гідродинамічному вібраційному фільтруванні, окрім циркуляції потоку середовища вздовж фільтрувального елемента, забезпечується його зворотно-поступальний відносно двох осей координат та обертальний рух, що сприяє зменшенню забивання фільтра [58, 59]. Однак можливості для регулювання параметрів вказаних рухів (амплітуди, частоти, енергії кожного ходу) є досить обмеженими. Крім цього, для підвищення інтенсивності рухів фільтрувального елемента потрібно збільшувати швидкість потоку середовища через фільтр, а також тиск у його середовищі [60]. Остання обставина обумовлює необхідність збільшення, як й при тангенціальному потоковому фільтруванні, потужності насосної установки та енерговитрат на реалізацію процесу фільтрування [61, 62]. До цього ж, площа фільтрувального елемента є порівняно невеликою, у зв'язку із чим, не зважаючи на безперервність робочого процесу, продуктивність його буде недостатньою для потокового виробництва [18, 63, 64].

На рисунку 1.6 показана принципова схема установки з гідроімпульсним приводом (ГІП) [65] для здійснення пропонованого способу потокового віброударного фільтрування [66]. Фільтрат дисперсних середовищ подається насосом 4 по каналах трубчастої керамічної мембрани 3. За допомогою кранів 1, 6 створюється опір і тиск у середовищі фільтрату, який витісняється через стінки мембрани,

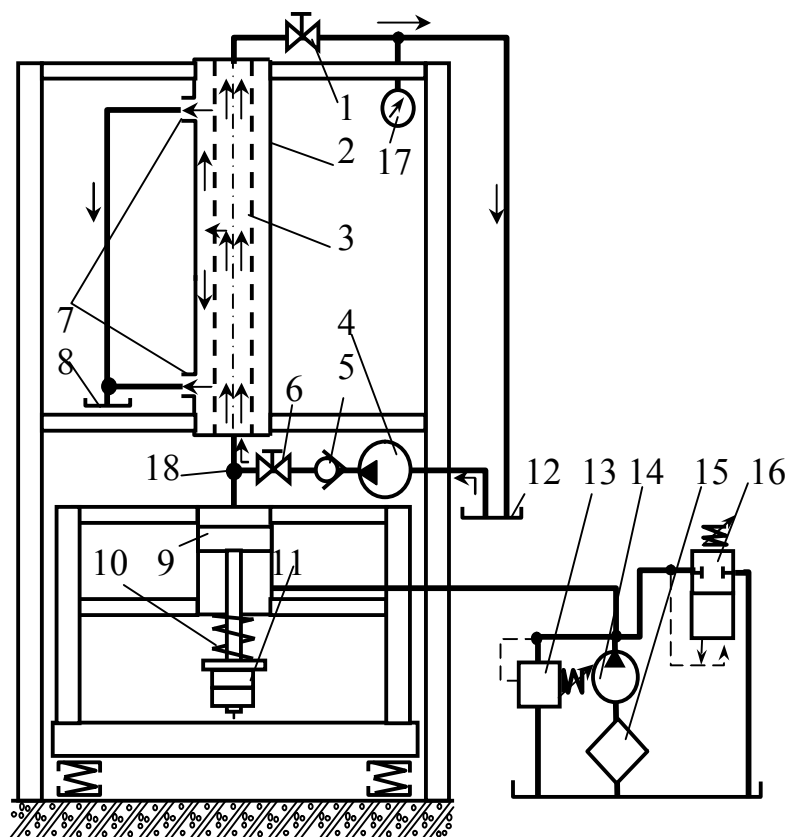


Рисунок 1.6 – Установка з гідроімпульсним приводом для потокового віброударного фільтрування

фільтрується і стікає в резервуар 8. Поршень гідроциліндра 9 ГП здійснює вертикальні зворотно-поступальні переміщення, що призводить до виникнення у середовищі фільтрату ударних хвиль напружень та деформацій. В результаті, як це було встановлено під час експериментів з очищення фільтрату кавового шламу на гідроімпульсному стенді-прототипі (див. підрозділ 2.1), у порівнянні із безударним потоковим фільтруванням на 20 - 25% підвищується і стабілізується продуктивність процесу (при реалізації безударного фільтрування продуктивність падає через кожні півгодини роботи установки на 1%, тоді як під час віброударного фільтрування продуктивність в часі є незмінною).

Вибір ГП в якості основного привода установки обумовлений його високою питомою потужністю, компактністю, надійністю, можливістю створення значних робочих зусиль, широким діапазоном частот і амплітуд коливань виконавчих елементів привода та можливістю їх плавної безступінчастої зміни [1, 5]. До електролітичних способів очищення [67] відноситься електрофлотація (рисунок 1.7) – (див. також рисунок 1.1).

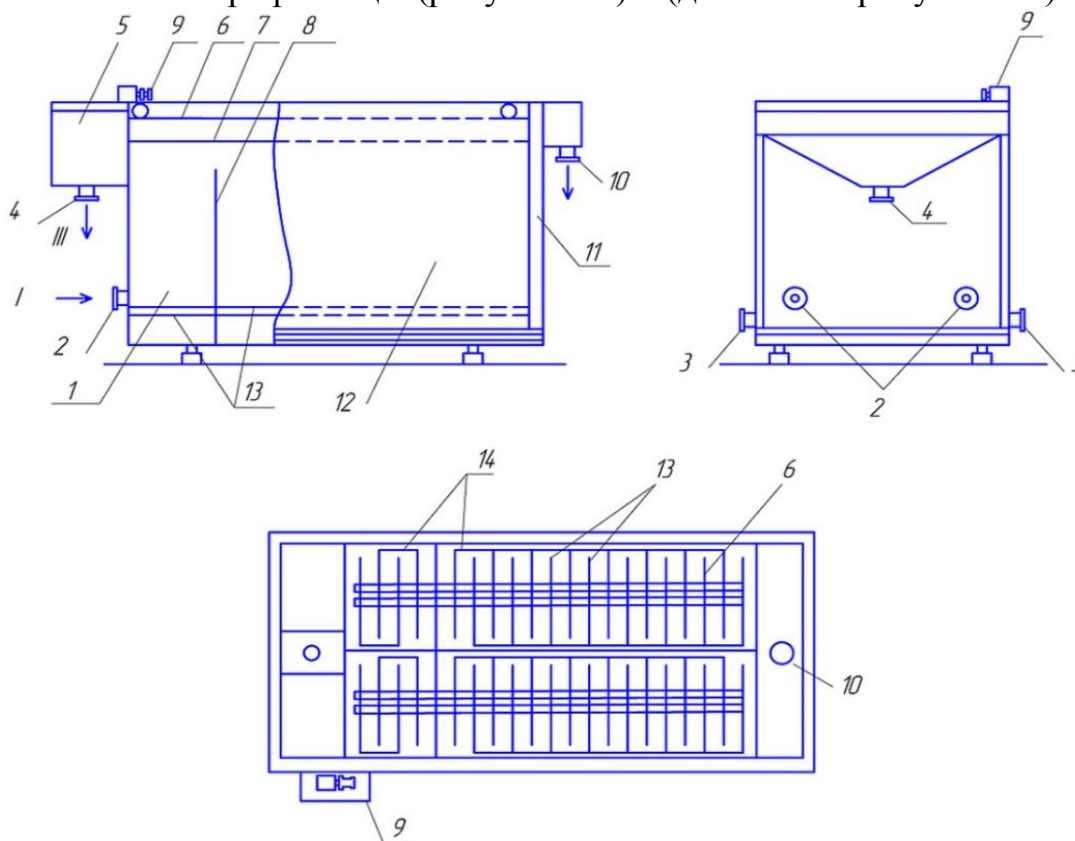


Рисунок 1.7 – Схема електрофлотатора: 1 - камера флокуляції (грубої очистки); 2 - патрубки для подачі стічної води; 3 - патрубки для дренажу (технологічного зливу); 4 - патрубок для відведення шламу; 5 - камера для збору шламу; 6 - пінозбірний пристрій; 7 - рівень води в апараті; 8 - перегородки; 9 - електродвигун; 10 - патрубок для відведення очищеної води; 11 - гідрозатвор; 12 - камера флотації (тонкої очистки); 13 - електродні блоки; 14 – струмопідведення; потоки: I - стічна вода, II - очищена вода, III - флотошлам

Загалом електролітичні способи очищення основані на проходженні фільтрату через міжелектродний простір електролізера [34, 68], що призводить до електролізу води, поляризації частинок, електрофорезу, окислювально-відновлювальних процесів та взаємодії продуктів електролізу. Переваги: простота технологічної схеми та відсутність необхідності у витратах цінних хімічних реагентів [69]. Недоліки: недостатня продуктивність та підвищені витрати електроенергії. Наприклад, під час очищення води, з вмістом домішок від 250 мг/л до їх кінцевого вмісту 5 мг/л, витрати енергії сягають 7 кВт год/м³ [19, 70, 71].

Серед відомих хімічних способів, придатних для очищення середовищ харчових виробництв, слід назвати (див. рисунок 1.1): коагуляцію, флокуляцію, флотацію, адсорбцію та екстракцію [19, 67, 72, 73].

Коагуляція та флокуляція – штучне укрупнення твердих частинок оброблюваного середовища шляхом об'єднання їх у агрегати. Забезпечується за рахунок додавання до середовища коагулянту чи флокулянту, частинки яких мають електричні заряди, що є протилежними зарядам частинок концентрату. Таким чином, відбувається їх агрегування та більш інтенсивне осідання (рисунок 1.8). Переваги: простота процесу та обладнання [67].

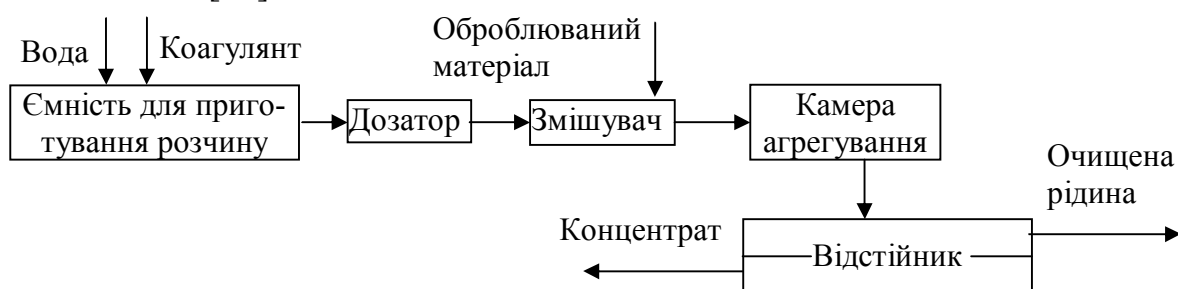


Рисунок 1.8 – Схема процесів коагуляції та флокуляції

Флотацією називають налипання твердих частинок до бульбашок введеного у фільтрат повітря або газу, їх подальше спливання та видалення (рисунок 1.9). Переваги: малі капітальні та експлуатаційні витрати, просте обладнання, широта застосування, висока швидкість процесу у порівнянні із відстоюванням. Недолік – для підвищення ймовірності налипання твердих частинок до бульбашок у фільтрат необхідно попередньо ввести реагенти збирачі: масла, жирні кислоти, аміни тощо [77, 151, 152].

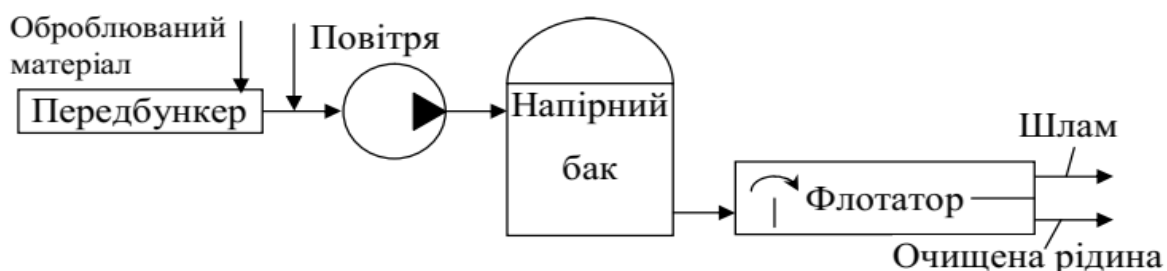


Рисунок 1.9 – Схема напірної флотації

Адсорбція застосовується за наявності дешевого адсорбенту (золи, шлаку, ошурок), що після використання знищується разом з твердими частинками середовища, які він поглинув. В іншому випадку адсорбент слід направляти на регенерацію, що пов'язано з додатковими витратами пари та інших енергоносіїв.

Екстракція передбачає змішування фільтрату з екстрагентом (органічною речовиною), відокремлення суміші твердих частинок з екстрагентом та регенерацію останнього. Суттєвим недоліком способу окрім значних енерговитрат на регенерацію є необхідність у ретельному (з врахуванням багатьох факторів і параметрів) виборі екстрагента. Крім цього, рідинну фазу після завершення екстрагування необхідно очищувати від екстрагента [17, 71, 74].

Біологічні способи очищення реалізуються шляхом додавання до вологого дисперсного середовища деяких мікроорганізмів, продуктом життєдіяльності яких стають тверді частинки середовища [67]. В результаті останні частково руйнуються, частково перетворюються у біомасу. Але бактерії виділяють у середовище інші речовини, від яких його також потрібно очищувати. Під час аеробного очищення використовуються мікроорганізми для життєдіяльності яких потрібний кисень; анаеробне очищення здійснюється без доступу повітря. Процеси біологічного очищення часто вимагають тривалої підготовки (до 1-го року) є багатостадійними і енергоємними, а обладнання для їх здійснення - дуже громіздким та середовищеємним. До цього ж ефективність процесу біологічного очищення значною мірою визначається стабільністю фізико-механічних характеристик оброблюваного середовища, його складом та станом [75, 76].

Способи біологічного очищення та обладнання для їх реалізації можна додатково поділити на дві підгрупи: природні та штучні [72, 77].

Природні способи очищення, незважаючи на їх простоту та дешевизну у реалізації, є екстенсивними, тобто, вимагають великих площ, крім цього, не придатні при значному вмісті у середовищі твердих частинок і не можуть ефективно застосовуватись у зимовий період. Часто природні спорудження слугують для доочищення фільтрату перед його поверненням у водоймища. В окислювальних ставках перероблення органічних та інших домішок середовищ забезпечується анаеробним розкладанням осаду в придонній зоні і окисленням розчинних та колоїдних органічних речовин при аеробному метаболізмі бактерій в середній частині об'єму середовища. Утилізація здійснюється за допомогою водоростей, що зростають біля поверхні ставка та виробляють кисень для забезпечення аеробної деструкції органічних речовин. Швидкість останньої відповідає швидкості виробництва кисню при фотосинтезі, яка, в свою чергу, залежить від інтенсивності освітлення і температури. Ефективність окислювальних ставків достатньо невисока. Так, для перероблення

пивоварних стоків об'ємом $5 \cdot 10^3 \text{ м}^3$ за добу потрібні окислювальні ставки площею 5 – 10 га [25, 78, 79].

Штучні способи, у порівнянні із природними, забезпечують на декілька порядків вищу продуктивність на одиницю займаної площі, придатні для здійснення очищення середовищ з високим вмістом твердої фази, але дорожчі у реалізації [73, 77].

Штучне аеробне біологічне очищення значної кількості фільтрату звичайно здійснюється у аеротенках. Для відбору надлишкової твердої фази, фільтрат по проходженні аеротенка подають у вторинний відстійник. Для нормального протікання процесу очищення у аеротенку потрібна присутність у достатній кількості біогенних елементів, перш за все – азоту та фосфору. Їх дефіцит призводить до зниження ефективності процесу, накопичення ниткових форм бактерій та спухання активної твердої фази, а надлишок – до додаткового забруднення навколишнього середовища. Крім цього, до недоліків аеробних способів слід віднести: часові та сезонні коливання навантаження на використовуване обладнання, необхідність розчинення висококонцентрованого фільтрату для забезпечення стабільної роботи очисних споруджень, що призводить до збільшення їх потрібної потужності та споживання технологічної води. Зростають й енерговитрати на прокачування та аерацію фільтрату (до 70 – 80% сукупних енерговитрат на очищення), утворюється велика кількість вторинних середовищ - активної твердої фази, утилізація або поховання якої також є екологічною проблемою через низьку водовіддавну здатність [25]. У випадках здійснення очищення без розбавлення фільтрату виникають складності із забезпеченням установлених нормативів вмісту залишкових забруднень (дані нормативи є достатньо жорсткими в Україні, у зв'язку із порівняно холодним кліматом та низької самоочищувальною здатністю природних екосистем) [17].

До числа найбільш розповсюджених систем аеробного очищення відносяться й біофільтри, що являють собою плівку мікроорганізмів. Біофільтри, на відміну від аеротенків експлуатуються без вторинних відстійників, оскільки частинки плівки, що відірвались, відводяться до площадок твердої фази. Найпростіший біофільтр може являти собою насипний шар фільтрувального середовища, що під кутом природного схилу зрошується фільтратом. Однак така конструкція застосовується тільки за наявності дешевих середовища та місця. Більш поширені перколяційні біофільтри, до яких зверху надходить фільтрат, а знизу – повітря. Біофільтри відрізняються простотою і надійністю; при їх експлуатації утворюється менша, ніж в аеротенках, кількість активної твердої фази та забезпечується вищий ступінь очищення. Недоліки: велика тривалість нарощування біоплівки після запуску установки (2 – 3 тижні); значні коливання товщини її шару залежно від температури навколишнього середовища та концентрації твердої фази; часткове

спливання відпрацьованої біоплівки, що призводить до збільшення вмісту твердих частинок у очищеній рідині. Фільтрати для запобігання забивання біофільтрів повинні мати концентрацію твердої фази не вищою допустимою, у зв'язку із чим їх в ряді випадків доводиться розбавляти очищеною рідиною і зменшувати в такий спосіб гідравлічне навантаження [26].

Спосіб обробки фільтрату у біотенках поєднує переваги і в той же час, позбавлений деяких недоліків двох попередніх способів (фактично він є їх комбінацією). Біотенк являє собою спорудження для аерації з активним осадом та завантаженням з різних середовищ, на поверхні якого розвивається біоплівка. Фільтрат циркулює і аерується в зазорах завантаження. Середня концентрація осаду є вищою, ніж у аеротенках, в той же час, у випадках перевантаження та вимивання активного осаду зростання мікроорганізмів залишається практично незмінним. Крім цього, з'являється можливість очищення фільтрату до установлених нормативів [27, 80].

Для очищення середовищ з високим вмістом органічної твердої фази непридатні й маловідходні енергозберігаючі анаеробні системи типу метантенків і септітенків. Їх недоліки: низька інтенсивність робочого процесу; необхідність у значних обсягах хімічних добавок; неможливість повного очищення фільтрату; небезпечність виробництва через виділення біогазу; насичення очищеної рідини амонійним азотом; нестабільність робочих процесів; підвищені витрати тепла на обігрів анаеробного реактора у холодну пору року. Разом з тим, не зважаючи на вказані вище недоліки, при очищенні середовищ харчової промисловості розглянуті способи біологічного очищення є більш ефективними, ніж відомі механічні та хімічні способи [25, 26].

В останні десятиліття були розроблені і почали широко впроваджуватись нові високоінтенсивні енергозберігаючі способи анаеробного очищення, позбавлені недоліків традиційних технологій, реалізованих у септітенках та метантенках, а за продуктивністю наближені до установок аеробного очищення. При цьому практично не застосовуються реагенти та не утворюються великі об'єми перероблюваних середовищ. Для здійснення даних способів використовуються біологічні реактори різних типів та видів: UASB-реактори (Upflow Anaerobic Sludge Blanket); EGSB-реактори (Expanded Granular Sludge Bed); IC-реактори (Internal Circulation); ABR (Anaerobic Baffled Reactor); анаеробні фільтри AF (Anaerobic Filter) та анаеробні фільтри з висхідним потоком UAF (Upflow Anaerobic Filter); DSFF-реактори (Downflow Stationary Fixed Film Reactor); BAS-реактори (Biofilm airlift suspension); BFB-реактори (Biofilm Fluidized Bed), AFB (Anaerobic Fluidized Bed) – реактори з псевдозрідженим шаром; SMPA-реактори (Staged Multi-Phase Anaerobic); SBR-реактори (Sequencing Batch Reactor) та

інші [19, 74, 77, 78]. Згадані установки являють собою громіздкі, багатокорпусні, складні і дорогі за конструкцією та в експлуатації технологічні комплекси, оснащені пристроями для розподілення, перемішування, підігрівання, очищення, контролю, керування, системами циркуляційних труб, які призначені в основному для видалення хімічних домішкових компонентів (ХДК). Що стосується біологічних домішкових компонентів (БДК) та суспендованих речовин, – то значна їх частина (20 – 50%) залишається у очищеній рідині. Тривалість очищення порції фільтрату 10 – 40 год [19, 25, 89].

Одним з лідерів в області впровадження в промисловість передових біологічних способів є зараз фірма Енвіро-хемі (Німеччина), що пропонує анаеробно-аеробні системи біологічного очищення типу BIOMAR®ASB на базі UASB-реакторів та анаеробні реактори BIOMAR®R з фіксованою біоплівкою [78]. Останні дозволяють отримувати на виході рідину зі ступенем очищення за ХДК і БДК 80 – 95%, за зваженими речовинами – понад 85%; вихід біогазу складає 0,6 л/кг ХДК. Стандартні сучасні технологічні системи біологічного очищення з використанням UASB-реактора, окрім нього включають пісколовку, первинний відстійник-освітлювач, суміщений із усереднювачем-змішувачем, аеробний реактор, вторинний відстійник-освітлювач, а також системи доочищення (дискові біофільтри, тканинні фільтри для видалення залишкових зважених речовин, ультрафіолетові фільтри знешкодження води), ємності для надлишкового осаду та центрифугу-декантер для його зневоднення, ємності для приготування і зберігання допоміжних реагентів. Витрати електроенергії для анаеробно-аеробного процесу складають 0,2 - 0,4 кВт·год/кг ХДК, а сумарна кількість утворюваного надлишкового осаду не перевищує 0,14 - 0,18 кг/кг ХДК.

Викладені вище позитивні сторони анаеробного і анаеробно-аеробного способів дозволяють вважати їх найбільш економічними для очищення фільтратів з високою концентрацією твердої фази. Як показав досвід молочних і пивоварних заводів, застосування сучасних анаеробних реакторів дозволяє вирішити одразу декілька проблем: забезпечити високі продуктивність та якість очищення фільтратів відповідно до нових вимог контролюючих органів, різко зменшити кількість надлишкового осаду, а за рахунок використання виробленого біогазу, знизити споживання покупного газу [28].

Однак до сих пір, основною проблемою анаеробно-аеробного очищення, особливо в умовах помірної кліматичної зони, поки що залишається ініціація процесу бродіння і повільне наростання маси осаду в анаеробному реакторі. Після запуску останнього час його виходу на проектну потужність може скласти від 0,5 до 1 року [37]. Крім того, осад має бути адаптований до спектру компонентів фільтрату і містити всі необхідні групи мікроорганізмів для забезпечення метаногенеза. При зміні

хімічного або біологічного складу середовищ, що підлягають очищенню (а це трапляється досить часто і особливо на спиртових заводах, у зв'язку із нестабільністю виду, сорту та параметрів сировини, яка постачається на підприємство різними суміжниками), виникає досить серйозна проблема інокулювання реактора анаеробним осадом. Суттєвими недоліком анаеробно-аеробного способу у порівнянні із способом аеробного окислення є також менша стабільність процесу та висока ймовірність коливань його робочих параметрів при зміні параметрів оточення. Застосування розглядуваного способу ускладнюється і в зв'язку з тим, що газ (метан), який виділяється під час анаеробного процесу є вибухонебезпечним. Розміщення анаеробно-аеробних реакторів на території підприємств, неподалік від житлової забудови, відповідні органи нагляду не санкціонують. На підприємствах харчової промисловості і споріднених галузях анаеробно-аеробний метод може бути з успіхом застосований лише для здійснення локального збирання та очищення стічних вод [19, 27, 37].

1.2 Дослідження процесів фільтрування

Фільтруванням називають процеси розділення неоднорідних систем за допомогою пористих перегородок – фільтрувальних елементів, які затримують одні фази даних систем та пропускають інші [82]. До таких процесів відносяться в тому числі й розділення вологих дисперсних середовищ на рідинну (фільтрат) та тверду (осад) фази. Основні положення теорії фільтрування викладені у роботах В. А. Жужикова [82], Т. А. Малиновської [83], І. С. Туровського [84].

Вихідне середовище, що знаходиться з однієї сторони фільтрувального елемента проходить скрізь нього під впливом перепаду тисків, величину якого вибирають залежно від заданої продуктивності процесу фільтрування. При постійному перепаді тиску в міру забивання фільтрувального елемента, швидкість фільтрування падає, якщо ж підтримується постійна подача середовища через фільтр, то з часом на ньому підвищується перепад тисків. Постійну подачу середовища через фільтр забезпечують, наприклад, поршневі насоси. При використанні відцентрових насосів в міру забивання фільтра будуть змінюватись і його гідравлічний опір і швидкість проходження середовища [85].

Фільтрування є гідродинамічним процесом, швидкість якого прямо пропорційна перепаду тисків на фільтрі і обернено пропорційна опору при проходженні середовища через фільтрувальний елемент та шар осаду. Однак в більшості випадків швидкість фільтрування зростає в меншій мірі, ніж перепад на фільтрі, оскільки при підвищенні останнього пори перегородки та осаду на ній зменшуються, тоді як опір їх збільшується. В

цілому опір при фільтруванні складається з опору перегородки та осаду, що на ній накопичився [86].

Слід мати на увазі, що деякі середовища, з яких виготовляються фільтрувальні елементи практично не стискаються (наприклад, кераміка), отже за відсутності забивання пор, їх опір можна вважати незмінним. Середній розмір пор у фільтрувальному елементі є тим більшим, чим більші розміри частинок, з яких він складається, а стабільність форми поперечного перерізу пор за їх довжиною залежить від ступеню одноманітності форм частинок [87].

Істотним є також й те, що для видалення з середовища твердих частинок не доцільно застосовувати фільтрувальний елемент з порами, поперечні розміри яких є меншими розмірів даних частинок. Як правило номінальна тонкість фільтрації є в декілька разів меншою поперечних розмірів пор фільтрувального елемента. Наприклад елемент з діаметром пор 25 мкм може мати номінальну тонкість фільтрації 5 – 10 мкм [88]. Дана обставина обумовлюється адсорбцією твердих частинок середовища на внутрішніх поверхнях пор, заклинюванням частинок на поворотах каналів у фільтрувальному елементі або зміною форми їх поперечного перерізу. Крім цього, тверді частинки можуть утворювати склепіння на внутрішній поверхні фільтрувального елемента, що можливе при відносно високій концентрації твердої фази [84].

На початковому етапі застосування фільтра, до часткового перекривання його капілярів або утворення склепінь ймовірно проходження через перегородку неочищеної рідини, для запобігання якого після промивання фільтрувального елемента на його внутрішніх поверхнях залишають тонкий шар осаду. З цією ж метою рекомендується починати процес фільтрування при меншому, ніж номінальний перепад тисків на перегородці і постійній швидкості потоку середовища й лише пізніше збільшувати перепад з одночасним зниженням швидкості [83, 89].

Структура утвореного осаду, а отже й його опір проходженню середовища, залежать від властивостей твердої та рідинної фаз, а також від умов процесу фільтрування. Перш за все, структура визначається гідродинамічними факторами – пористістю осаду, розмірами твердих частинок, з яких він складається, а також їх сферичністю [90].

Крім цього, на структуру осаду впливає ще ряд фізико-хімічних факторів – ступінь коагуляції або пептизації твердих частинок, вміст у середовищі колоїдних домішок, що закупорюють пори, величина електрокінетичного потенціалу, що виникає на межі розділення твердої та рідинної фаз в присутності іонів і зменшує ефективний переріз пор [91].

Внаслідок сумісного впливу гідродинамічних та фізико-хімічних факторів, визначення структури та опору осаду вкрай ускладнюється, якщо не стає неможливим [82]. Вплив фізико-хімічних факторів, тісно зв'язаний з поверхневими явищами на межі розділу фаз середовища, що особливо

помітно проявляється при невеликих розмірах твердих частинок (10 – 20 мкм). Такі частинки в процесі фільтрування стискаються у більшій мірі. Однак при цьому слід розрізняти ступінь стискання осаду і ступінь деформування твердих частинок, оскільки недеформовані частинки можуть стискатись за рахунок їх більш рівномірного та щільного укладання. В міру збільшення розмірів частинок підсилюється відносний вплив гідродинамічних факторів [92].

Серед всіх робочих параметрів процесу фільтрування в найбільшій мірі на його протікання впливають перепад тисків на фільтрувальному елементі та температура середовища. Від останньої залежить в'язкість рідинної фази, а отже й здатність цієї фази проходити через шар осаду та пори фільтрувального елемента.

Таким чином, до макрофакторів [82] процесів статичного фільтрування слід віднести такі змінні, як площа поверхні фільтрувального елемента, різниця тисків на ньому, товщина шару осаду та в'язкість середовища. Вплив макрофакторів можна досить точно визначити за допомогою відповідних приладів. Основними мікрофакторами є: розміри пор у шарі осаду та у фільтрувальному елементі, товщина подвійного електричного шару на поверхні твердих частинок. В даний момент визначити вплив мікрофакторів за допомогою приладів неможливо, тому для їх кількісної оцінки застосовують посередні методи [37, 87].

Для забезпечення високої продуктивності обладнання для статичного фільтрування, доводиться збільшувати його габарити та масу, зменшувати питомий опір осаду (шляхом попереднього додавання до середовища флокулянтів та електролітів) або збільшувати швидкість проходження через перегородку рідинної фази, за рахунок попереднього фільтрування середовища, а також зменшення вмісту в ньому смолистих, слизистих та колоїдних домішок. Очевидно, що всі розглянуті способи підвищення продуктивності статичного фільтрування не є раціональними [28].

Як відзначається у роботах [82, 88], у випадках прикладання вібрацій до фільтрувального елемента або створення їх у оброблюваному середовищі, забезпечується істотне зменшення ймовірності адгезії твердих частинок на поверхнях капілярів та поліпшення умов для агрегації частинок.

Основне рівняння фільтрування [34, 67] дозволяє розраховувати швидкість проходження рідинної фази середовища об'ємом W_m через фільтр з ефективною площею S_ϕ за час τ і має такий вигляд

$$v_\phi = \frac{W_m}{S_\phi \cdot \tau}. \quad (1.1)$$

Але як вказується у роботі [82], рівняння (1.1) дає можливість лише наближено оцінити основні параметри відповідного процесу, оскільки в

ньому не враховується ряд випадкових факторів, в тому числі: зміна опору осаду та фільтрувальної перегородки в ході фільтрування, осадження твердих частинок середовища під впливом власної сили тяжіння і т.д. Як показали результати теоретичних та експериментальних досліджень [89], основний опір в більшості процесів статичного фільтрування створює шар осаду, накопичений на фільтрувальній перегородці. Тоді, з врахуванням того, що режим руху рідинної фази по каналах шару осаду є ламінарним, швидкість даного руху можна знайти за формулою Пуазейля [34]

$$v_{\phi} = \frac{\Delta p_{\phi} \cdot d_{к.о}^2}{32 \cdot \mu_p \cdot l_{к.о}}, \quad (1.2)$$

де Δp_{ϕ} – перепад тиску на фільтрі;

μ_p - динамічна в'язкість рідинної фази;

$l_{к.о}$, $d_{к.о}$ – довжина та діаметр капілярів у шарі осаду.

Величину $\frac{32 \cdot \mu_p \cdot l_{к.о}}{d_{к.о}^2}$ позначимо як $R_{к.о}$. За аналогією з електричним

опором її можна розглядати як гідравлічний опір шару осаду, що накопичився на фільтрувальному елементі [37].

Оскільки визначити величину $l_{к.о}$ та $d_{к.о}$ практично не можливо, вводиться дослідна величина питомого опору осаду, яка являє собою опір його шару товщиною 1 м, що відкладається на поверхні фільтрувального елемента площею 1 м². Позначимо цю величину через $r_{к.о}$. Тоді, якщо товщина шару осаду на поверхні фільтра складає $\delta_{к.о}$, опір всього шару буде дорівнювати [34]

$$R_{к.о} = \delta_{к.о} \cdot r_{к.о}. \quad (1.3)$$

Значення $r_{к.о}$ для осадів різних середовищ, що очищуються знаходять експериментально [93]. Якщо на поверхні фільтра площею S_{ϕ} відклався осад товщиною $\delta_{к.о}$, то весь його об'єм розраховується як добуток $W_{к.о} = S_{\phi} \cdot \delta_{к.о}$ [34].

Практичне значення має розрахунок товщини осаду, що відкладається на поверхні фільтра площею 1 м² при проходженні через нього об'єму W_m середовища. Для цього потрібно знати концентрацію осаду k_o , тобто його об'єм, що міститься у 1 м³ вихідного середовища. Тоді [34]

$$W_{к.о} = W_m \cdot k_o; S_{\phi} \cdot \delta_{к.о} = W_m \cdot k_o; \delta_{к.о} = W_m \cdot k_o / S_{\phi}. \quad (1.4)$$

Величина W_m/S_ϕ , яку можна позначити як q , являє собою питому продуктивність фільтра у $\text{м}^3/\text{м}^2$, тобто об'єм фільтрату, що проходить через одиницю площі поверхні фільтру. Тоді після підстановки $\delta_{к.о} = q \cdot k_o$ у формулу (1.3) отримаємо [34]

$$R_{к.о} = q \cdot k_o r_{к.о}. \quad (1.5)$$

Загальний опір фільтруванню [34]

$$R_z = R_{к.о} + R_\phi, \quad (1.6)$$

де R_ϕ – опір фільтрувальної перегородки.

Тоді з врахуванням прийнятих вище позначень, швидкість фільтрування можна знайти за такими формулами [34]

$$v_\phi = \frac{W_m}{S_\phi \cdot \tau} = \frac{q}{\tau} = \frac{\Delta p_\phi}{R_z} = \frac{\Delta p_\phi}{q \cdot k_o r_{к.о} + R_\phi}. \quad (1.7)$$

Виведені залежності справедливі для процесів фільтрування середовищ з нестисливим осадом. Якщо ж останній стискається, для визначення швидкості фільтрування слід застосовувати формулу [34]

$$v_\phi = \frac{\Delta p_\phi^{1-m}}{q \cdot k_o r_{к.о} + R_\phi}, \quad (1.8)$$

де m – показник ступеню, що характеризує стисливість осаду [89].

Враховуючи значне число факторів і параметрів, що впливають на процес фільтрування, вибір раціонального способу та режиму процесу, а також типу фільтрувального елемента та допоміжних речовин, здійснюється експериментально за допомогою дослідних установок або шляхом систематизації даних, одержаних на різних виробництвах, при фільтруванні різноманітних суспензій [82]. Під час оцінювання ефективності того чи іншого обладнання для фільтрування потрібно розрахувати питому продуктивність його фільтрувальної перегородки. З цією метою застосовується рівняння (1.1) або дослідні дані [94].

Останнім часом у харчовій та хімічній промисловості, при установленні гідродинамічних закономірностей проходження рідин скрізь пористі перегородки, для оцінювання якості фільтрування з врахуванням забивання пор у фільтрувальному елементі, виявлення закону розподілення твердих частинок середовища за розмірами і визначення геометричних параметрів утворюваних з них шарів осаду, широко

застосовують статистичні методи [82, 95], які забезпечують одержання досить точних результатів без проведення складних розрахунків.

Пористістю осаду називають відношення об'єму пор до об'єму осаду [37]. Стисливими осадами та перегородками вважають такі, пористість яких при збільшенні перепаду тисків зменшується, а опір проходженню рідини – зростає. При цьому, як вказується у роботі [82], частинки осаду стискаються в напрямку від межі контакту осаду з фільтратом до межі осад– фільтрувальна перегородка, зі зменшенням в даному напрямку пористості та збільшенням опору (рисунок 1.10). Таке уявлення про зміну параметрів структури осаду, під час здійснення статичного фільтрування автору даної роботи представляється не достатньо коректним та обґрунтованим. Дійсно, описане у [82] збільшення ступеню стискання твердих частинок від внутрішньої до зовнішньої межі шару осаду може обумовлюватись впливом на них гідростатичного тиску рідинної фази середовища, у випадках, коли напрямок її фільтрування збігається із напрямком дії на середовище сили тяжіння. Однак більш інтенсивним, ніж наростання у шарі осаду гідростатичного тиску, є зменшення в ньому тиску рідини, обумовлене її тертям під час переміщення по каналах між твердими частинками, а також втратами тиску у місцевих опорах (поворотах, розширеннях і звуженнях каналів) [96]. Дане падіння тиску продовжується й у шарі фільтрувальної перегородки, на зовнішній межі якої тиск фільтрату буде відповідати атмосферному тиску. Тому, в напрямку від межі контакту осаду із оброблюваним середовищем до межі осад – фільтрувальна перегородка ступінь стискання твердих частинок буде зменшуватись, а їх пористість – зростати.

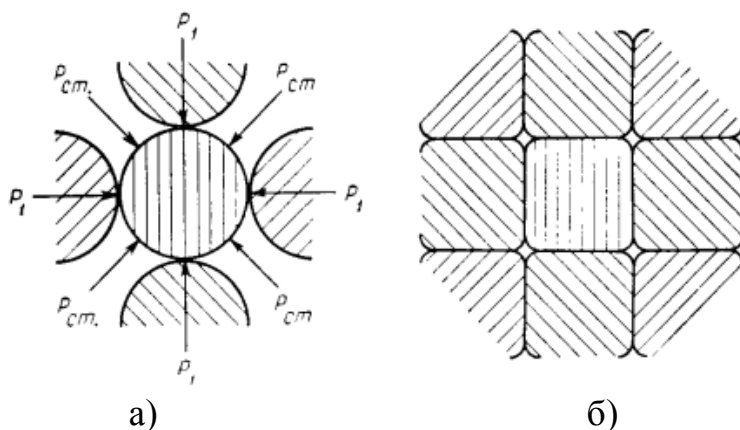


Рисунок 1.10 – Деформування твердих частинок у стисливому осаді: а – частинки до деформування; б – частинки після деформування

Дослідження процесів фільтрування краще проводити на місці виробництва, оскільки у випадках транспортування перероблюваного середовища, його властивості можуть істотно змінитись і отримані результати не можна вважати достовірними [97] через кристалізацію, розчинення, коагуляцію або пептизацію середовища, випадіння з нього

смолистих або слизових домішок [29]. Якщо проведення експериментів на місці виробництва неможливо, потрібно, принаймні, під час транспортування середовища підтримувати його робочу температуру. Але і в даному випадку, отримані в окремих дослідах результати, навіть за адекватності умов, можуть досить сильно відрізнятись (наприклад, опір осаду деяких хімічних напівфабрикатів барвників та білил в окремих, проведених у виробничих умовах експериментах, відрізнявся у 1,5 – 4 рази [82]), що пояснюється відмінами робочих параметрів процесів їх виробництва. Питомий опір середовища, навіть й при визначенні його практичними методами, на виробництві, є середньостатистичною величиною, для достатньо точного розрахунку якої потрібно дослідити необхідне число проб [60]. Опір фільтрувальної перегородки потрібно також визначати у кожному досліді окремо, оскільки він може істотно змінюватись залежно від ступеню забивання її пор та умов промивання перегородки [43]. Масовий і об'ємний вміст твердої фази у вихідному середовищі визначають після висушування осаду, отриманого на перегородці після фільтрування контрольної порції середовища до одержання незмінних маси та об'єму осаду.

В результаті експериментів встановлено, що пористість осадів вологих дисперсних середовищ, які складаються з частинок одного діапазону розмірів, але з різним розподіленням цих розмірів у діапазоні, може досить значно відрізнятись [82]. Останнє пояснюється високою ймовірністю агрегації твердих частинок осаду, починаючи з певного їх розміру [90].

Питомий опір осаду на фільтрувальній перегородці швидко зменшується при збільшенні розмірів твердих частинок середовища, що обумовлено зростанням площі прохідного перерізу пор між ними [83]. На практиці збільшення розмірів твердих частинок досягають шляхом додавання до середовища різних органічних або неорганічних речовин, властивості яких дозволяють швидко підготувати їх та легко змішати з середовищем, зводять до мінімуму ймовірність зворотних процесів пептизації та сприяють кращому розділенню рідинної та твердої фаз [39].

Необхідно також взяти до уваги, що в рівняннях теорії статичного фільтрування не враховано вплив фізико-хімічних взаємодій між твердими частинками, зокрема, поверхневих явищ (наприклад, утворення подвійного електричного шару [98, 99]), які особливо сильно впливають на питомий опір осаду при розмірах твердих частинок порядку 10 мкм [82]. За наявності на поверхні твердих частинок подвійного електричного шару, на них адсорбуються іони одного знаку, що призводить до взаємного відштовхування частинок – пептизації. Тому, фактори, що сприяють зменшенню товщини або навіть повному усуненню подвійного електричного шару, забезпечують агрегацію твердих частинок осаду, а отже й зменшення його питомого опору [39].

1.3 Висновки до розділу

1. В результаті проведеного нами аналізу способів та обладнання для очищення вологих дисперсних середовищ була розроблена їх класифікація, в якій дані способи поділені на механічні, електролітичні, термічні, хімічні та біологічні.

2. Аналіз переваг та недоліків способів та обладнання для очищення показав, що відомий механічний спосіб статичного фільтрування не забезпечує продуктивного та безперервного робочого процесу. Спосіб тангенціального потокового фільтрування також не забезпечує стабільної продуктивності та потребує удосконалення. Термічні та електролітичні способи відрізняються високою енергоємністю в реалізації, а хімічні та біологічні – малою продуктивністю, крім цього, для здійснення останніх потрібні значні виробничі площі та складне матеріалоємне обладнання.

3. В результаті проведених нами з фільтрами спиртової барди, пивної дробини, бурякового жому та кавового шламу досліджень, експериментально доведено, що у порівнянні із відомими способами, пропонується спосіб потокового віброударного фільтрування, що реалізується на обладнанні з ГП, має вищу ефективність, оскільки забезпечує більшу продуктивність, при меншій матеріало- та енергоємності обладнання та дотриманні заданих щодо ступеня очищення вологого дисперсного середовища.

4. Вологі дисперсні середовища, зокрема відходи харчових виробництв являють собою складні пружно-в'язко-пластично-інерційні системи. Аналіз процесів їх механічної обробки, в тому числі фільтрування, є надзвичайно складним і повинен здійснюватись після введення численних припущень та спрощень, із застосуванням теоретичних положень і моделей механіки, гідравліки та реології.

пружинами 13 зі станиною 14, яка, в свою чергу, установлена на віброопорах 21. Вібростіл спирається на упорний підшипник кочення 23 і з'єднаний з плунжером гідроциліндра 12 ГП. Корпус гідроциліндра 12 також жорстко закріплений на станині 14. Відцентровий насос 5 приєднаний через кран 6 до розподільної порожнини 15, з якою також сполучаються поршнева порожнина гідроциліндра 9 та трубчаста керамічна мембрана 3, установлена у корпусі 2 з відводами 7.

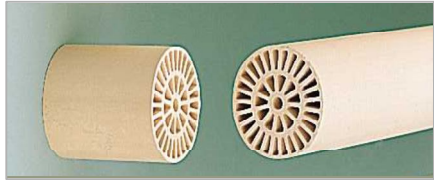


Рисунок 2.2 – Трубчаста керамічна мембрана, що використовувалась під час експериментів

Під час експериментів застосовувалась фільтрувальна мембрана фірми “Tami” довжиною $l_{\phi} = 300$ мм і діаметром $D_{\phi} = 25$ мм, з $n_{\kappa} = 39$ каналами гідравлічного діаметру $d_{\phi} = 2,5$ мм, виготовлена із суміші частинок оксидів титану та цирконію, з розмірами пор від 0,14 до 1,4 мкм [44] (рисунок 2.2). Гідроциліндр 9 (див. рисунок 2.1), як і корпус мембрани закріплений вертикально на кронштейні 22, при цьому шток гідроциліндра зв'язаний з вібростолом 10. На виході з мембрани 3 установлений ще один кран 1 та манометр 4. Бак 11 призначений для фільтрату вологих дисперсних середовищ, бак 8 - для відфільтрованої рідини. Гідроциліндр ГП зворотного-поворотних рухів вібростолу 10 базового вібропреса [100] для проведення даних експериментів був непотрібний і тому відключався; на схемі на рисунку 2.1 він не показаний. ГП стану включає насос 19, запобіжний клапан 17, та двокаскадний двоходовий двопозиційний вібробуджувач 20, приєднаний за схемою «на виході» [101].

Працював стенд таким чином. Фільтрат у безперервному режимі подавався насосом 5 по замкненій системі з бака 11, через кран 6, мембрану 3 та кран 1 назад у бак 11. За допомогою кранів 1, 6 у середовищі фільтрату, що проходив по каналах мембрани, установлювався необхідний для мікрофільтрування тиск $p_{m,n} = 0,2$ МПа [44]. Рідинна фаза оброблюваного середовища проходила через пори у стінках мембрани, очищувалась та стікала у корпус 2, а далі через відводи 7 у бак 8. Тверді частинки затримувались стінками мембрани. Вмикався насос 19 ГП, в результаті чого при закритому вібробуджувачі 20 (верхня позиція за схемою) тиск робочої рідини у порожнині гідроциліндра 12 починав збільшуватись. Вібростіл 10 і разом з ним шток і поршень гідроциліндра 9 зміщувались вгору, що призводило до стискання пружин 13. У момент досягнення у гідросистемі ГП максимального тиску робочої рідини p_{21} вібробуджувач 20 відкривався (нижня позиція за схемою), з'єднуючи порожнину гідроциліндра 12 зі зливом. Тиск в ній падав, в результаті вібростіл 10 зі штоком і поршнем гідроциліндра 8 під впливом сили власного тяжіння та сили пружності стиснених пружин 13 повертались у нижнє вихідне положення. При досягненні тиску p_{22} у підсистемі ГП

вібробуджувач 20 закривався (верхня позиція за схемою), після чого цикл спрацьовування ГП знов повторювався. Таким чином, поршень гідроциліндра 9 здійснював вертикальні зворотно-поступальні переміщення з регульованою частотою та амплітудою, що призводило до створення у середовищі фільтрату, який циркулював по каналах мембрани 3, ударних хвиль напружень і деформацій – періодичного збільшення і зменшення тиску фільтрату і швидкості його переміщення [46]. В результаті у порівнянні із безударним потоковим фільтруванням, що реалізовувалось на цьому ж самому стенді при відключеному ГП, зменшувалась товщина s_o шару осаду на внутрішніх поверхнях стінок мембрани 3 (див. рисунок 1.4), пори останньої в меншій мірі забивались твердими частинками, забезпечувалась вища і стабільна в часі продуктивність Q_f процесу фільтрування [102].

‘На рисунку 2.3 представлена фотографія стенду з ГП для потокового віброударного фільтрування, а у таблиці 2.1 – його технічна характеристика.



Рисунок 2.3 – Фотографії експериментального стенду з ГП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ

2.2 Визначення ефективності потокового віброударного фільтрування

2.2.1 Розробка програми експериментів

Метою експериментальних досліджень, проведених за допомогою описаного вище стенду (див. рисунок 2.1), було доведення вищої ефективності способу потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ харчових виробництв у порівнянні із ефективністю їх безударного потокового фільтрування [18], що реалізуються за допомогою трубчастих керамічних мембран (див. рисунок 1.3 та підрозділ 1.1).

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика експериментального стенду з ГПП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ

Найменування, позначення та одиниця вимірювання параметра	Числова величина параметра
Діапазон регулювання частоти коливань вібростолу ν , Гц	0,5...150
Діапазон регулювання амплітуди коливань вібростолу z_{1a} (м)	$(0,1...5) \cdot 10^{-3}$
Номінальний тиск відкриття віброзбуджувача p_1 , МПа	10
Номінальний тиск у середовищі фільтрату, необхідний для його фільтрування $p_{м.н}$, МПа	0,2
Потужність електродвигуна ГПП N_{el} , кВт	18,5
Номінальна подача насоса ГПП $Q_{н1}$, м ³ /с	$2,3 \cdot 10^{-3}$
Номінальна подача насоса, що забезпечує постійну циркуляцію фільтрату по каналах мембрани $Q_{н2}$, м ³ /с	$7,7 \cdot 10^{-4}$
Жорсткість пружин повернення вібростолу c_y , Н/м	$2,37 \cdot 10^6$
Маса стенду з пультом керування, кг	3000

Для досягнення вказаної мети в ході експериментів потрібно розв'язати такі основні задачі:

- визначити основні параметри навантаження оброблюваних вологих дисперсних середовищ під час їх потокового віброударного фільтрування, від яких найбільше залежать параметри ефективності процесу – продуктивність Q_ϕ фільтрування та зміна Q_ϕ у часі [18, 40];

- установити параметри регулювання стенду з ГПП, при збільшенні та зменшенні яких забезпечується ефективна зміна параметрів навантаження;

- одержати експериментальні залежності продуктивності Q_ϕ потокового віброударного фільтрування та зміни Q_ϕ у часі від кожного з параметрів навантаження і на їх основі визначити оптимальні режими реалізації досліджуваних процесів на стенді з ГПП;

- установити значення Q_ϕ при оптимальних режимах реалізації потокового віброударного фільтрування і порівняти його з продуктивністю $Q_{\phi.б}$ безударного фільтрування; зіставити експериментальні залежності зміни в часі Q_ϕ та $Q_{\phi.б}$. При цьому проводити порівняння ефективності двох даних способів за енергоємністю ϵ_ϕ недоцільно, через те, що досліджуваний стенд з ГПП (див. рисунок 2.1) є експериментальним, створеним на базі обладнання іншого призначення, тому потужність його електродвигуна (див. таблицю 2.1) використовується не достатньо раціонально. Ефективність пропонованого способу за енергоємністю буде доведена для промислових установок з ГПП та умов потокового виробництва [20, 103].

Що стосується ще одного, згаданого у підрозділі 1.1, параметра ефективності процесу фільтрування – вмісту хімічних та біологічних домішок у відфільтрованій рідині [43], - то при використанні якісних і надійних керамічних мембран західного виробництва фірм «Membrflow filtersysteme», «Aaflow systems», «Tami», «Della Toffola» [46] (в даних експериментах – мембран «Tami» [44]) та дотриманні вказаних у їх паспорті параметрів робочих режимів, гарантовано забезпечується необхідна якість фільтрування. До того ж, під час дослідження віброударного та безударного фільтрування використовувалась одна і та сама мембрана, тому визначати для цих способів якісні показники фільтрування також непотрібно.

2.2.2 Визначення параметрів навантаження та регулювання

Як і під час віброударного зневоднення вологих дисперсних середовищ харчових виробництв [104, 105, 106], основними параметрами навантаження при реалізації потокового віброударного фільтрування, що визначають його ефективність є: амплітуда z_{Ia} та частота ν коливань вібростолу 19 стенду (див. рисунок 2.1), а також максимальний тиск $p_{m.max} = p_{m1}$ у середовищі фільтрату середовищ, на першому етапі циклу спрацьовування ГП (див. підрозділ 4.3 та формулу 4.32) [46].

Простого, точного та безступінчастого збільшення або зменшення z_{Ia} , ν та $p_{m.max}$ у ГП з віброзбуджувачем «на виході» [101], можна домогтись, змінюючи такі параметри регулювання як: максимальний тиск p_{z1} у порожнині гідроциліндра 12 ГП (див. рисунок 2.1), попереднє стискання z_{0y} пружин 13 та площу прохідного перерізу $f_{др.в}$ дроселя віброзбуджувача [100].

Для установаження необхідного для безударного потокового фільтрування тиску $p_{m.n}$ у середовищі фільтрату, що циркулював по каналах мембрани 3 (див. підрозділ 2.1) змінювались площі прохідних перерізів $f_{кр1}, f_{кр2}$ кранів 6, 1 [107].

2.2.3 Вибір контрольно-вимірювальної апаратури

Амплітуда z_{Ia} та частота ν коливань вібростолу 10 експериментального з ГП стенду (див. рисунок 2.7) визначались за допомогою тензометричного датчика переміщень 24 моделі TURCK Ni8-M18-LiU; тиск p_2 у порожнині гідроциліндра 12 ГП вимірювався тензометричним датчиком тиску 16 моделі ADZ-SML-10.0. Також застосовувались АЦП моделі E14-140, комп'ютер Pentium III та стандартне програмне забезпечення для АЦП – програмний пакет LGraph2. Докладне обґрунтування вибору апаратури використовуваного контрольно-вимірювального комплексу та його блок-схема наведені у роботі [3]. Фотографії та характеристики датчиків і АЦП, тарувальні графіки датчиків та схеми їх підключення наведені у додатку Г. У пункті 6.1.3 представлені

прикладі одержаних під час експериментальних досліджень осцилограм зміни z_{I} та p_{2} .

Для визначення тиску $p_{m.max}$ у фільтраті оброблюваного середовища, що циркулював по каналах мембрани, використовувався пружинний манометр 4, класу точності - 1,5, з ціною поділки шкали 0,01 МПа і максимальним її значенням 10 МПа.

2.2.4 Визначення параметрів ефективності потокового віброударного фільтрування

Продуктивність фільтрування Q_{ϕ} ($Q_{\phi.б}$) розраховували як відношення об'єму $W_{\phi\Sigma}$ очищеної рідини, що набралась у баці 8 стенду (див. рисунок 2.1) за певний час t_{ϕ} до цього часу [108]

$$Q_{\phi} = \frac{W_{\phi\Sigma}}{t_{\phi}}. \quad (2.1)$$

При цьому $W_{\phi\Sigma}$ визначався за допомогою скляної мірної тари, а t_{ϕ} – з використанням секундоміру.

Для забезпечення достатньо високої достовірності експериментальних значень максимального тиску $p_{m.max}$ фільтрату середовищ, амплітуди z_{Ia} та частоти ν коливань вібростолу 10 стенду, максимального тиску p_{2I} у порожнині його гідروциліндра 12, а також продуктивності віброударного Q_{ϕ} та безударного $Q_{\phi.б}$ потокового фільтрування, кожен експеримент з установленням певних значень параметрів регулювання процесу (див. пункт 2.2.2) повторювався 10 разів при вмиканнях і вимиканнях приводів стенду [3, 20]. Далі розраховувалось середнє арифметичне для отриманих 10 значень параметра навантаження та параметра ефективності [109, 110].

Завдяки використанню описаного методу при порівняно невеликому числі експериментів забезпечувалась досить висока їх достовірність і точність [111].

Досліджуваними середовищами були фільтрати кавового шламу, бурякового жому та спиртової барди вологістю 95 – 97%. Вихідна температура фільтратів складала 20 °С; в процесі проведення експериментів вона не піднімалась вище 25°С [82].

Експерименти показали, що створення у середовищі оброблюваного фільтрату, який циркулює по каналах мембрани ударних хвиль напружень та деформацій, забезпечує періодичне підвищення тиску p_m до максимального значення $p_{m.max}$ [102]. При цьому вказані підвищення тиску є тим більшими, чим більші значення інших параметрів навантаження z_{Ia} та ν . Таким чином, була експериментально підтверджена одна з основних

закономірностей протікання процесів потокового віброударного фільтрування [46] (див. підрозділ 4.1).

На рисунку 2.4 наведені експериментальні залежності продуктивності Q_{ϕ} потокового віброударного фільтрування від z_{1a} , ν та $p_{m,max}$. Зі збільшенням кожного з цих параметрів навантаження Q_{ϕ} зростає у приблизно рівній мірі. Але у випадках регулювання частоти коливань вібростолу, помітне зростання Q_{ϕ} забезпечується лише в діапазоні ν від 30 до 110 Гц, тоді як при подальшому її підвищенні, Q_{ϕ} практично не змінюється (див. рисунок 2.4, б).

Також на експериментальному стенді з ГП, при відключеному ГП та за вказаних вище параметрів фільтрату середовищ, визначалась продуктивність $Q_{\phi,b}$ безударного потокового фільтрування, яка при очищенні кавового шламу, бурякового жому та спиртової барди не перевищувала відповідно 12 л/год, 11,5 л/год і 10 л/год.

На рисунку 2.5 представлені графічні експериментальні залежності зміни у часі t продуктивності процесів віброударного – Q_{ϕ} та безударного – $Q_{\phi,b}$ потокового фільтрування кавового шламу, бурякового жому та спиртової барди, при реалізації оптимальних режимів цих процесів.

При оптимальних режимах віброударного навантаження, визначених за графіками на рисунку 2.4 забезпечується максимальна продуктивність процесу фільтрування даного конкретного виду фільтрату вологих дисперсних середовищ, в той же час усувається ймовірність руйнування мембрани [39, 46].

Оптимальним режимом безударного потокового фільтрування, при якому забезпечується висока продуктивність $Q_{\phi,b}$, є режим з тиском на виході з мембрани $p_{m,n} = 0,2$ МПа. При більших значеннях $p_{m,n}$, які можна установити за допомогою кранів 1, 6 (див. рисунок 2.1), не зважаючи на певне підвищення продуктивності фільтрування у першу годину роботи стенду, у подальшому починається більш інтенсивне забивання мембрани і $Q_{\phi,b}$ помітно падає.

2.2.5 Порівняння ефективності потокового віброударного та безударного фільтрування

Як видно з графіків на рисунку 2.5, продуктивність Q_{ϕ} віброударного фільтрування з часом зменшується тільки у продовж перших 1,5 годин від початку процесу, що пояснюється утворенням в цей період шару осаду s_o з твердих частинок середовищ на поверхнях мембрани (див. підрозділ 1.1). Однак у подальшому, завдяки створенню у середовищі фільтрату ударних хвиль напружень [47, 59], величина s_o залишається стабільно малою, у зв'язку із чим Q_{ϕ} вже не падає і зберігається достатньо високою.

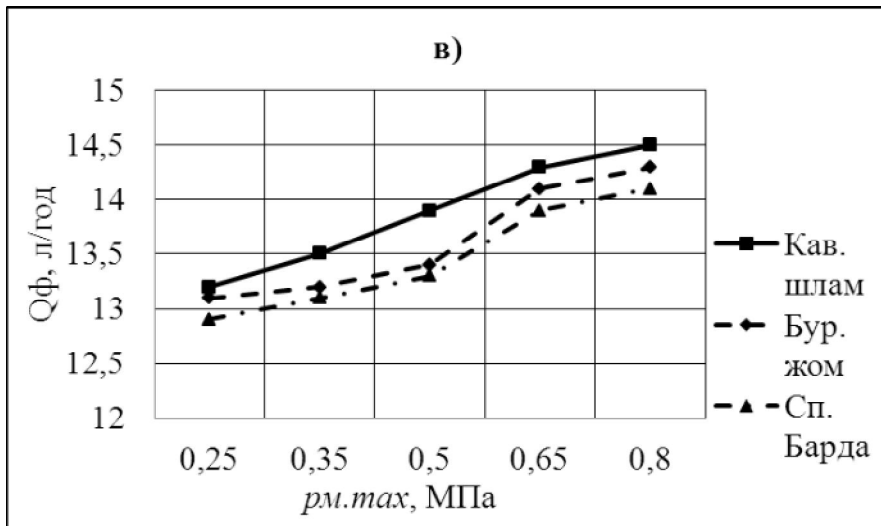
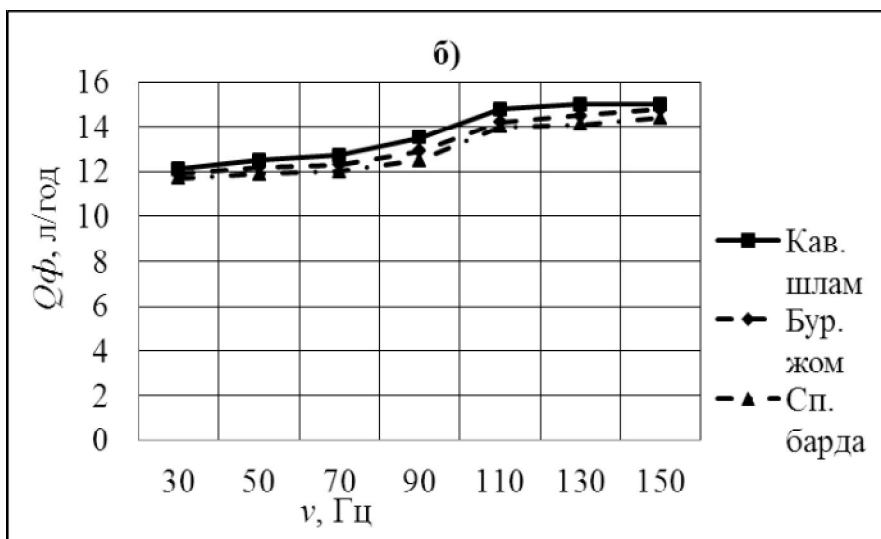
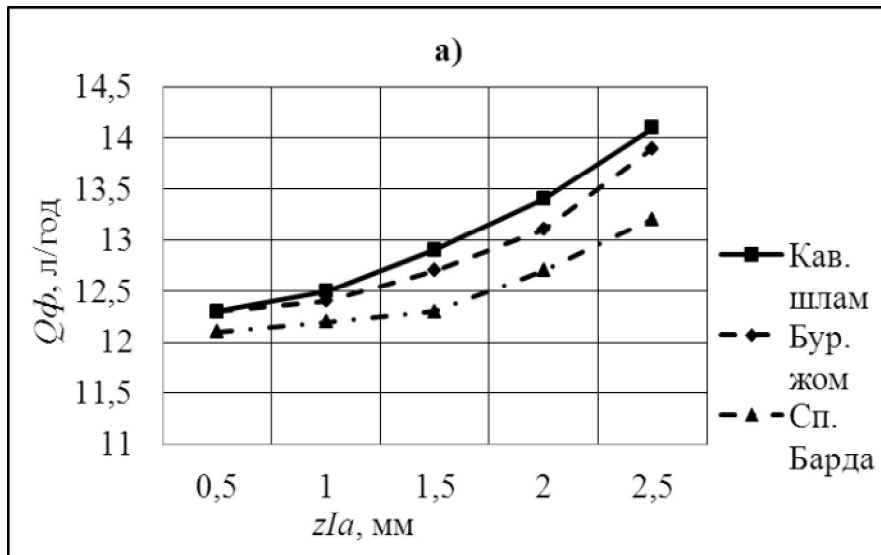


Рисунок 2.4 – Експериментальні залежності продуктивності Q_{ϕ} потокового віброударного фільтрування від: а - амплітуди z_{1a} коливань вібростолу при $\nu = 60$ Гц; $p_{M.max} = 0,5$ МПа; б - частоти ν коливань вібростолу при $z_{1a} = 0,8$ мм; $p_{M.max} = 0,5$ МПа; в - максимального тиску $p_{M.max}$ у каналах фільтрувальної мембрани при $z_{1a} = 2$ мм; $\nu = 60$ Гц

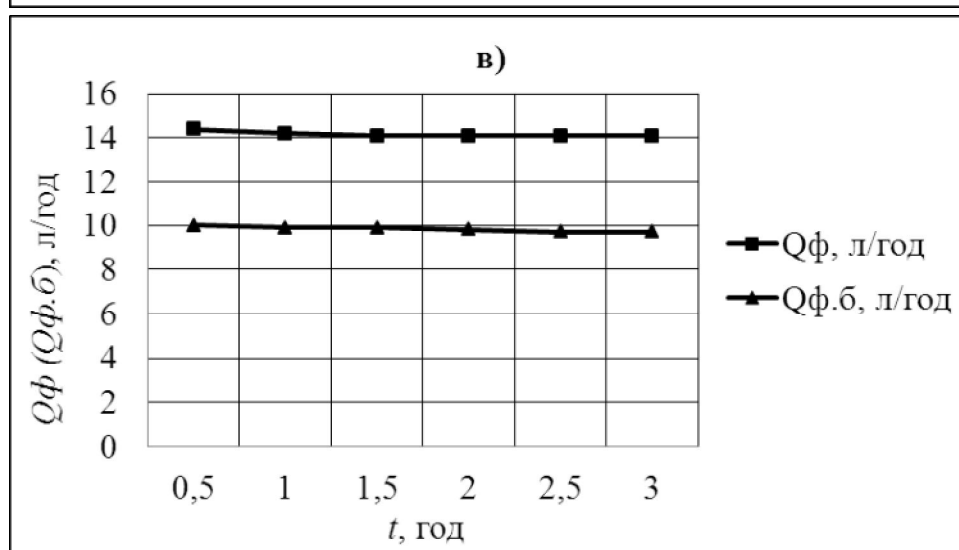
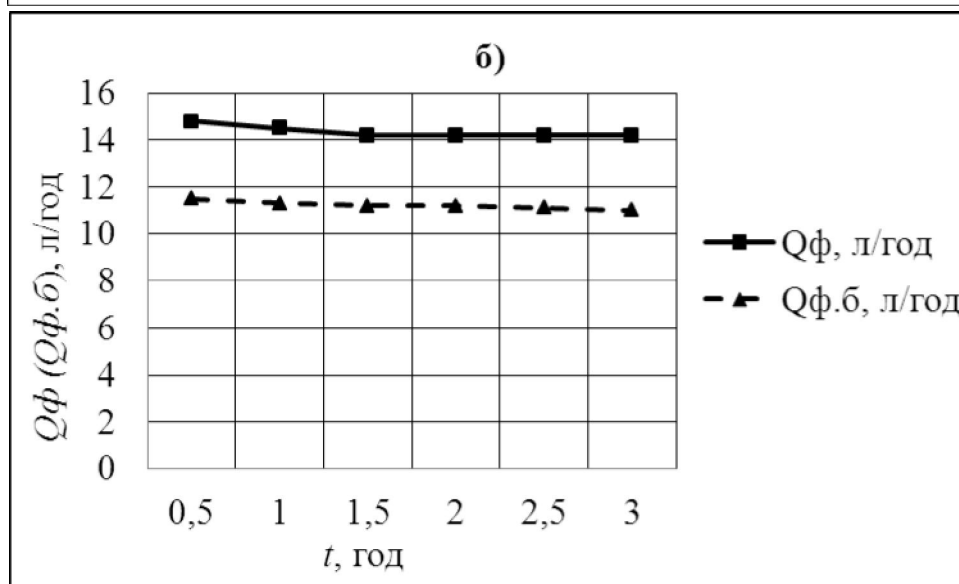
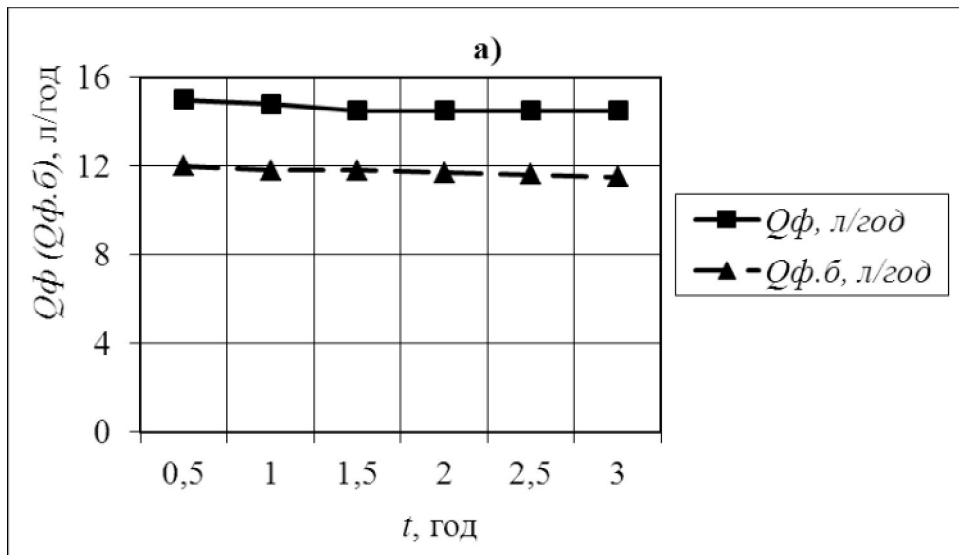


Рисунок 2.5 – Експериментальні залежності зміни в часі t продуктивності потокового віброударного фільтрування – Q_ϕ та безударного – $Q_{\phi.б}$ фільтрування: а – кавового шламу; б – бурякового жому; в – спиртової барди – при оптимальних режимах навантаження

Продуктивність $Q_{\phi,б}$ безударного фільтрування в часі постійно падає (див. рисунок 2.11), що обумовлене безперервним збільшенням s_o та забиванням пор мембрани [240].

Згідно із графіками на рисунках 2.5 найвища продуктивність забезпечується під час віброударного фільтрування кавового шламу ($Q_{\phi} = 15$ л/год), дещо нижча ($Q_{\phi} = 14,8$ л/год) – при фільтруванні бурякового жому й найнижча продуктивність ($Q_{\phi} = 14,4$ л/год) – при фільтруванні спиртової барди. Останнє можна пояснити тим, що жом і барда є в більшій мірі колоїдними середовищами, ніж шлам, тому їх тверді частинки інтенсивніше налипають на поверхнях мембрани та забивають її пори. Але в цілому, продуктивність Q_{ϕ} під час віброударного фільтрування основних видів середовищ відрізняється несуттєво і є помітно більшою продуктивності безударного фільтрування: для кавового шламу – на 18,6 – 20,6% (див. рисунок 2.5, а); для бурякового жому – на 21,2 – 22,5% (див. рисунок 2.5, б); для спиртової барди – на 30,6 – 31,2% (див. рисунок 2.5, в). Все це доводить високу ефективність пропонованого способу [241].

2.3 Висновки до розділу

1. Експериментальний гідроімпульсний стенд для визначення ефективності пропонованого способу потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ може бути створений на базі інерційного вібропрес-молота з гідроімпульсним приводом (ІВПМ з ГПП).

2. Визначені основні параметри ефективності процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ – фільтратів кавового шламу, бурякового жому та спиртової барди. Такими параметрами є: продуктивність Q_{ϕ} за відфільтрованою рідиною та зміна Q_{ϕ} у часі. Крім цього, визначені основні параметри навантаження, від яких залежить ефективність реалізації пропонованого способу – амплітуда z_{1a} і частота ν коливань вібростолу гідроімпульсного стенду, а також максимальний тиск $p_{m,max}$ у середовищі фільтрату. Установлені параметри регулювання для зміни z_{1a} , ν та $p_{m,max}$.

3. Одержані експериментальні залежності Q_{ϕ} від z_{1a} , ν та $p_{m,max}$ під час фільтрування основних видів відходів харчових виробництв (фільтратів кавового шламу, бурякового жому та спиртової барди), що дозволили визначити оптимальні режими реалізації досліджуваних процесів.

4. На оптимальних режимах експериментально визначена продуктивність Q_{ϕ} потокового віброударного фільтрування, яка залежно від виду середовищ складала 14,4 – 15 л/год, тоді як при безударному фільтруванні продуктивність $Q_{\phi,б}$ не перевищувала 10 – 12 л/год. Крім цього, через кожні півгодини роботи стенду $Q_{\phi,б}$ падала на 1%, тоді як Q_{ϕ} залишалась стабільною в часі. Отже пропонований спосіб має вищу ефективність.

3 РОЗРОБКА ЗАСОБІВ, ВИМОГ ТА РЕКОМЕНДАЦІЙ ДО ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

3.1 Використання пружинних манометрів для дослідження динамічних процесів у вологих дисперсних середовищах під час їх потокового віброударного фільтрування

На рисунку 3.1 представлена схема потокового віброударного фільтрування. Потік вологого дисперсного середовища безперервно подається через кран 11, патрубок 6, по каналах фільтрувальної мембрани 5, патрубок 2 і кран 10. За допомогою кранів 10, 11 в оброблюваному середовищі, що проходить по каналах мембрани 5 створюються необхідні опір і тиск p_c . В результаті рідка фаза середовища витісняється через пори в стінках мембрани, фільтрується, стікає в корпус 4, а далі по відводів 12, 13 йде в бак для фільтрату. Тверді частинки середовища затримуються стінками мембрани.

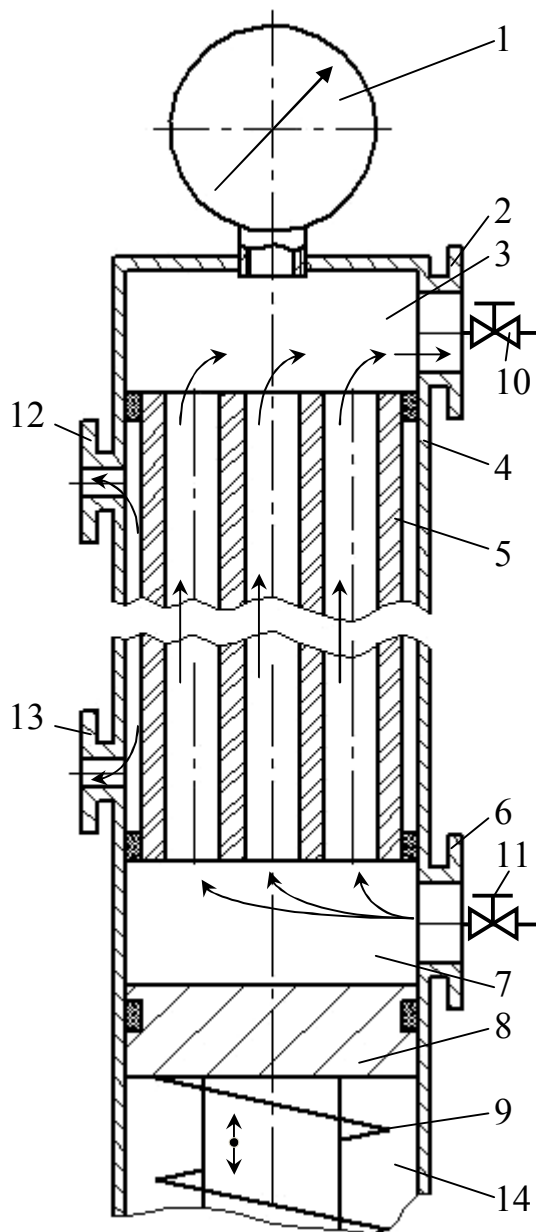


Рисунок 3.1 – Схема потокового віброударного фільтрування

Внаслідок періодичної зміни в порожнині 14 гідроциліндра ГП тиску p_c робочої рідини, поршень 8 здійснює вертикальні зворотно-поступальні переміщення з частотою до 150 Гц і амплітудою до 2,5 мм. В результаті в оброблюваному середовищі в порожнині 7 і в каналах мембрани 5 створюються ударні хвилі напружень і деформацій, періодично збільшується тиск p_c (в 3 - 4 рази) і швидкість v_c переміщення середовища по каналах мембрани (на 10 - 12%) [19]. Все це призводить до зменшення шару осаду з твердих частинок середовища на внутрішніх поверхнях мембрани, а отже і до збільшення продуктивності фільтрування [19, 29].

При цьому, і в ході безударного потокового фільтрування і при виброударному фільтруванні, основними параметрами робочого процесу, від яких залежить його ефективність є тиск p_c і швидкість v_c в оброблюваному середовищі [19, 29, 44, 113].

Як показали проведені нами експерименти [29], використання для контролю p_c в процесах потокового виброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ серійних тензометричних датчиків тиску (наприклад, моделей ADZ-SML-10.0, KOBOLD SEN 8701-165) не забезпечує необхідної точності та стабільності вимірювань.

Останнє пов'язано з тим, що зазначені датчики призначені для вимірювання тиску в середовищі мінеральних масел, а не вологих дисперсних середовищ, тверді частинки яких в більшості випадків являють собою, схильні до агрегації колоїдні капілярно-пористі тіла [167]. Все це обумовлює інтенсивний засмічення твердими частинками вологих дисперсних середовищ в процесі їх потокового виброударного фільтрування прохідних перерізів тензометричних датчиків тиску і призводить до некоректних результатів. У зв'язку з цим, в ході експериментальних досліджень процесів, що розглядаються для вимірювання p_c нами використовувалися пружинні манометри класу точності 1,5 з ціною поділки шкали 0,01 МПа і максимальним її значенням 10 МПа. Дані прилади також відносяться до серійної апаратури, проте в порівнянні з тензометричними датчиками тиску є значно простішими і дешевшими [115], крім того, практично не засмічуються мелкодисперсними твердими частинками вологих дисперсних середовищ і тому забезпечують достатні точність і стабільність вимірювань.

Правда недоліками манометрів, на відміну від датчиків, є відносно невисока швидкість реакції на зміну тиску (низька швидкодія) і неможливість реєстрації результатів вимірювань. Однак, як показали ті ж самі експерименти [29], зміна тиску p_c в процесі потокового виброударного фільтрування має яскраво виражений імпульсний характер. Таким чином, основним завданням в ході досліджень стає точне вимірювання максимальних значень p_c , тоді як потреба в реєстрації залежності $p_c = f(t)$ практично відсутня.

З метою обґрунтування цього твердження виконаємо розрахунок залежності $p_c = f(t)$ на етапі збільшення тиску в порожнині 14 (див. рисунок 3.1) гідроциліндра ГП від мінімального значення p_{c2} до максимального p_{c1} і переміщення поршня 8 вгору. На даному I-му етапі циклу спрацювання ГП установки для потокового виброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ величину p_c можна визначити за допомогою рівняння

$$p_c(t) = p_{c2}(t) + p_{c.n} - \Delta p_{mp}(t) - \Delta p_{ex.n7}(t) - \Delta p_{p.n7}(t) - \Delta p_{ex.m}(t); 0 \leq t \leq t_{n.m}, (3.1)$$

де $p_{c.z}(t)$ – поточний тиск у вологому дисперсному середовищі, що створюється поршнем 8;

$p_{c.n}$ – постійний тиск у вологому дисперсному середовищі, створюваний циркуляційним насосом і кранами 10, 11 (встановлюється за допомогою технічного керівництва для використовуваної мембрани) [19, 44];

$\Delta p_{mp}(t)$ – втрати тиску у вологому дисперсному середовищі на тертя по довжині мембрани 5 [96];

$\Delta p_{ex.n7}(t)$, $\Delta p_{p.n7}(t)$, $\Delta p_{ex.m}(t)$ – місцеві втрати тиску на вході в порожнину 7, при проходженні розгалуження в порожнині 7 і на вході в канали мембрани 5 [96];

$t_{n.0}$ – тривалість I-го етапу.

Значення $p_{c.z}(t)$ розраховуємо за формулою

$$p_{c.z}(t) = \frac{F_z(t)}{S_n}; 0 < t \leq t_{n.0}, \quad (3.2)$$

в якій S_n - площа поперечного перерізу поршня 8;

$F_z(t)$ - зусилля, що створюється на поршні, яке можна визначити як

$$F_z(t) = p_z(t) \cdot S_{uu} - p_{c.n} S_n + m_{\Sigma}(\ddot{z}_I - g) - \alpha_I \dot{z}_I - \alpha_{mz} \dot{z}_m - \alpha_{pz} \dot{z}_p - c_y(z_{0y} + z_I) - c_{mz} z_m - c_{pz} z_p - \sigma_{0z}; 0 < t \leq t_{n.0}, \quad (3.3)$$

де $p_z(t)$ - поточне значення тиску в порожнині 14 гідроциліндра ГП;

S_{uu} - ефективна площа поршня 8 з боку порожнини 14;

z_I , z_m , z_p - переміщення поршня 8, часток твердої фази, а також рідкої фази вологого дисперсного середовища в каналах мембрани відносно вертикальної осі z ;

α_I , α_{mz} , α_{pz} – коефіцієнти в'язкого демпфірування при переміщенні поршня 8, часток твердої фази та рідкої фази вологого дисперсного середовища відносно осі z ;

c_y - коефіцієнт жорсткості пружини 9 повернення поршня 8 вниз на етапах падіння тиску в порожнині 14;

c_{mz} , c_{pz} – коефіцієнти жорсткості частинок твердої фази та рідкої фази вологого дисперсного середовища відносно осі z ;

z_{0y} - попереднє стиснення пружини 14;

σ_{0z} - стискальне напруження плинності твердих частинок відносно осі z ;

m_{Σ} - рухома маса установки, яка визначається як сума маси m_n поршня 8 зі штоком та зведеної до перерізу S_{uu} маси $m_{c,np}$ вологого дисперсного середовища у фільтрувальній підсистемі установки (включає

порожнину 7, канали мембрани 5, порожнину 3 та зливну гідролінію, яка пов'язує мембрану з баком для вологого дисперсного середовища).

Таким чином

$$m_{\Sigma} = m_n + m_{c.np}. \quad (3.4)$$

Тиск $p_z(t)$ та переміщення z_I можна визначити за емпіричними формулами, отриманими за допомогою осцилограм даних параметрів (рисунок 3.2), знятих на експериментальному стенді-прототипі установки, в процесі фільтрування на ньому вологого дисперсного середовища (спиртової барди з початковою вологістю $U_n = 96\%$) [19, 29] (див. також розділ 2).

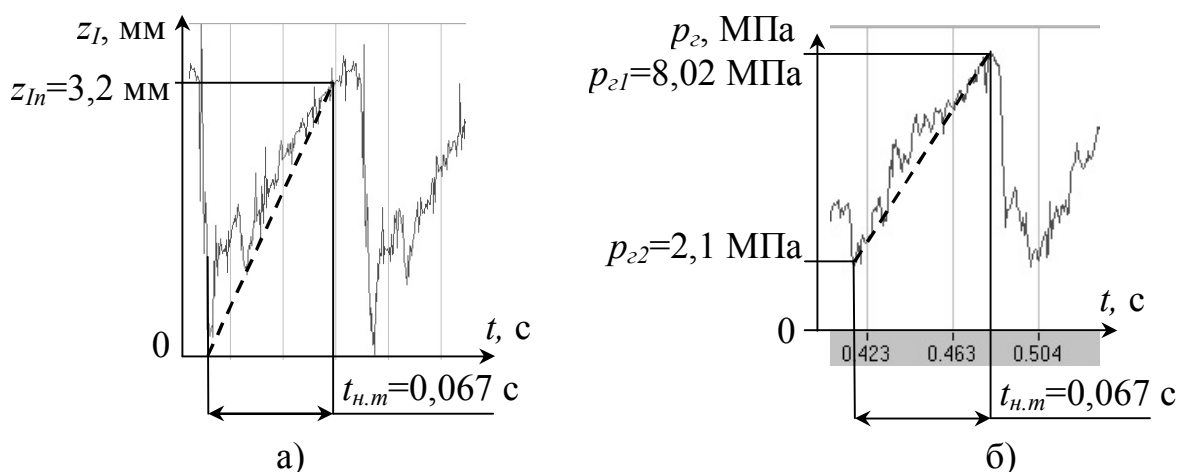


Рисунок 3.2 – Фрагменти осцилограм: а - переміщення z_I поршня гідроциліндра ГПІ установки для потокового віброударного фільтрування; б - тиску p_z робочої рідини в гидроцилиндре ГПІ

Під час експериментів зі стендом для вимірювання p_z та z_I використовувалися тензOMETричні датчики тиску і переміщення (відповідно, моделей ADZ-SML-10.0 і TURCK Ni8-M18-LiU), АЦП моделі E14-140, персональний комп'ютер і стандартне програмне забезпечення для АЦП - пакет LGraph2 (див. додаток Г).

Приймаємо припущення, що залежно $z_I(t)$ та $p_z(t)$ на даному етапі можуть бути з досить високою точністю лінеаризовані (лінеаризовані ділянки графіків $z_I(t)$, $p_z(t)$ показані на рисунку 3.2 пунктирними лініями).

Все це дозволить істотно скоротити і спростити розрахунки, без помітного зниження їх точності.

Отримані за допомогою осцилограм формули мають вигляд (див. також додаток Б)

$$z_I = 0 + \frac{z_{In}}{t_{n.m}} t = \frac{3,2 \cdot 10^{-3}}{0,067} t = 4,88 \cdot 10^{-2} t; \quad 0 < t \leq t_{n.m}; \quad (3.5)$$

$$p_z = p_{z2} + \frac{p_{z1} - p_{z2}}{t_{н.м}} t = 2,1 \cdot 10^6 + \frac{8,02 \cdot 10^{-6} - 2,1 \cdot 10^6}{0,067} t = 2,1 \cdot 10^6 + 88,36 \cdot 10^6 t,$$

де z_{In} - переміщення поршня 8 на I-му етапі циклу.

Масу $m_{c.нр}$ визначаємо як

$$m_{c.нр} = \frac{1}{3} S_{ш}^2 \rho_{c.t} \left(\frac{l_{n7}}{f_{n7}} + \frac{l_m}{f_m} + \frac{l_{n3}}{f_{n3}} + \frac{l_{cl}}{f_{cl}} \right), \quad (3.6)$$

де $l_{n7}, f_{n7}, l_m, f_m, l_{n3}, f_{n3}, l_{3л}, f_{3л}$ - довжини і площі поперечних перерізів порожнини 7 (див. рисунок 3.1), каналів мембрани 5, порожнини 3 та зливної гідролінії;

$\rho_{c.t}$ - густина вологого дисперсного середовища з урахуванням середнього підвищення в процесі фільтрування її температури - Δt_c [116]

$$\rho_{c.t} = \frac{\rho_c}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \Delta t_c}, \quad (3.7)$$

де ρ_c - густина вологого дисперсного середовища при температурі $t = 20$ °С.

Рівняння руху рідкої фази вологого дисперсного середовища по каналах мембрани має вигляд (див. також підрозділ 4.2)

$$m_p (\ddot{z}_p - g) - \alpha_{pz} \dot{z}_p - c_{pz} z_p + p_c(t) \cdot f_m = 0; \quad 0 < t \leq t_{н.м}, \quad (3.8)$$

де m_p - маса рідкої фази вологого дисперсного середовища в проміжку між двома найближчими твердими частинками в його середовищі (див. підрозділ 4.2).

З урахуванням періодичного рівномірного перерозподілу по фільтрувальній підсистемі твердих частинок вологого дисперсного середовища в процесі її потокового віброударного фільтрування, величина m_p може бути прийнята приблизно стабільною по всьому об'єму підсистеми.

Поточне значення m_p можна розрахувати, виходячи з початкової вологості U_n і маси m_c вологого дисперсного середовища у фільтрувальній підсистемі, густини її твердої ρ_m та рідкої ρ_p фаз, середнього діаметра d_m та маси m_m твердої частинки (d_m і m_m визначають методом ситового аналізу, а також з допущенням того, що всі частинки мають сферичну форму).

Втрати тиску в рівнянні (3.1) визначаємо за формулами [116]

$$\Delta p_{mp}(t) = \lambda_m \rho_{c,t} \frac{l_m}{d_m n_k} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; \quad \Delta p_{ex.n7}(t) = \zeta_{ex.n7} \rho_{c,t} \frac{\dot{z}_p^2}{2};$$

$$\Delta p_{p.n7}(t) = \zeta_{p.n7} \rho_{c,t} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; \quad \Delta p_{ex.m}(t) = \zeta_{ex.m} \rho_{c,t} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; \quad 0 < t \leq t_{n,d}, \quad (3.9)$$

де λ_m - коефіцієнт гідравлічного тертя в каналах мембрани 5 [116];
 l_m, d_m, n_k - довжина, гідравлічний діаметр та кількість її каналів [44];
 $\zeta_{ex.n7}, \zeta_{p.n7}, \zeta_{ex.m}$ - коефіцієнти місцевих опорів на вході в порожнину 7, на розгалуженні в порожнині 7 і на вході в мембрану 5 [96].

Рівняння руху твердої частинки записується таким чином

$$m_m \frac{\rho_p}{\rho_m} (\ddot{z}_m - g) - \alpha_{mz} \dot{z}_m - c_{mz} z_m - \sigma_{0z} + p_c(t) \cdot f_m = 0; \quad 0 < t \leq t_{n,m}. \quad (3.10)$$

Підставляємо в формули (3.1 – 3.10) чисельні значення експериментально визначених фізико-механічних характеристик вологого дисперсного середовища (спиртової барди з $U_n = 96\%$) [3, 20], а також значення конструктивних і робочих параметрів стенду-прототипу [100] установки для потокового віброударного фільтрування. Після перетворень отримуємо (див. також додаток Б)

$$p_c = 4,61 \cdot 10^8 \cdot t + 2,87 \cdot 10^5 \cdot \ddot{z}_I - 2,09 \cdot 10^5 \cdot \dot{z}_I - 4,99 \cdot \dot{z}_m -$$

$$- 5,16 \cdot 10^8 z_m - 103,96 \cdot \dot{z}_{ж}^2 - 135,14 \cdot \dot{z}_p - 1,84 \cdot 10^6;$$

$$z_I = 4,88 \cdot 10^{-2} t; \quad (3.11)$$

$$1,2 \cdot 10^{-6} \ddot{z}_p - 0,13 \cdot \dot{z}_p + 1,87 \cdot 10^{-4} p_c - 1,17 \cdot 10^{-5} = 0;$$

$$2,9 \cdot 10^{-6} \ddot{z}_m - 4,8 \cdot 10^{-3} \dot{z}_m - 4,97 \cdot 10^5 z_m + 1,87 \cdot 10^4 p_c - 74 = 0; \quad 0 < t \leq 0,067c.$$

З використанням рівнянь (3.11) в середовищі Matlab Simulink R2007a складаємо програму, блок схема якої представлена на рисунку 3.3.

На рисунку 3.4 наведені розраховані за допомогою програми графіки $z_I(t), p_c(t)$.

Графік на рисунку 3.4, б підтверджує короткочасний імпульсний характер зміни p_c на I-му етапі робочого циклу ГП. На II-му і III-му етапах циклу при падінні тиску в порожнині 14 від p_{c1} до p_{c2} , що супроводжується уповільненим переміщенням поршня 8 у верхнє положення та

поверненням в нижнє положення, величина p_c до початку наступного циклу практично не змінюється і наближається до значення $p_{c,n}$ (див. рисунок 3.4, б). Останнє обумовлено проходженням хвилі підвищеного тиску, що викликала стрибок p_c далі по зливний гідролінії фільтрувальної системи та розсіюванням її енергії в баку з вологим дисперсним середовищем.

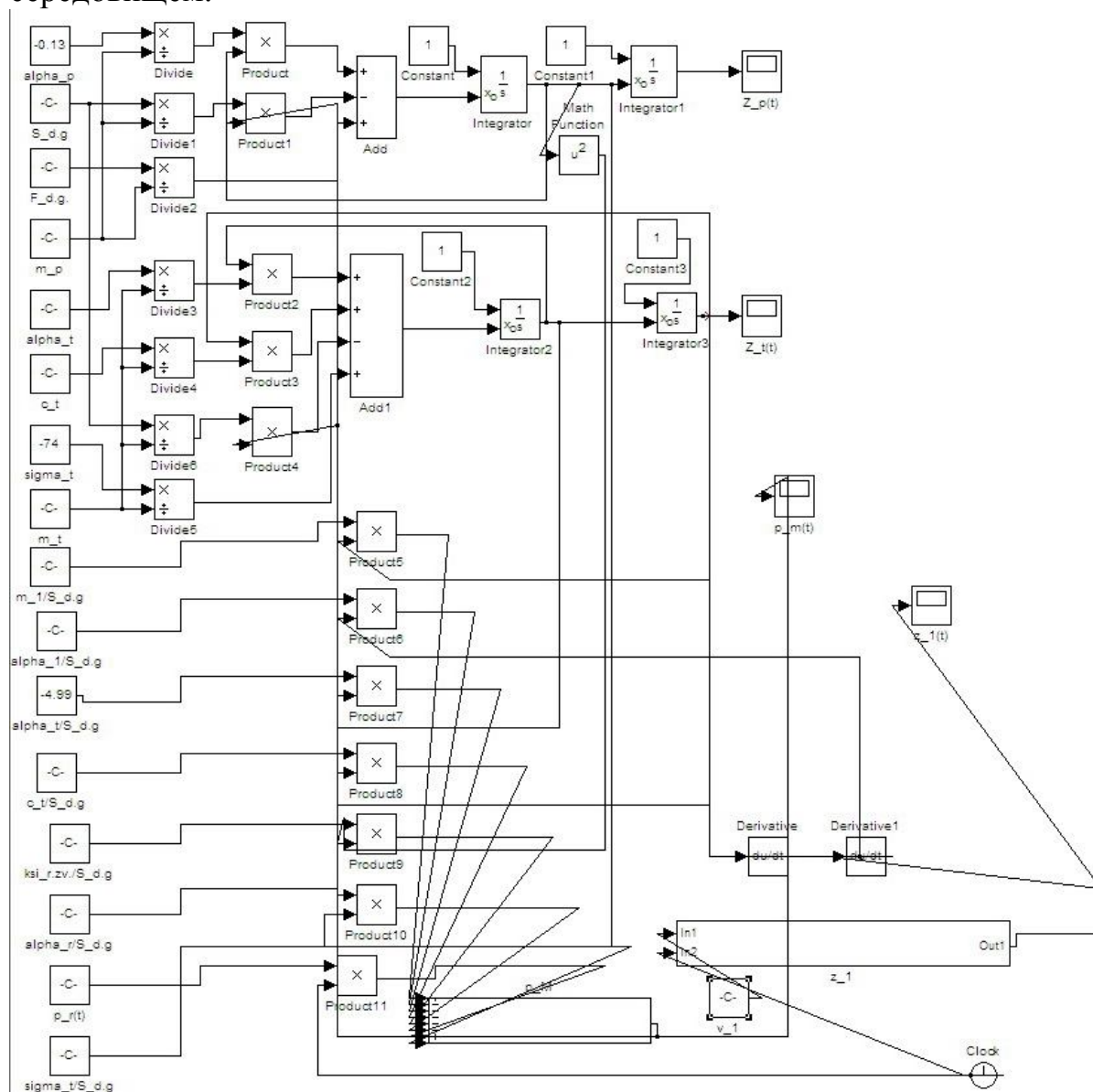


Рисунок 3.3 – Блок-схема Matlab-програми розрахунку робочих параметрів процесів потокового віброударного фільтрування на установці з ГПІ на I-му етапі циклу його спрацьовування

Таким чином, при створенні в процесі потокового віброударного фільтрування повторюваних стабільних хвиль підвищеного тиску у середовищі, що проходить по каналах мембрани, максимальне і мінімальне значення p_c можна з достатньою точністю визначати за допомогою пружинних манометрів (див. рисунок 3.1), які в порівнянні із

тензометричними датчиками мають більш просту конструкцію, досить надійні, не потребують використання додаткової контрольно-вимірювальної апаратури і є більш придатними для застосування на виробництві. При цьому після здійснення кількох перших циклів віброударного навантаження та вимірювання стабільних екстремальних величин p_c манометр для збільшення терміну його служби може відключатися за допомогою крана.

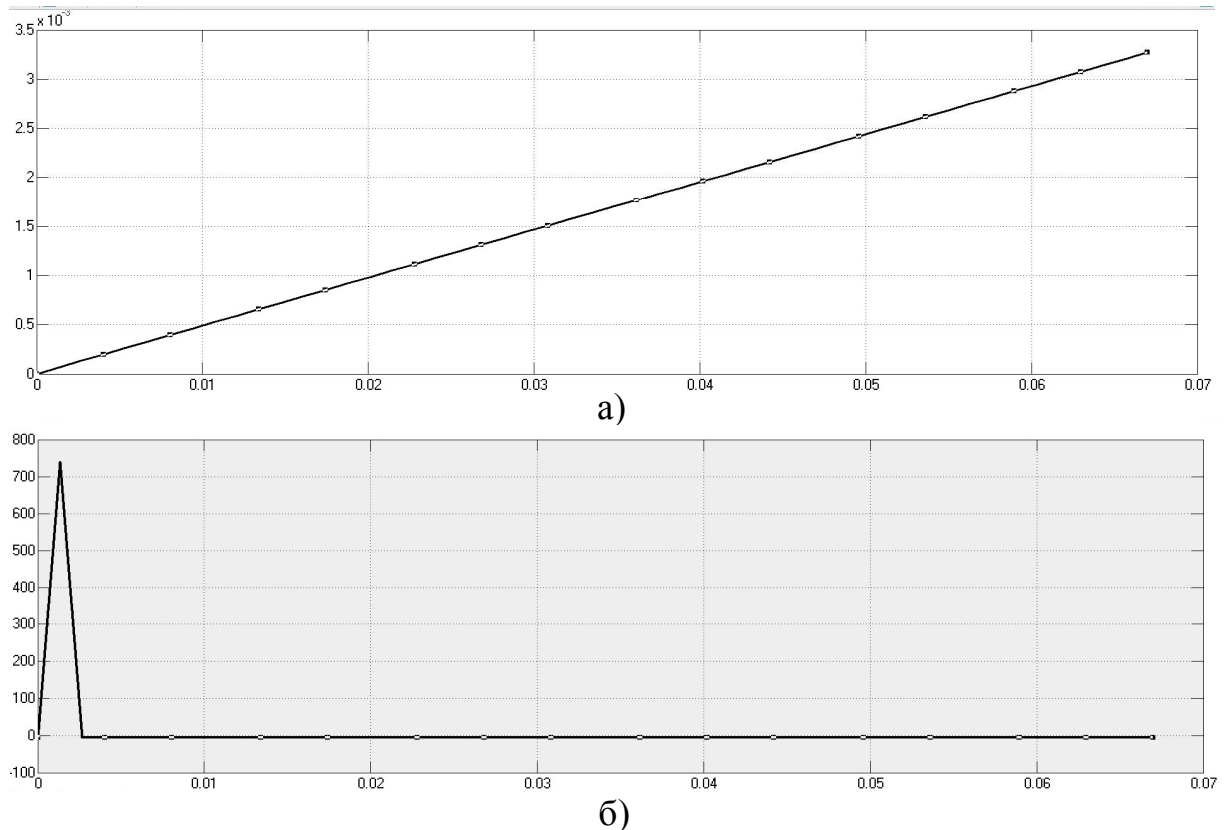


Рисунок 3.4 – Розрахункові графіки зміни в часі: а - переміщення z_l [м] поршня гідроциліндра ГІП установки для потокового віброударного фільтрування; б - тиску p_c [кПа] у оброблюваному вологому дисперсному середовищі

3.2 Вимоги безпеки та методи контролю параметрів обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ

На даний момент існують тільки експериментальні зразки пропонованого гідроімпульсного обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ (див. рисунок 2.1) [20], що мають порівняно невелику потужність. Однак у випадку розробки та впровадження промислових зразків даного обладнання (див. рисунки 7.1 – 7.3), необхідно враховувати негативні впливи з його боку на працівників підприємства-власника в процесі експлуатації. Зазначений облік необхідний для усунення або послаблення негативних факторів з

метою приведення параметрів, що визначають їх інтенсивність в допустимі межі, а також забезпечення безпеки обслуговуючого персоналу.

Оскільки обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ, зокрема його експериментальні зразки, за своїм призначенням, конструкціями та технічними характеристиками найбільш близькі до ковальсько-пресових машин, до них можуть бути застосовані вимоги безпеки відповідного стандарту [117].

Очевидно, що основним негативним фактором при експлуатації пропонованого обладнання є вібрації, параметри яких не повинні перевищувати допустимих значень [118]. Ефективним засобом гасіння вібрацій в процесі використання обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ (що було доведено в ході експериментів зі стендами-прототипами) є віброізолювальні фундаменти.

Зокрема, хорошу віброізоляцію забезпечують індивідуальні фундаменти у вигляді масивних бетонних блоків, ізольованих від ґрунту та загального бетонного полотна цеху шаром піску, гравію або золи товщиною 0,3 - 0,8 м. Крім того, станину розглядуваного обладнання доцільно оснащувати віброопорами, а також фіксувати в горизонтальній площині для запобігання сповзання в процесі роботи обладнання.

Наступним негативним фактором при експлуатації обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ є шум, параметри якого і методи їх визначення регламентуються стандартом [119]. Для зменшення рівня шуму станини обладнання необхідно закривати звукобирними чохлами. Крім того, пульт управління обладнанням для додаткового захисту обслуговуючого персоналу від шуму, доцільно розмістити в звукоізолюючих кабінах.

Слід приділити достатньо уваги попереджувальним знакам небезпеки обладнання для персоналу, а також забарвленню його рухомих частин у відповідні кольори [120, 121].

Для підвищення рівня безпеки та ефективності використання обладнання, його необхідно обладнати системою світлової та звукової сигналізації, в тому числі, про вихід за допустимі межі параметрів навантаження вологих дисперсних середовищ під час їх потокового віброударного фільтрування, про перевищення номінального крутного моменту на валу приводного електродвигуна, а також про перегріванні останнього.

Загалом, параметри навантаження вологого дисперсного середовища (тиск в каналах фільтрувальних мембран 3 (див. рисунок 2.1), тиск в порожнинах гідроциліндрів ГП, амплітуда і частота коливань виконавчих елементів обладнання [20]) для забезпечення їх оптимальних значень повинні регулюватись безступінчасто і в широких межах.

При цьому з метою періодичного контролю тиску робочої рідини в порожнинах гідроциліндрів ГП доцільно використовувати серійні

тензометричні датчики тиску (наприклад, моделей ADZ-SML-10.0, KOBOLD SEN 8701-165), АЦП, комп'ютер і відповідне стандартне програмне забезпечення.

Амплітуду і частоту визначають за допомогою тензометричних датчиків переміщення (наприклад, моделі TURCK Ni8-M18-LiU), а максимальний тиск у вологому дисперсному середовищі - з використанням пружинних манометрів класу точності 1,5, з ціною поділки шкали 0,01 МПа і максимальною її значенням 10 МПа. Необхідність використання для вимірювання тиску у вологому дисперсному середовищі пружинних манометрів замість тензометричних датчиків обумовлена швидким засміченням прохідних перерізів останніх дрібнодисперсними твердими частинками вологого дисперсного середовища (див. також підрозділ 3.1).

Слід розробити методи випробування обладнання на холостому ходу і під навантаженням на всьому діапазоні робочих режимів, із забезпеченням в кінці випробування короткочасного перевантаження обладнання на величину 25% від номінального протягом 15 хв [120, 121]. Пульт управління обладнанням рекомендується розробляти з урахуванням вимог ергономіки [122].

У цеху з обладнанням необхідно забезпечити допустимі значення температури та вологості повітря, створити відповідне вимогам освітлення робочих зон [123, 124].

Важливою умовою є також забезпечення та контроль дотримання вимог безпеки для окремих підсистем пропонованого обладнання, і в першу чергу – його електричної підсистеми [125, 126].

Не менш важливою є і гідравлічна підсистема обладнання, робочий тиск в якій може досягати 10 - 15 МПа, в зв'язку з чим, слід враховувати вимоги відповідних стандартів [127 – 129].

Зокрема, досить жорсткі вимоги за хімічною стійкістю та зносостійкістю в умовах постійної взаємодії з агресивним рідинно-дисперсним середовищем, пред'являються до робочого колеса і корпусу відцентрового циркуляційного насоса 5 (див. рисунок 2.1) установки для потокового віброударного фільтрування [130].

Що стосується шестеренних насосів ГПП розглядуваного обладнання (див. рисунок 2.1), то вони працюють в умовах постійних вібрацій, коливання значення крутного моменту на приводному валу і зміни в широких межах тиску в нагнітальній гідролінії. Все це обумовлює підвищені вимоги до їх надійності, ресурсу та методам випробувань [131, 132].

З цієї ж причини для забезпечення вимог стандартів до гідроарматури обладнання [133, 134] рекомендується сполучення гідромашин та гідроапаратури встик, що практично запобігає витокам робочої рідини з гідросистеми, крім того, дозволяє зменшити втрати тиску.

Одним з основних елементів гідросистеми, що запобігає її аварії в разі перевищення максимально допустимого тиску робочої рідини, є запобіжний клапан. Вимоги та умови, що пред'являються до даної апаратури, викладені в стандартах [135, 136].

Відповідальним елементом гідросистеми обладнання для віброударного фільтрування (див. рисунок 2.1) є крани 1, 6, які забезпечують регулювання тиску у вологому дисперсному середовищі. До них пред'являються вимоги високої хімічної стійкості та зносостійкості, а також підвищеної надійності в умовах періодичного зміни тиску у вологому дисперсному середовищі [137].

Ущільнення гідроциліндрів ГПП працюють в умовах інтенсивного тертя, вібрацій та знакозмінних навантажень. У зв'язку з цим, слід проаналізувати і забезпечити виконання вимог до даних елементів пропонованого обладнання, викладеним у відповідному стандарті [138].

Слід врахувати, що робоча рідина гідросистем ГПП, внаслідок періодичної зміни в ній в широких межах тиску, постійного перемішування та нагрівання, швидше окислюється і засмічується. Отже, необхідно здійснювати більше часту, ніж в звичайних гідросистемах заміну робочої рідини, а також стежити за технічним станом та параметрами фільтрів ГПП [139].

Обов'язковим є також контроль технічних характеристик фільтрувальних мембран 3 (див. рисунок 2.1) [44]. При цьому необхідно перевірити працездатність та довговічність мембран, призначених в більшості випадків для здійснення безударного потокового фільтрування, в умовах тривалого змінного віброударного навантаження.

Розроблені вимоги безпеки та методи контролю параметрів обладнання з ГПП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ [140, 141] забезпечують можливість його безпечного і ефективного впровадження на виробництві.

3.3 Схеми та обладнання для регенерації промислових фільтрів із використанням динамічних впливів

Проблема браку чистої питної води стає актуальною для все більшого числа регіонів різних держав, особливо в великих містах з високим рівнем забруднення навколишнього середовища, в промислових зонах. Якісна вода є визначальним фактором для роботи харчової та хімічної промисловості, фармакології, мікробіології, мікроелектроніки. Крім того, в Європі, в тому числі, в Україні є досить багато районів з високою природною жорсткістю води. У зв'язку з цим, все більш активно використовуються промислові та побутові фільтри і фільтрувальні системи.

Однією з основних стадій якісної очистки води є її знезалізнення і пом'якшення, які в більшості випадків реалізуються за допомогою картриджних фільтрів з іонообмінною смолою в якості фільтрувального наповнювача. Однак в процесі використання таких фільтрів, при очищенні досить жорсткої води вони протягом року втрачають свої експлуатаційні якості та працездатність. При цьому більшість підприємств та приватних користувачів даних фільтрів зацікавлені в їх регенерації.

Остання здійснюється за допомогою 10% розчину кухонної солі, в якому придатним для регенерації смола замочується на 8 - 10 годин. При цьому для досить якісного відновлення необхідно забезпечити періодичне перемішування смоли в сольовому розчині з метою його проникнення в нижні шари порції витратного матеріалу, що далеко не завжди робиться, в зв'язку з чим, регенерація є неповною і термін служби таких картриджів буде обмеженим.

Таким чином, актуальним завданням є підбір або розробка обладнання для ефективного перемішування іонообмінної смоли в сольовому розчині, яке повинно бути компактним, надійним, недорогим та зручним в експлуатації.

З відомого обладнання найбільш придатними є мішалки та змішувачі для вологих дисперсних матеріалів, що використовуються в будівництві і в харчовій промисловості.

Мішалки та змішувачі для харчових виробництв поділяються на [16]: швидкохідні і тихохідні, безперервної та періодичної дії, зі стаціонарно закріпленими і нестационарними камерами, зі шнековими, лопатевими, роторними, якірними, пропелерними, турбінними, барабанными та пальцевими виконавчими елементами, що забезпечують радіальний, осьовий або радіально-осьовий потоки середовища, що перемішується.

З урахуванням сформульованих вище умов та вимог до обладнання для перемішування іонообмінної смоли в сольовому розчині, найбільш придатними будуть мішалки періодичної дії зі стаціонарно закріпленою камерою та радіально-осьовим потоком розчину, що перемішується.

Крім того, при виборі обладнання необхідно врахувати в'язкість матеріалу, що перемішується, яка за нашими даними складає $1,32 \div 1,38 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Тоді, відповідно із діаграмою, наведеною в роботі [16], для перемішування матеріалів з такою в'язкістю необхідно використовувати пропелерні, турбінні з плоскими лопатями, лопатеві або рамні мішалки і змішувачі.

На рисунку 3.5 показана схема переддефекатора ПР-3 з турбінною мішалкою [16], який використовується в цукровому виробництві, виконавчими елементами якого є лопаті 9, 12, 13, закріплені на валу 8, що приводиться в обертання електродвигуном 7. При цьому лопаті 9 призначені для видалення піни в короб 5, а перемішування продукту, що надходить через патрубок 4, забезпечують лопаті 12. Лопаті 13 слугують

для запобігання заторів при виведенні продукту на вивантаження через патрубок в нижній частині переддефекатора. Процесу перемішування сприяють також контрлопаті 11, закріплені на внутрішній поверхні корпусу 10.

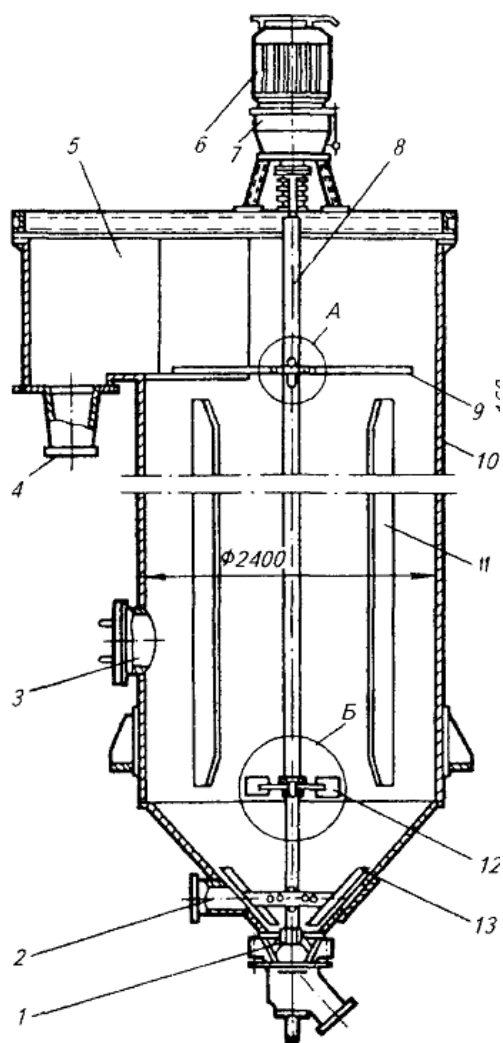


Рисунок 3.5 – Схема переддефекатора ПР-3

На нашу думку, процес перемішування досить ефективно здійснюється тільки в нижній центральній частині даного апарату, тоді як верхні та периферійні шари піддаються менш інтенсивному впливу.

На рисунку 3.6 показаний гомогенізатор з лопатевою мішалкою 5 [16], що приводиться від електродвигуна 9, клинопасову передачу 8 та вал 6. Продукт подається через патрубок 7, перемішується в бункері 4 і відводиться через патрубок 1.

Цей апарат призначений для швидкого змішування продукту, який безперервним потоком проходить через бункер 4, в зв'язку з чим, останній має порівняно невелику місткість. Ця обставина не дозволяє використовувати гомогенізатор для тривалого перемішування чималих порцій іонообмінної смоли з сольовим розчином.

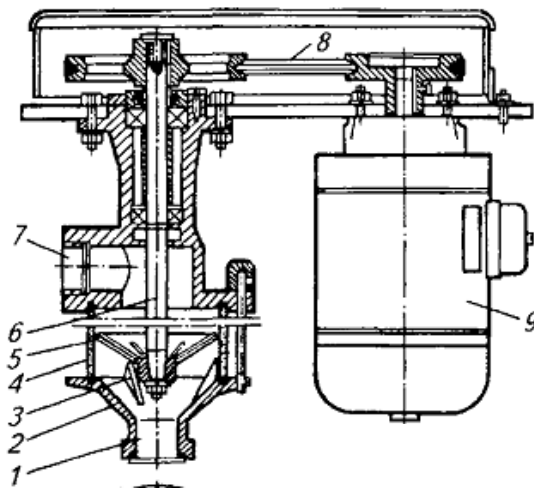


Рисунок 3.6 – Схема гомогенізатора

Складними з конструктивної точки зору, нетехнологічними у виготовленні, дорогими та надмірно потужними є також [16]: машина МТ-250 для змішування і темперування різних в'язких мас, місильні машини з горизонтальними валами та горизонтальна коншмашина DÛС-3. Конструкцією місильної машини ТМ-63М [16] передбачено безперервне проходження через неї оброблюваного матеріалу, крім того Z-подібні лопаті машини, що виконують функцію виконавчих елементів є досить нетехнологічними у виготовленні.

Показаний на рисунку 3.7 барботер [1] є мішалкою пневматичного типу, в якій у бак з оброблюваним матеріалом через трубку або систему трубок з дрібними отворами подається стиснене повітря. Спливаючі бульбашки останнього захоплюють та перемішують частинки матеріалу. Однак, як зазначається в самій роботі [1], пневматична перемішування є значно менш енергетично ефективним, ніж механічне.

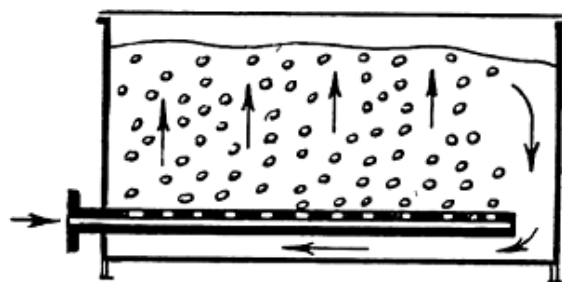


Рисунок 3.7 – Схема барботера

Найбільш відповідним вищевказаним вимогам та умовам є змішувач SMKN (рисунок 3.8) з двома горизонтальними валами 6, оснащеними фігурними лопатями 5, розгорнутими відносно осей валів на 60°. Таке розташування лопатей та наявність в них отворів забезпечує ефективне перемішування продукту з його зустрічним рухом уздовж стінок корпусу 4. Привод вала 6 здійснюється від електродвигуна 13, через клинопасову

передачу 1 та редуктор 2. Проте, змішувач містить непотрібну для регенерації смоли сорочку 7, заповнену парафіновим маслом з електричними підігрівниками, крім того, потужність основного електродвигуна змішувача є явно надлишковою для реалізації даного процесу відновлення.

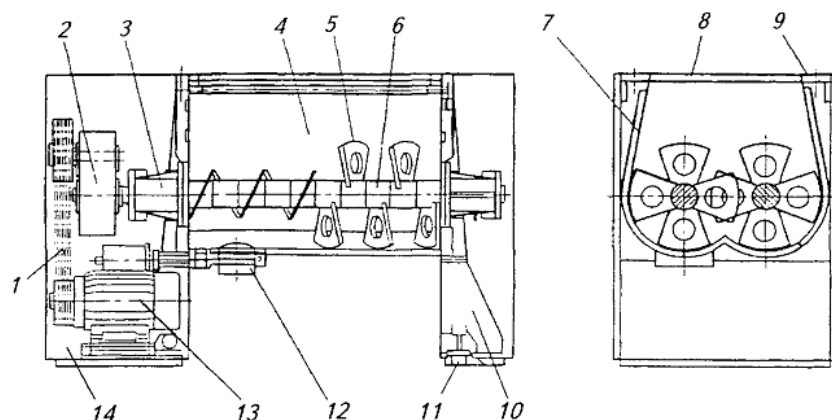


Рисунок 3.8 – Схема змішувача SMKN

За результатами проведеного вище аналізу, очевидно, що наявні серійні машини для перемішування дисперсних мас не задовольняють основним вимогам до обладнання для регенерації іонообмінної смоли, оскільки має, як правило, надлишкову потужність та матеріаломісткість, є складним і нетехнологічним у виготовленні або не забезпечує рівномірного перемішування всієї маси відновлюваної смоли. У зв'язку із чим, метою проведеного автором дослідження, була розробка схем, які дозволять більш ефективно вирішити описану проблему. Крім того, в дослідженні ставилося завдання отримання залежностей для визначення основних робочих параметрів пропонованого обладнання, що необхідні для розробки в подальшому методики його проектного розрахунку.

На рисунку 3.9 показана схема двухшнекової мішалки, в якій електродвигунами 1 через планетарний редуктор 2 та відкриту зубчасту передачу 3 приводяться в обертання шнеки 4 і 5, розташовані в бункері 6. Також в бункер завантажуються смола і сольовий розчин для її регенерації. Завдяки протилежному напрямку витків шнеків 4 і 5, що обертаються в одну й ту ж саму сторону, забезпечується круговий рух оброблюваного матеріалу уздовж стінок бункера, не тільки в поздовжньому, а й в поперечному напрямку. Тим самим створюються умови для максимальної рухливості частинок смоли, проникненню між ними регенеруючого розчину і інтенсивного їх відновлення.

Необхідну потужність приводу шнеків 4 і 5 змішувача визначаємо за формулою [182]

$$N_m = 2 \cdot g \cdot Q_{max} L_m \omega \cdot k_s \cdot 10^{-3}, \quad (3.12)$$

де Q_{max} – максимальна продуктивність змішувача;

L_m – довжина шнека змішувача, м ($L_m = 2,2 \div 2,5$ м);
 ω – коефіцієнт опору руху ($\omega = 4 \div 5$);
 k_s – коефіцієнт запасу потужності ($k_s = 1,2 \div 1,25$).

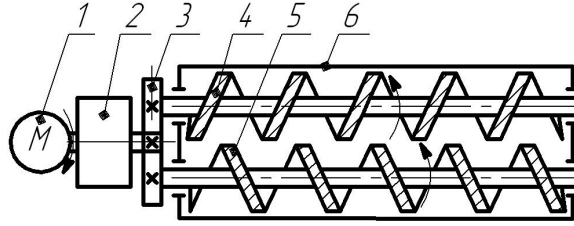


Рисунок 3.9 – Схема двошнекової мішалки

Продуктивність можна знайти з урахуванням необхідної мінімальної швидкості переміщення оброблюваного матеріалу в осьовому напрямку $v = 0,1$ м / хв $\approx 1,7$ м / с та площі S_m поперечного перерізу потоку матеріалу в одному напрямку, яка, в свою чергу, залежить від його об'єму V_m :

$$Q_{\max} = v \cdot S_m = \frac{V_m}{2 \cdot L_c} \quad (3.13)$$

Підставляючи формулу (3.13) у формулу (3.12), отримаємо

$$N_m = g \cdot V_m \omega \cdot k_s \cdot 10^{-3} \quad (3.14)$$

Виходячи з N_m може бути визначена потужність електродвигуна привода шнеків

$$N_e = \frac{N_m}{\eta_d} = \frac{N_m}{\eta_c \eta_r \eta_{o.t} \eta_b}, \quad (3.15)$$

де η_d , η_z , η_r , $\eta_{o.t} \eta_b$ – ККД привода шнеків, муфти між електродвигуном 1 та редуктором 2 (на схемі рис. 3.9 не показана), редуктора 2, відкритої зубчастої передачі 3, підшипників, в яких встановлені шнеки.

На рисунку 3.10 показана схема відцентрової мішалки, до якої порція оброблюваного матеріалу завантажується через люк 5, після чого вмикається обертання робочого колеса 1 з лопатями 2, що забезпечують нагнітання матеріалу в напрямку, показаному стрілками, від центру колеса в канал 3 і далі по трубі 6 назад до центру. В результаті здійснюється інтенсивне перемішування і регенерація матеріалу.

Відповідно до [183], подача відцентрового насоса, аналогом якого є дана мешалка визначається за формулою

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot b \cdot \psi \cdot \eta_o \cdot v_m, \quad (3.16)$$

де R – радіус робочого колеса 1;
 b – ширина робочого колеса на виході;
 ψ – коефіцієнт стиснення на виході з робочого колеса;
 η_o – об'ємний ККД;
 v_m – меридіанна складова абсолютної швидкості матеріалу – v на виході.

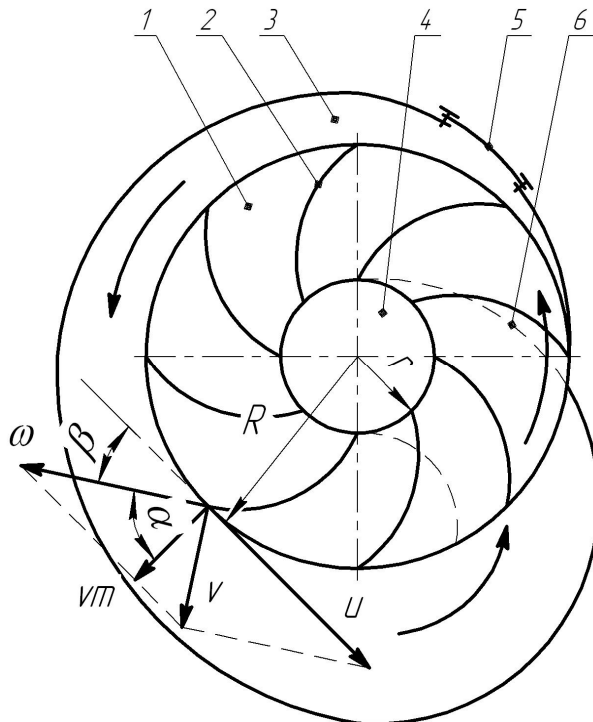


Рисунок 3.10 – Схема відцентрової мішалки

Коефіцієнт ψ можна отримати за емпіричною формулою [183]

$$\psi = 1 - \frac{z \cdot \delta}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \sin \beta}, \quad (3.17)$$

де z – кількість лопатей;

δ – товщина лопаті.

Дійсний напір H , який може бути забезпечений мішалкою [183]

$$H = \frac{u \cdot v \cdot \cos \alpha}{g} \eta_g k_z, \quad (3.18)$$

де u – швидкість переносного руху матеріалу;

η_g – гідравлічний ККД мішалки;

k_z – безрозмірний коефіцієнт впливу кінцевої кількості лопаток мішалки, що визначається за формулою [183]

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \varphi}{z \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]}}, \quad (3.19)$$

де φ – коефіцієнт, що враховує вплив напрямного апарату ($\varphi = 0,8 \div 1,0$ – за наявності напрямного апарату, $\varphi = 1,0 \div 1,3$ – за його відсутності);
 r – радіус внутрішніх кромek лопатей.

Потужність на валу мішалки визначаємо як

$$N_m = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta}, \quad (3.20)$$

де ρ – густина оброблюваного матеріалу;

η – загальний ККД мішалки.

На рисунку 3.11 показана барабанна мішалка з нахиленими під різними кутами робочими поверхнями, аналогами для якої послужили бетонозмішувач [184] та барабанний грохот [185]. Після завантаження порції оброблюваного матеріалу 4 в барабан 3, вмикається електродвигун 1, який через редуктор 2 призводить барабан в обертання. В результаті матеріал в барабані взаємодіє з нахиленими під різними кутами робочими поверхнями, що сприяє його кращому перемішуванню та відновленню.

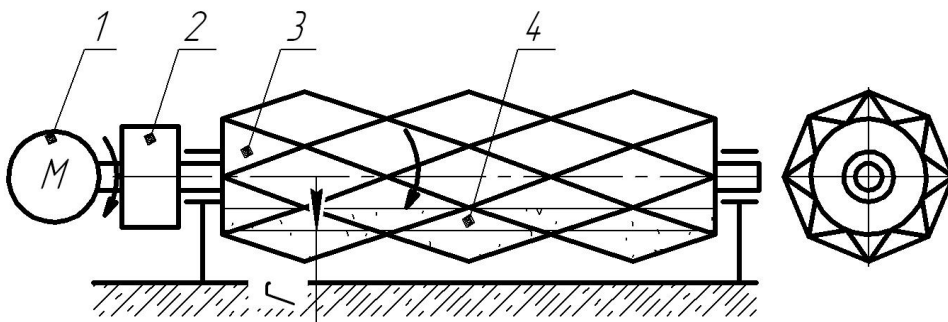


Рисунок 3.11 – Схема барабанної мішалки і з нахиленими під різними кутами робочими поверхнями

Максимальний крутний момент барабана визначаємо як

$$M = m \cdot g \cdot r, \quad (3.21)$$

де m – маса порції оброблюваного матеріалу;

r – радіус центру маси порції (див. рисунок 3.11).

Необхідну для перемішування потужність розраховуємо за формулою

$$N_m = M \cdot \omega = M \frac{v}{r}, \quad (3.22)$$

в якій ω і v – мінімально необхідні для перемішування та ефективного відновлення оброблюваного матеріалу кутові частота і швидкість.

Тоді після підстановки формули (3.21) у формулу (3.22) отримуємо

$$N_m = m \cdot g \cdot v. \quad (3.23)$$

Оптимальна частота обертання барабана може бути обчислена як

$$n = \frac{2 \cdot v}{\pi \cdot r}. \quad (3.24)$$

На рисунку 3.12 представлена більш проста конструктивно в порівнянні з попередньою мішалкою конструкція барабанної мішалки із прямими лопатями. Після завантаження порції оброблюваного матеріалу 5 в барабан 3 вмикається його обертання, яке забезпечує електродвигун 1 за допомогою редуктора 2. При обертанні барабана, закріплені на його внутрішній поверхні лопаті 4 забезпечують перемішування матеріалу. Для визначення необхідної потужності перемішування можуть бути використані формули (3.21 – 3.24).

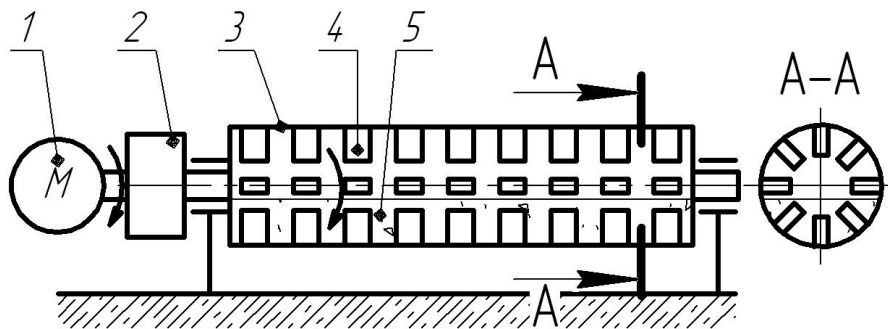


Рисунок 3.12 – Схема барабанної мішалки із прямими лопатями

Мішалка з дебалансними вібраторами (рисунок 3.13) забезпечує більш інтенсивне та динамічне перемішування порції оброблюваного матеріалу 2 у контейнері 1. Вібратори 3 представляють собою дебаланси з приводами від електродвигунів, при обертанні яких контейнеру 1 з оброблюваним матеріалом 2 передаються вертикальні силові імпульси, спрямовані поперемінно вгору і вниз. В результаті контейнер, установлений на пружинах 4, здійснює періодичні вертикальні зворотно-поступальні переміщення.

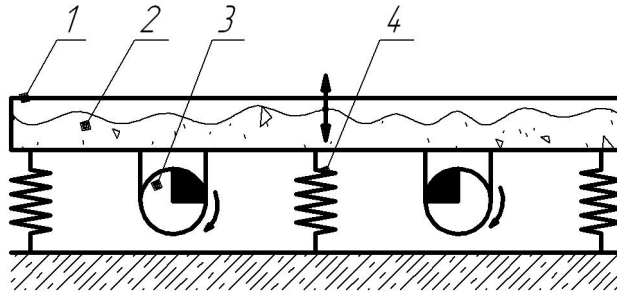


Рисунок 3.13 – Схема мішалки з дебалансними вібраторами

Кожен цикл переміщення контейнера може бути розділений на 4 етапи:

I етап – переміщення контейнера з крайнього нижнього положення при повністю стиснених пружинах вгору в середнє положення, що характеризується відсутністю деформації пружин;

II етап – переміщення контейнера далі вгору із середнього в крайнє верхнє положення до зупинки та розтягування пружин;

III етап – переміщення контейнера з верхнього в середнє положення;

IV етап – переміщення контейнера із середнього в крайнє нижнє положення.

Рівняння руху контейнера на кожному із зазначених етапів мають вигляд:

для I-го етапу

$$M \cdot \ddot{z} = \frac{m \cdot v^2}{r} k + c \cdot l \cdot \left(\frac{A}{2} - z \right) - M \cdot g; 0 \leq z \leq \frac{A}{2}; 0 \leq t \leq \frac{15}{n}; \quad (3.25)$$

для II -го етапу

$$-M \cdot \ddot{z} = \frac{m \cdot v^2}{r} k - c \cdot l \cdot z - M \cdot g; 0 < z \leq \frac{A}{2}; \frac{15}{n} < t \leq \frac{30}{n}; \quad (3.26)$$

для III-го етапу

$$-M \cdot \ddot{z} = -\frac{m \cdot v^2}{r} k - c \cdot l \cdot \left(\frac{A}{2} - z \right) - M \cdot g; 0 < z \leq \frac{A}{2}; \frac{30}{n} < t \leq \frac{45}{n}; \quad (3.27)$$

для IV -го етапу

$$M \cdot \ddot{z} = -\frac{m \cdot v^2}{r} k + c \cdot l \cdot z - M \cdot g; 0 < z \leq \frac{A}{2}; \frac{45}{n} < t \leq \frac{60}{n}, \quad (3.28)$$

де M – маса контейнера з порцією матеріалу 2 та вібраторами 3;

z – переміщення контейнера;

m – маса дебаланса вібратора 3;

v – кутова швидкість обертання дебалансов, яка вибирається відповідно до мінімально необхідної для процесу регенерації матеріалу швидкості його переміщення;

r – радіус центру маси дебаланса вібратора відносно осі його обертання;

k – кількість вібраторів;

c – коефіцієнт жорсткості пружини 4;
 l – кількість пружин;
 A – амплітуда коливань контейнера;
 n – частота обертання дебалансов, м / хв;
 t - час.

З аналізу рівнянь (3.25 – 3.28) очевидно, що найбільше значення рушійного зусилля $F_{\max} = \frac{m \cdot v^2}{r}$ необхідне в кінці I-го етапу при $z = \frac{A}{2}$; $t = \frac{15}{n}$ (див. рівняння (3.25)).

Тоді відповідна потужність перемішування може бути знайдена з рівняння

$$N_m = F_{\max} v = \frac{m \cdot v^3}{r} k. \quad (3.29)$$

Таким чином, у даному підрозділі роботі були запропоновані схеми спеціального обладнання для регенерації іонообмінної смоли, що мають більш високі показники ефективності в порівнянні з відомим обладнанням.

Було наведено залежності для визначення основних робочих параметрів пропонованого обладнання, за допомогою яких може бути обраний найбільш раціональний варіант та створена методика його проектного розрахунку.

3.4 Висновки до розділу

1. Основними робочими параметрами процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ, від яких залежить їх ефективність, є максимальні тиск p_c і швидкість v_c в середовищі, що проходить по каналах фільтрувальної мембрани. При цьому використання для контролю p_c тензометричних датчиків тиску не забезпечує необхідної точності і стабільності вимірювань, внаслідок швидкого засмічення прохідних перерізів датчика твердими частинками середовища.

2. В результаті проведених нами теоретичних досліджень і розрахунків доведено короткочасний імпульсний характер зміни p_c на початковому етапі циклу спрацювання ГП установки, в процесі потокового віброударного фільтрування на ній вологих дисперсних середовищ. Це дозволяє використовувати з метою вимірювання екстремальних значень p_c пружинні манометри, які в порівнянні з тензометричними датчиками мають більш просту конструкцію, досить надійні, не потребують використання додаткової контрольно-

вимірювальної апаратури і є більш придатними для застосування на виробництві.

3. Розроблені вимоги безпеки та методи контролю параметрів обладнання з ГПП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ, що забезпечують можливість його безпечного і ефективного впровадження на виробництві.

4. Проблема регенерації іонообмінної смоли як основного матеріалу для знезалізнення та пом'якшення води в процесі її очищення, є досить актуальною для значної кількості підприємств та приватних осіб, які використовують фільтрувальні системи. При цьому найбільш ефективно поновлення іонообмінної смоли здійснюється в 10% сольовому розчині при постійному або періодичному перемішуванні смоли.

5. Наявне обладнання для перемішування вологих дисперсних середовищ, до яких відноситься замочена у водному сольовому розчині іонообмінна смола має, як правило, надлишкову потужність і матеріаломісткість, є складним і нетехнологічним у виготовленні або не забезпечує рівномірного перемішування всієї маси відновлюваної смоли.

6. У роботі запропоновані схеми спеціального обладнання для регенерації іонообмінної смоли, що забезпечить більш високі показники ефективності в порівнянні з відомим обладнанням.

7. Наведено залежності для визначення основних робочих параметрів пропонованого обладнання, за допомогою яких може бути обраний найбільш раціональний варіант і створена методика його проектного розрахунку.

4 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

4.1 Аналіз закономірностей протікання та ефективності процесів потокового віброударного фільтрування

Як вказано у підрозділі 1.1, порівняно висока ефективність процесів тангенціального потокового фільтрування вологих дисперсних середовищ обумовлена збереженням в ході їх реалізації й у продовж достатньо довгого часу мінімальної товщини s_0 шару осаду на стінках трубчастої керамічної мембрани (див. рисунок 1.4), що запобігає її швидкому забиванню та забезпечує високу продуктивність фільтрування середовища при роботі у практично безперервному режимі. Дана обставина, яка обумовлена змиванням більшої частини осаду потоком середовища, що безперервно рухається уздовж фільтрувального елемента, вигідно відрізняє тангенціальне потокове фільтрування від статичного [18, 20].

Для створення принаймні близьких до описаних вище умов під час статичного фільтрування вологих дисперсних середовищ, останнє здійснюють на спеціальних установках з мішалками [82], які забезпечують постійну циркуляцію середовища у шарах близьких до фільтрувальної перегородки і сприяють зменшенню товщини та густини шару осаду, що на ній відкладається.

Однак для забезпечення описаного вище самоочищення мембрани під час тангенціального потокового фільтрування, потрібне підтримання в ній достатньо високих швидкості руху вологого дисперсного середовища та тиску у ньому, що в свою чергу, вимагає збільшення потужності насосної установки та енерговитрат на реалізацію процесу фільтрування [46].

Нами теоретично [46] та експериментально [142] доведено (див. також підрозділ 2.1), що для підвищення ефективності тангенціального фільтрування доцільно здійснювати його при створенні у оброблюваному середовищі ударних хвиль напружень та деформацій, що забезпечується при швидких короткоходових зворотно-поступальних переміщеннях поршня гідроциліндра, приєднаного до одної лінії з мембранним фільтрувальним елементом [66] (див. рисунки 1.6, 2.1).

На рисунку 4.1 представлена схема віброударного інерційного навантаження порції вологого дисперсного середовища в процесі його фільтрування на гідроімпульсній установці (див. рисунки 1.6, 2.1) [20], на якій позначені:

m_l , z_l – маса та переміщення нижнього виконавчого елемента установки, що включає маси плунжера гідроциліндра ГП, вібростолу, штока та поршня допоміжного гідроциліндра, який створює у порції оброблюваного середовища ударні хвилі напружень та деформацій;

m_c – маса середовища у мембрані;
 c_y – жорсткість елементів пружного повернення вібростолу;
 α_l – коефіцієнт в'язкого демпфірування при переміщенні плунжера гідроциліндра ГП та поршня допоміжного гідроциліндра;
 $K_{звГП}$ – зведений модуль об'ємної пружності підсистеми ГП;
 $F_c(t)$ – поточні значення зусиль, створюваних на частинках порції середовища відносно осей z , x , y виконавчими елементами гідроімпульсної установки (див. підрозділ 4.2);
 $d_{к.о}$ – діаметри каналів у осаді на внутрішніх стінках мембрани (див.

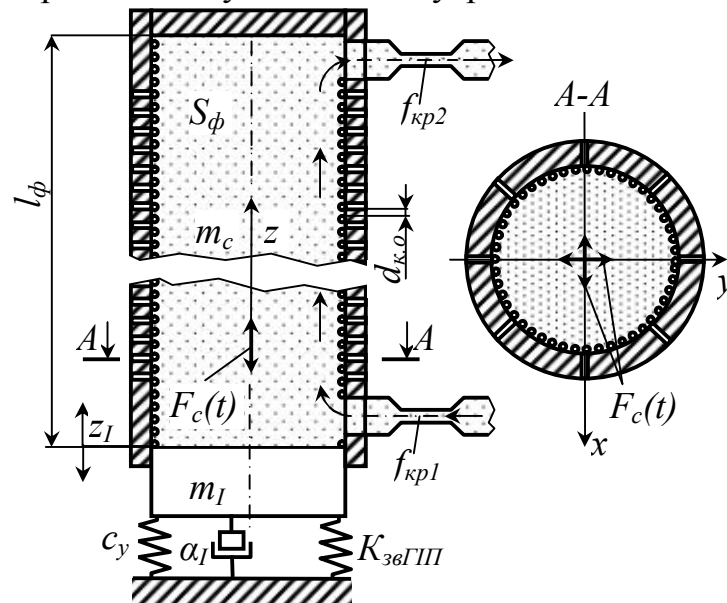


Рисунок 4.1 – Схема віброударного інерційного навантаження порції вологого дисперсного середовища в процесі його потокового віброударного фільтрування

підрозділ 1.2);

S_ϕ – площа фільтрувальної поверхні мембрани;
 $f_{кр1}, f_{кр2}$ – площа поперечного перерізу кранів на вході і на виході з мембрани.

Як і процеси статичного фільтрування, потокове віброударне фільтрування на початковому етапі супроводжується забиванням пор та утворенням осаду з твердих частинок на внутрішніх поверхнях мембрани (див. рисунок 2.5) [142]. Не дивлячись на незначну товщину шару осаду та її подальшу стабілізацію, створений ним опір потрібно враховувати.

При цьому трубчасті керамічні мембрани, що виконують функцію фільтрувального елемента можна вважати нестисливими [37]. Що стосується осаду, то при пропусканні через мембрани вологих дисперсних середовищ, на них утворюється шар з твердих частинок, що являють собою колоїдну капілярно-пористу речовину і тому є стисливим [91, 143].

Як й при статичному фільтруванні [82], інтенсивність процесу забивання пор у мембрані в процесі потокового віброударного

фільтрування вологих дисперсних середовищ залежить від розмірів та концентрації твердих частинок, з яких вони складаються, а також від в'язкості рідинної фази середовищ [90].

Зокрема, при невеликих розмірах твердих частинок і їх низькій концентрації, що характерно для рідкої фази досліджуваних середовищ [91], швидкість осаджування частинок та забивання ними пор у фільтрувальному елементі буде мінімальною [43]. Остання обставина обумовлюється також впливом на тверді частинки потоку рідинної фази, що циркулює через трубчасту мембрану та створенням у середовищі цієї фази ударних хвиль напружень та деформацій [59].

Утворення ж на внутрішній поверхні мембрани склепінь з твердих частинок, характерне для статичного фільтрування [82], буде за описаних вище умов потокового віброударного фільтрування – неможливим. Однак виникнення на внутрішній поверхні мембрани в ході реалізації розгляданого процесу рівномірного шару осаду оптимальної товщини є позитивною обставиною, оскільки вказаний шар запобігає проходженню у серединні шари мембрани найдрібніших твердих частинок [37, 40].

Під час вибору оптимальних робочих параметрів процесів потокового віброударного фільтрування потрібно враховувати, що у випадках роботи з осадами, які мають порівняно невеликий ступінь стискання [91], при підвищенні перепаду тиску на фільтрувальній мембрані швидкість проходження через неї рідини спочатку збільшується, а потім падає, що можна пояснити перекриванням деформованими твердими частинками середовища деяких пор у фільтрувальному елементі [82]. Описана обставина накладає обмеження на максимальне підвищення тиску у оброблюваному середовищі, створюваного під впливом ударних хвиль напружень та деформацій.

Для обґрунтування ефективності процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ на установках з ГП проаналізуємо докладніше механізм їх протікання. З цією метою розглянемо з початку робочий цикл віброударного інерційного навантаження фільтрату середовища, що протікає по каналах керамічної мембрани установки з ГП (див. рисунки 1.6, 2.1) [20]. Цикл спрацьовування її ГП з віброзбуджувачем «на виході» [101] доцільно поділити на три етапи.

На I-му етапі при закритому віброзбуджувачі тиск у порожнині гідроциліндра ГП збільшується від зливного p_3 до максимального значення p_{z1} . При цьому виконавчий елемент установки масою m_l (див. рисунок 4.1) здійснює переміщення вгору зі стисканням пружин повернення вібростолу жорсткістю c_y . Зусилля $F_c(t)$, що діє на частинки середовища масою m_c , циркулюючого по каналах мембрани, також збільшується від мінімальної до максимальної величини.

При цьому складова $F_c(t)$ відносно осі z спрямована вгору; складові $F_c(t)$ відносно осей x, y спрямовані від осі до стінок мембрани. Рідинна фаза фільтрату витискається через пори у стінках мембрани, фільтрується та відводиться. Тверді частинки затримуються стінками мембрани та утворюють на їх внутрішніх поверхнях шар осаду.

На II-му етапі вібробудувач відкривається, з'єднуючи порожнину гідроциліндра ГП зі зливом. Тиск у ній починає падати від p_{c1} до p_{c2} , але маса m_l за інерцією продовжує переміщуватись у граничне верхнє положення. Таким чином, напрямком складових $F_c(t)$ залишається таким самим, як на I-му етапі, тоді як значення їх зменшуються до мінімальних. Процес витискання та фільтрування рідинної фази продовжується, але з нижчою, ніж на I-му етапі продуктивністю.

На III-му етапі при закритому вібробудувачі порожнина гідроциліндра ГП з'єднана зі зливом. Тиск у ній зменшується від p_{c2} до p_3 . Маса m_l під дією сили тяжіння та сили пружності пружин c_y переміщується з граничного верхнього у граничне нижнє положення. Складова $F_c(t)$ відносно осі z спрямована вниз; складові $F_c(t)$ відносно осей x, y спрямовані від стінок мембрани до її осі. На даному етапі продуктивність фільтрування є мінімальною. В основному рідинна фаза витискається за рахунок опору, створюваного за допомогою кранів f_{kp1}, f_{kp2} .

На рисунку 4.2 представлені схеми навантаження та руху твердих частинок вологого дисперсного середовища під час його потокового віброударного фільтрування на різних етапах циклу спрацьовування ГП у осьовому та поперечному перерізах мембрани [20].

На I-му етапі циклу при переміщенні виконавчого елемента m_l вгору, у нижніх шарах порції фільтрату, що проходить по каналах мембрани, виникають стискаючі напруження (див. рисунок 4.2, а), хвиля яких рухається до виходу з мембрани. Крім цього, у напрямках від осі мембрани до її стінок, проходять хвилі дотичних напружень (див. рисунок 4.2, б), що відтискають тверді частинки фільтрату. Оскільки останні затримуються стінками мембрани, концентрація їх у пристінковому шарі збільшується. За краном f_{kp2} хвиля стискаючих напружень розсіюється у баку. Прямі хвилі дотичних напружень відбиваються від стінок мембрани, рухаються до її осі, біля якої зустрічаються, взаємно відбиваються та переміщуються у зворотному напрямку. Але й ці хвилі швидко затухають через зменшення величини дотичних напружень.

На II-му етапі під час сповільненого руху виконавчого елемента m_l у граничне верхнє положення величини стискаючих та дотичних напружень у середовищі фільтрату продовжують зменшуватись до мінімуму. Механізм поширення хвиль даних напружень залишається таким самим, що й на I-му етапі (див. рисунок 4.2, а, б).

На III-му етапі циклу напрямком переміщення виконавчого елемента змінюється на протилежний. Відповідно, у нижніх шарах порції фільтрату

у каналах мембрани виникає розрідження (див. рисунок 4.2, в), зі зниженням концентрації у ньому твердих частинок. Хвиля розрідження переміщується до виходу з мембрани, одночасно у поперечних перерізах від її стінок до осі проходять прямі хвилі дотичних напружень (див. рисунок 4.2, г), що взаємно відбиваються; зворотні хвилі переміщуються до стінок мембрани, знов відбиваються і так далі з поступовим затуханням описаних хвильових процесів.

Реологічні моделі вологих дисперсних середовищ в процесі їх потокового віброударного фільтрування на I-му та II-му етапах циклу спрацьовування ГП установки будуть мати майже такий самий вигляд, що і моделі цих середовищ під час їх віброударного зневоднення [5, 20, 144]. Але при моделюванні середовища в процесі фільтрування слід врахувати відсутність інерційного навантаження на нього з боку верхнього виконавчого елемента масою m_{II} .

Також під час моделювання вологого дисперсного середовища в

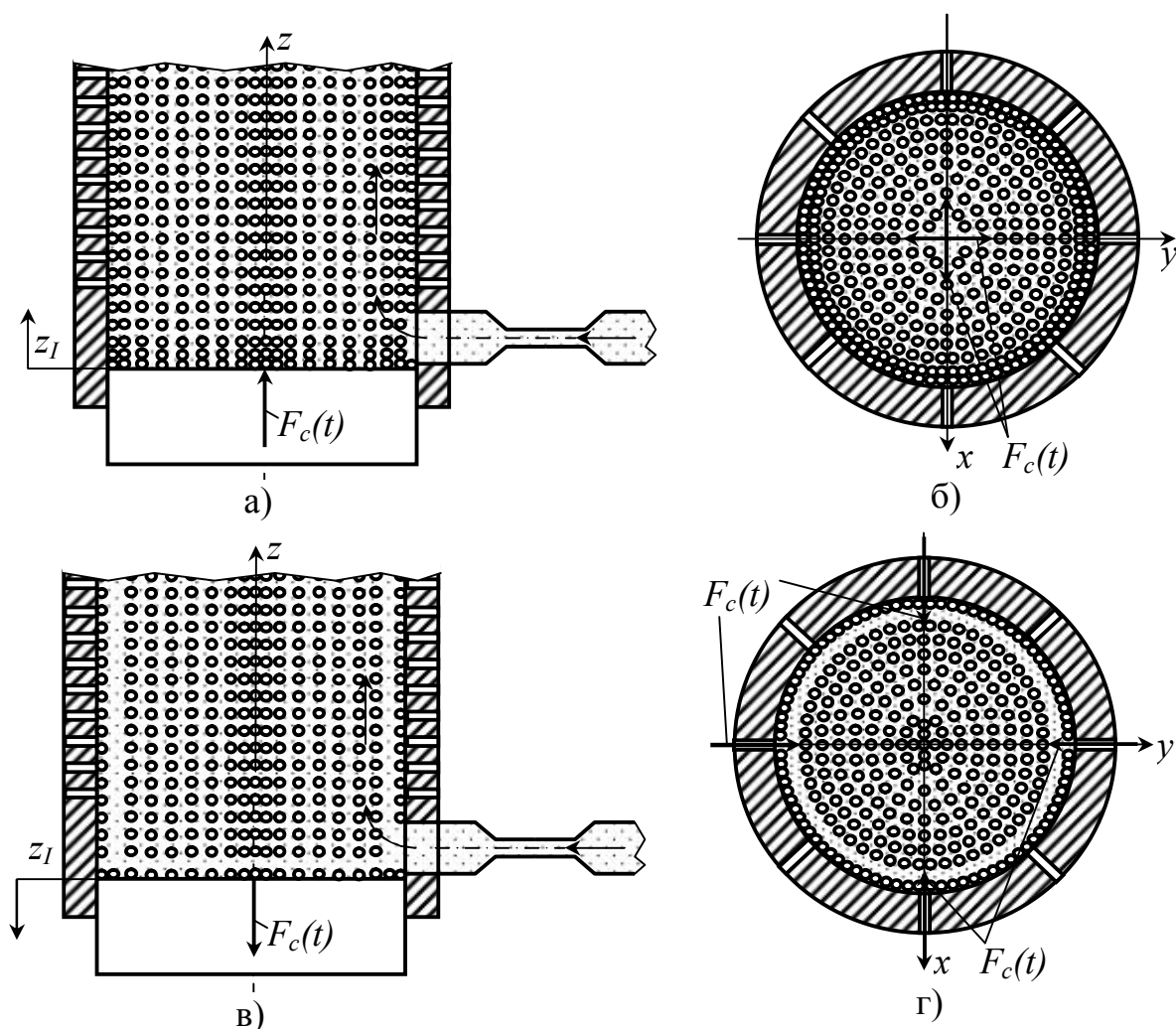


Рисунок 4.2 – Схеми навантаження та руху твердих частинок вологого дисперсного середовища під час його потокового віброударного фільтрування на I-II-му (а, б) та III-му (в, г) етапах циклу спрацьовування ГП, у осьовому (а, в) та поперечному (б, г) перерізах мембрани

процесі його потокового віброударного фільтрування можуть застосовуватись реологічні рівняння [5, 20] та аналітична залежність напружень від деформацій у середовищі середовища [5, 20].

Як вже вказувалось у даному підрозділі вище, висока ефективність процесів потокового віброударного фільтрування на установках з ГП обумовлена створенням під час його реалізації у середовищі фільтрату вологих дисперсних середовищ, що циркулює по каналах трубчастої керамічної мембрани ударних хвиль напружень і деформацій. Таким чином, забезпечуються періодичні, досить значні за величиною підвищення тиску у фільтраті, а також збільшення швидкості руху його частинок.

Напруження зсуву, що діють на тверді частинки у шарах потоку, що безпосередньо контактують з внутрішньою поверхнею мембрани при проходженні кожної чергової ударної хвилі, будуть значно перевищувати сили тертя між окремими частинками, які сприяють утворенню й нарощуванню шару осаду [145].

Найдрібніші склепіння з твердих частинок на внутрішній поверхні мембрани, що виникатимуть одразу після проходження чергових хвиль будуть періодично і з високою частотою руйнуватись наступними хвилями. Отже, товщина шару осаду буде зберігатись мінімальною у продовж всього процесу фільтрування.

Пори мембрани у помітно меншій мірі, ніж під час безударного потокового фільтрування, забиваються твердими частинками. Забезпечується вища продуктивність робочого процесу [47, 146] (див. пункт 2.2.5). До цього ж ця продуктивність буде зберігатись стабільною в часі, на відміну від продуктивності безударного фільтрування, що поступово зменшується в міру забивання мембран [112].

Обґрунтування високої ефективності пропонованого способу на підставі розрахунків наведено у підрозділі 4.3 та у додатку А.

4.2 Моделювання процесів потокового віброударного фільтрування

З метою встановлення взаємозв'язку між параметрами навантаження під час потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ на установці з ГП (максимальним тиском p_{z1} у порожнині гідроциліндра ГП, амплітудою z_{1a} і частотою ν коливань її вібростолу, див. пункт 2.2.2), робочими параметри досліджуваних процесів (переміщенням z_1 виконавчого елемента (див. рисунок 4.1), його швидкістю \dot{z}_1 та прискоренням \ddot{z}_1 ; переміщеннями, швидкостями та прискореннями частинок рідинної і твердої фаз порції фільтрату середовищ, який проходить по каналах мембрани, відносно осей координат x, y, z (див. підрозділ 4.1); зусиллям $F_c(t)$, створюваним на частинках фільтрату відносно осей x, y, z ; тиском $p_c(t)$, що створюється у середовищі фільтрату, та перепадом тисків $\Delta p_\phi(t)$, під впливом якого відфільтрована рідинна фаза

витає з мембрани), а також фізико-механічними характеристиками середовища (густиною фаз середовища, коефіцієнтами в'язкості, пружності, пластичності, масою частинок), потрібно виконати динамічне та математичне моделювання досліджуваних процесів [20].

Зокрема, потрібно розробити динамічні моделі руху та взаємодії твердих та рідинних частинок вологого дисперсного середовища в процесі його потокового віброударного фільтрування на установці з ГІП. На рисунку 4.3 представлені такі моделі [20].

Як і під час моделювання процесів попереднього віброударного зневоднення вологих дисперсних середовищ [147], дослідження потокового віброударного фільтрування потрібно здійснювати з позицій механіки, гідравліки та реології [148]. При цьому необхідно розглянути взаємодію рідинних та твердих частинок фільтрату, який проходить по каналах мембрани, змоделювати силові зв'язки твердих частинок, що розташовані поблизу від внутрішніх стінок мембрани (й утворюють на ній осад), а також на відстані від них, ближче до осі каналу.

Сили міжмолекулярної взаємодії частинок рідинної фази не враховуємо через те, що можливості для її розширення у бік баку після проходження хвиль напружень та деформацій ще кращі, ніж під час попереднього віброударного зневоднення (див. підрозділ 4.2), в процесі якого порція вологих дисперсних середовищ постійно навантажена зверху виконавчим елементом m_{II} . Для твердих частинок сили міжмолекулярної взаємодії брати до уваги також недоцільно, оскільки вони постійно відокремлені одна від одної шарами рідини [270]).

На динамічних моделях (див. рисунок 4.3), окрім вказаних у підрозділі 4.1 і в даному підрозділі позначені такі параметри:

m_m – маса твердої частинки фільтрату середовища у повітрі;

$m_m \frac{\rho_p}{\rho_m}$ – маса тої же самої твердої частинки при її переміщенні по

каналу мембрани під час віброударного фільтрування (є меншою m_m , оскільки тверда частинка рухається у рідинному середовищі й на неї діє виштовхувальна сила); масу твердої частинки, розташованої у шарі осаду, впритул до внутрішньої стінки мембрани – вважаємо рівною m_m ;

$m_m \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_m} \right)$ – зменшення маси твердої частинки у порівнянні із

масою m_m , яке обумовлене впливом виштовхувальної сили (на рисунку 4.3

показано, що при зміщенні з вихідного положення маси $m_m \frac{\rho_p}{\rho_m}$ маса

$m_m \left(1 - \frac{\rho_p}{\rho_m} \right)$ залишиться на місці);

$m_p(t)$ – поточне значення маси частинки рідинної фази фільтрату;

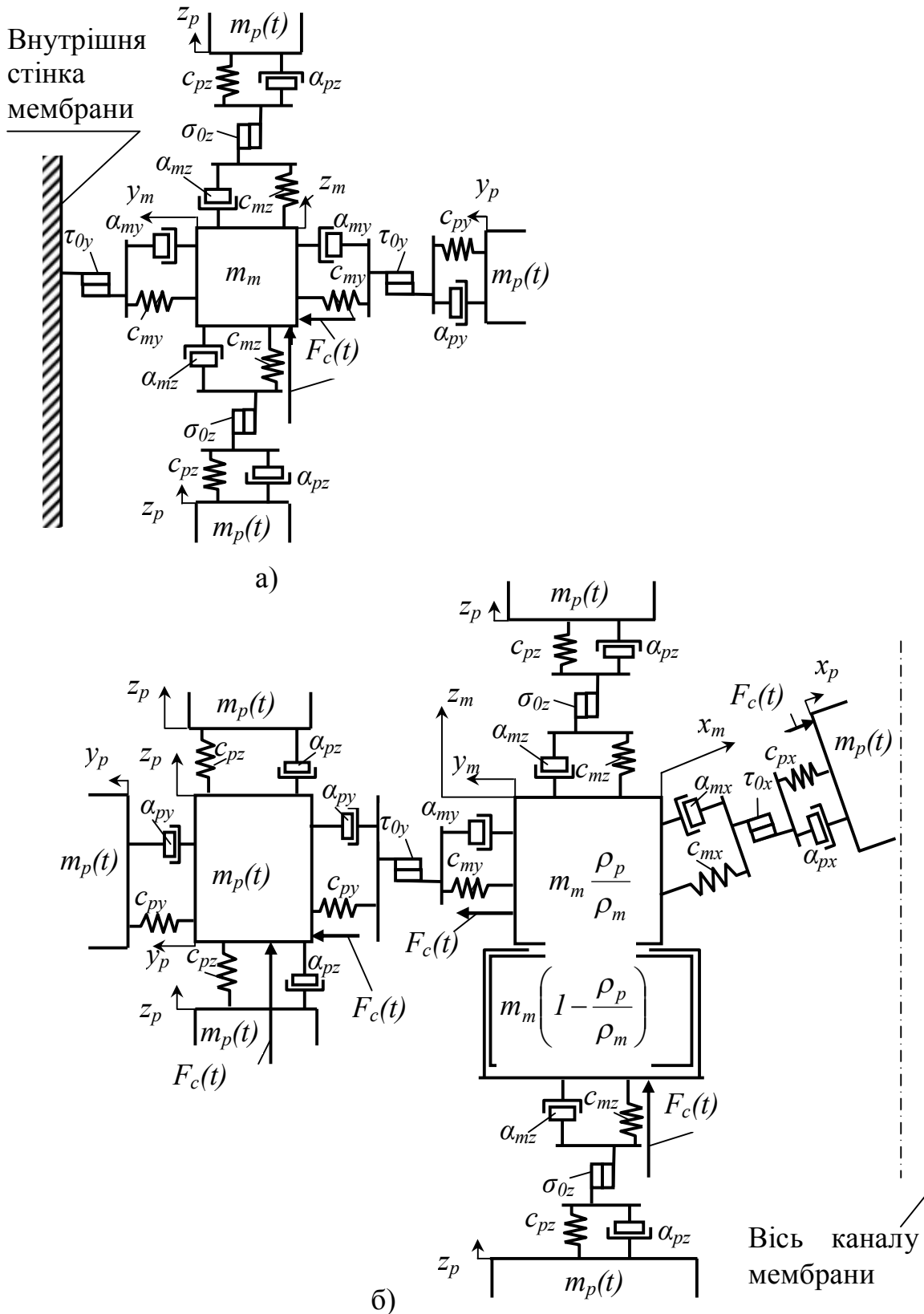


Рисунок 4.3 – Динамічні моделі руху та взаємодії твердих та рідинних частинок вологого дисперсного середовища, що знаходяться біля стінки (а) та біля осі (б) мембрани в процесі потокового віброударного фільтрування на установці з ГПШ

ρ_m, ρ_p – густина твердої та рідинної фаз порції фільтрату середовища (зміну густини даних фаз в ході реалізації досліджуваного процесу, обумовлену короткочасними і місцевими стисканнями фільтрату у каналах мембрани та у з'єднувальних гідролініях, по яких він циркулює, можна не враховувати, що обумовлено можливістю вільного розширення даного об'єму оброблюваного середовища у бік баку з фільтратом [142]);

$x_m, y_m, z_m, x_p, y_p, z_p$ – переміщення мас $m_m \frac{\rho_p}{\rho_m}$ та $m_p(t)$ відносно осей

координат x, y, z ;

$c_{mx}, c_{my}, c_{mz}, c_{px}, c_{py}, c_{pz}$ – коефіцієнти жорсткості твердої та рідинної частинок при їх переміщенні відносно осей x, y, z ;

$\alpha_{mx}, \alpha_{my}, \alpha_{mz}, \alpha_{px}, \alpha_{py}, \alpha_{pz}$ – коефіцієнти в'язкості твердої та рідинної частинок при їх переміщенні відносно осей x, y, z ;

$\tau_{0x}, \tau_{0y}, \sigma_{0z}$ – межі текучості твердої частинки відносно осей x, y, z .

Швидкості \dot{y}_p, \dot{y}_m у поперечному перерізі потоку фільтрату, що проходить по каналах мембрани, вважаємо постійними (взагалі, у поперечному перерізі потоків ньютонівських рідин швидкість частинок збільшується від периферії до осі потоку [96]). Але введене припущення є досить коректним, оскільки гідравлічний діаметр каналів керамічних мембран невеликий (у мембрани експериментального з ГПІ стенду на рисунку 2.1: $d_\phi = 2,5$ мм) і зміни швидкості частинок в ньому несуттєві. До цього ж, форма поперечного перерізу каналів мембрани являє собою сектори [44] і визначити закон зміни в них швидкості достатньо складно, тоді як прийняття вказаного вище припущення дозволяє істотно спростити аналіз розроблених динамічних моделей.

На динамічних моделях (див. рисунок 4.3) позначена також сила $F_c(t)$, що створюється на твердих та рідинних частинках фільтрату середовищ, який циркулює по каналах мембрани, тиском $p_c(t)$ у його середовищі. Складові даної сили відносно кожної з осей координат x, y, z , прийняті однаковими. Таке допущення є коректним, у зв'язку із тим, що по каналах мембрани циркулює фільтрат вологого дисперсного середовища, з масовим вмістом твердої фази меншим 5%, який за своїми властивостями наближається до ньютонівських рідин. Тому передача тиску $p_c(t)$ у середовищі порції фільтрату, по осях x, y, z здійснюється однаково.

Аналіз моделей на рисунку 4.3 здійснювався для кожного з трьох описаних у підрозділі 4.1 етапів циклу спрацьовування ГПІ установки, на якій реалізуються досліджувані процеси [20].

Тривалість I-го етапу циклу $t_I = t_{n.m}$, пов'язаного з набором тиску в гідросистемі ГПІ розраховуємо як [46, 100]

$$t_{n.m} = \frac{p_{z1} W_{ГПІ}}{Q_{н1} K_{згГПІ}}, \quad (4.1)$$

де $W_{ГП}$ – об’єм гідросистеми ГП, в якому змінюється тиск p_2 ;
 $Q_{н1}$ – подача насоса ГП;
 $K_{звГП}$ – зведений модуль об’ємної пружності порожнин та каналів об’єму $W_{ГП}$, а також робочої рідини в ньому [96].

Значення $K_{звГП}$ можна підрахувати за формулою

$$K_{звГП} = 1 / \left(\frac{1}{K_{p.cр}} + \frac{1}{K_{н1}} + \frac{1}{K_{зв.зб}} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_{н1}} \right), \quad (4.2)$$

де $K_{p.cр} = \frac{K_{p1} + K_{p.з}}{2}$ – середня величина адіабатного модуля об’ємної пружності робочої рідини в об’ємі $W_{ГП}$ при зміні тиску від p_3 до p_{21} , з урахуванням вмісту в ній нерозчиненого повітря

$$K_{2-p} = \frac{K_p \left(\frac{W_p}{W_2} + 1 \right)}{\frac{W_p}{W_2} + K_p \frac{p_0}{p_1^2}}, \quad (4.3)$$

де K_p – модуль об’ємної пружності рідини, що не містить повітря (для авіаційної оливи, що застосовується в якості робочої рідини в системі ГП: $K_p = 1,33 \cdot 10^9$ Па [150];

W_p , W_2 – об’єми рідинної і газової фаз робочої рідини за атмосферного тиску p_0 (приймаємо, що вміст нерозчиненого повітря у робочій рідині – 0,003%);

p_1 – максимальний тиск у гідросистемі.

Зведені модулі об’ємної пружності стінок каналів насоса - $K_{н1}$, вібробуджувача - $K_{зв.зб}$, гідроциліндра ГП - K_2 , а також розподільної порожнини – $K_{н1}$, з якою через канали пов’язані насос, вібробуджувач та гідроциліндр ГП, визначаємо за формулою

$$K_{зв} = \frac{K_{м.з} \cdot \delta}{d}, \quad (4.4)$$

де $K_{м.з}$ – модуль об’ємної пружності матеріалу гідролінії або порожнини; δ , d – товщина її стінки та діаметр.

Величина $t_{н.м}$ може бути наближено обчислена як половина періоду $T_{ц}$ спрацьовування ГП [101], який, в свою чергу, залежить від частоти коливань ν вібростолу. Таким чином

$$t_{н.м} = \frac{1}{2} T_{ц} = \frac{1}{2 \cdot \nu}. \quad (4.5)$$

Тиск $p_c(t)$, у свою чергу, нагнітається відцентровим насосом (на рисунку 2.1 даний насос позначений позицією 5) – це постійна складова тиску $p_{c.н}$, величина якої встановлюється за допомогою крана 1) [40], а також поршнем допоміжного гідроциліндра 9 (змінна складова тиску $p_{c.з}(t)$ періодичного створення). Крім цього, при визначенні $p_c(t)$ потрібно врахувати втрати тиску на тертя по довжині у каналах мембрани - $\Delta p_{m.ф}(t)$, на вході фільтрату з порожнини гідроциліндра 9 у розподільну порожнину 15 – $\Delta p_{c.вх.н2}(t)$, при проходженні ним розгалуження – $\Delta p_{c.р.н2}(t)$ та на вході з розподільної порожнини у канали мембрани – $\Delta p_{c.вх.ф}(t)$ [151].

Таким чином, зусилля $F_c(t)$, що діє на частинки фільтрату середовищ на I-му етапі циклу спрацьовування ГП визначається як

$$F_c(t) = p_c(t) \cdot f_\phi = (p_{c.з}(t) + p_{c.н} - \Delta p_{m.ф}(t) - \Delta p_{c.вх.н2}(t) - \Delta p_{c.р.н2}(t) - \Delta p_{c.вх.ф}(t)) \times$$

$$\times f_\phi = \frac{n_\kappa \pi \cdot d_\phi^2 (p_{c.з}(t) + p_{c.н} - \Delta p_{m.ф}(t) - \Delta p_{c.вх.н2}(t) - \Delta p_{c.р.н2}(t) - \Delta p_{c.вх.ф}(t))}{4};$$

$$0 \leq t \leq t_I, \quad (4.6)$$

де f_ϕ – площа поперечного перерізу каналів фільтрувальної мембрани;

d_ϕ – гідравлічний діаметр каналу мембрани;

n_κ – число каналів.

Тривалість II-го етапу t_{II} визначаємо з рівнянь (5.55, 5.84) при підстановці формул (4.32, 4.33, 4.39, 5.2 – 5.17, 5.19 – 5.29).

На II-му етапі зусилля $F_m(t)$ можна знайти з рівняння (4.6).

Тривалість III-го етапу визначаємо як

$$t_{III} = T_y - t_{н.м} - t_{II}. \quad (4.7)$$

На III-му етапі зусилля $F_c(t)$ можна обчислити з рівняння

$$F_c(t) = p_c(t) \cdot f_\phi = (p_{c.н} - \Delta p_{m.ф}(t) - \Delta p_{c.вх.н2}(t) - \Delta p_{c.р.н2}(t) - \Delta p_{c.вх.ф}(t)) \times$$

$$\times f_\phi = \frac{n_\kappa \pi \cdot d_\phi^2 (p_{c.н} - p_{c.з}(t) - \Delta p_{m.ф}(t) - \Delta p_{c.вх.н2}(t) - \Delta p_{c.р.н2}(t) - \Delta p_{c.вх.ф}(t))}{4};$$

$$t_{III} < t \leq T_y. \quad (4.8)$$

Тиск $p_{c.з}(t)$ розраховуємо за допомогою формули

$$p_{c,z}(t) = \frac{F_{\partial,z}(t)}{S_{\partial,z}}; 0 < t \leq T_u, \quad (4.9)$$

де $F_{\partial,z}(t)$ – зусилля, що створюється на поршні допоміжного гідроциліндра установки з ГПІ;

$S_{\partial,z}$ – площа поршня допоміжного гідроциліндра.

На рисунку 4.4 показані схеми силового навантаження частинок вологого дисперсного середовища та виконавчого елемента установки з ГПІ в процесі потокового віброударного фільтрування на I-му – III-му етапах циклу спрацьовування ГПІ, відносно осі z . На схемах позначені:

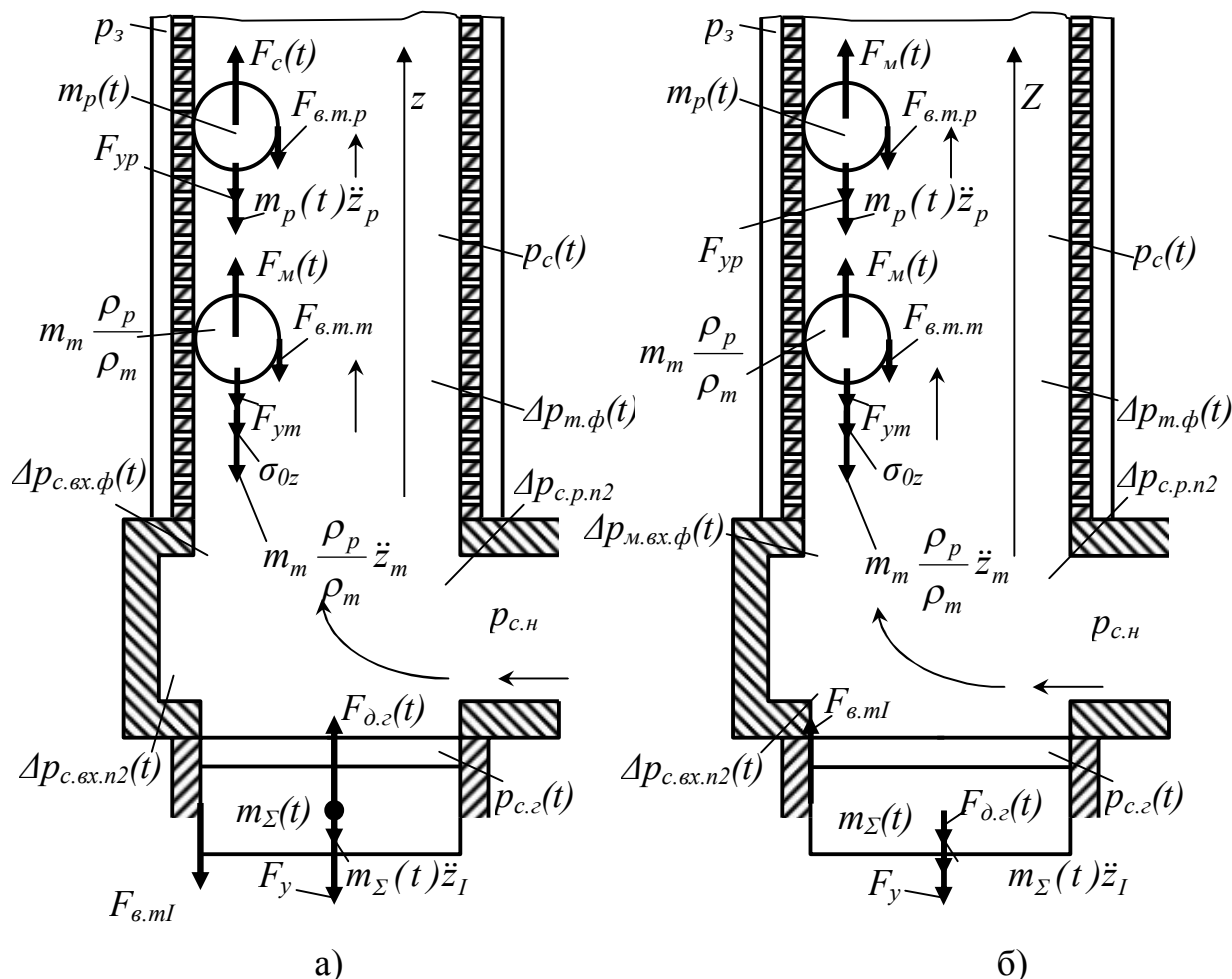


Рисунок 4.4 – Схеми силового навантаження частинок порції фільтрату вологих дисперсних відходів та виконавчого елемента установки з ГПІ в процесі потокового віброударного фільтрування на I-II-му (а) та III-му (б) етапах циклу спрацьовування ГПІ відносно осі z

$m_{\Sigma}(t)$ – сумарна маса рухомих елементів установки з ГПІ, пов'язаних із плунжером гідроциліндра ГПІ, а також зведеної до перерізу $S_{\partial,z}$ порції фільтрату середовища $m_c(t)$, що знаходиться у поршневій порожнині допоміжного гідроциліндра, у розподільній порожнині 15 (див. рисунок

2.1), у каналах мембрани 3 та зливній гідролінії 18 і піддається впливу ударних хвиль напружень та деформацій.

Маса $m_{\Sigma}(t)$ являє собою суму $m_c(t)$ та маси m_I виконавчого елемента установки. Остання включає, в свою чергу, маси плунжера гідроциліндра ГП – m_z , вібростолу – m_6 , а також поршня і штока допоміжного гідроциліндра – $m_{\partial.z}$ (див. підрозділ 4.1). Таким чином, $m_{\Sigma}(t) = m_I + m_c(t) = m_z + m_6 + m_{\partial.z} + m_c(t)$;

p_3 – тиск на вільній поверхні відфільтрованої рідини у зливному баку 8 (тиск на зовнішній поверхні мембрани);

$\ddot{z}_I, \ddot{z}_m, \ddot{z}_p$ – поточні значення прискорень виконавчого елемента установки, твердої та рідинної частинок порції фільтрату;

F_y, F_{ym}, F_{yp} – сила пружності стиснених пружин 13 повернення вібростолу 10 та сили пружного деформування твердої та рідинної частинок фільтрату, що проходить по каналах мембрани;

$F_{e.ml}$ – сила в'язкого демпфірування в ущільненнях плунжера гідроциліндра ГП та поршня допоміжного гідроциліндра [96];

$F_{e.m.m}, F_{e.m.p}$ – сили в'язкого демпфірування твердої і рідинної частинок [152].

Диференціальні рівняння руху поршня допоміжного гідроциліндра і пов'язаних з ним рухомих елементів установки – вібростолу та плунжера гідроциліндра ГП, складені на основі динамічних моделей (див. рисунок 4.3) та схем навантаження на рисунку 4.4, мають вигляд:

для I-II-го етапів циклу спрацювання ГП

$$F_{\partial.z}(t) = p_z(t) \cdot S_z - p_{c.n} S_{\partial.z} + m_{\Sigma}(t)(\ddot{z}_I - g) - \alpha_I \dot{z}_I - \alpha_{mz} \dot{z}_m - \alpha_{pz} \dot{z}_{pz} - c_y(z_{0y} + z_I) - c_{mz} z_m - c_{pz} z_p - \sigma_{0z}; 0 < t \leq t_{н.м} + t_{II}; \quad (4.10)$$

для III-го етапу циклу

$$F_{\partial.z}(t) = m_{\Sigma}(t)(\ddot{z}_I - g) - p_{c.n} S_{\partial.z} + \alpha_I \dot{z}_I - \alpha_{mz} \dot{z}_m - \alpha_{pz} \dot{z}_{pz} - c_y(z_{0y} + z_I) - c_{mz} z_m - c_{pz} z_p - \sigma_{0z} + p_z(t) \cdot S_z; t_{н.м} + t_{II} < t \leq T_y, \quad (4.11)$$

де S_z – площа плунжера гідроциліндра ГП;

z_{0y} – попереднє стискання елементів пружного повернення вібростолу.

Маса $m_c(t)$ згідно із [101] може бути визначена як

$$m_c(t) = \frac{1}{3} S_z^2 \rho_{c,t} \left(\frac{l_{n,d} - z_I}{S_{д.г}} + \frac{l_{n2}}{f_{n2}} + \frac{l_\phi}{f_\phi} + \frac{l_4}{f_4} \right); \quad 0 \leq t \leq T_u, \quad (4.12)$$

де l_ϕ – довжина мембрани;
 f_{n2}, l_{n2} – діаметр та довжина розподільної порожнини 15 (див. рисунок 2.1);

f_4, l_4 – діаметр та довжина зливної гідролінії 18;
 $l_{n,d}$ – довжина поршневої порожнини допоміжного гідроциліндра у момент початку руху поршня;

$\rho_{c,t}$ – густина фільтрату середовища з врахуванням середнього підвищення його температури Δt_m , визначається за допомогою залежності [96]

$$\rho_{m,t} = \frac{\rho_m}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \Delta t_m}, \quad (4.13)$$

де ρ_c – густина фільтрату при температурі 20 °С [143].

Поточне значення втрат тиску $\Delta p_{m,\phi}(t)$ у фільтраті на тертя за довжиною мембрани на I-му та II-му етапах визначаємо за допомогою формули Дарсі [116]

$$\Delta p_{m,\phi}(t) = \lambda_\phi \rho_{c,t} \frac{l_\phi}{d_\phi n_k} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; \quad 0 < t \leq T_u, \quad (4.14)$$

в якій λ_ϕ – коефіцієнт гідравлічного тертя рідинної фази фільтрату об стінки каналів мембрани [143].

За формулою Вейсбаха [116] обчислюємо втрати тиску в місцевих опорах

$$\Delta p_{c.вх.n2}(t) = \zeta_{вх.n2} \rho_{c,t} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; \quad (4.15)$$

$$\Delta p_{c.p.n2}(t) = \zeta_{p.n2} \rho_{c,t} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; \quad \Delta p_{c.вх.\phi}(t) = \zeta_{вх.\phi} \rho_{c,t} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; \quad 0 < t \leq T_u, \quad (4.16)$$

де $\zeta_{вх.n2}, \zeta_{p.n2}, \zeta_{вх.\phi}$ – коефіцієнти місцевого опору на вході у розподільну порожнину 15, при проходженні у ній розгалуження та на вході у мембрану [151].

На підставі розроблених динамічних моделей та схем навантаження (див. рисунки 4.3, 4.4) можуть бути створені математичні моделі процесу потокового віброударного фільтрування, які являють собою рівняння руху рідинних та твердих частинок, що переміщуються по каналах мембрани ближче до їх осі або розташовуються у шарі осаду на межі із внутрішньою

поверхнею мембрани. Рівняння складені для трьох етапів циклу спрацьовування ГПІ установки.

Рівняння руху твердої частинки, що переміщується відносно осей координат x , y , z ближче до осі каналу мембрани для I-го - III-го етапів спрацьовування ГПІ мають вигляд

$$\begin{aligned}
 m_m \frac{\rho_p}{\rho_m} \ddot{x}_m - \alpha_{mx} \dot{x}_m - c_{mx} x_m - \tau_{0x} + F_c(t) &= 0; 0 < t \leq T_u; \\
 m_m \frac{\rho_p}{\rho_m} \ddot{y}_m - \alpha_{my} \dot{y}_m - c_{my} y_m - \tau_{0y} + F_c(t) &= 0; 0 < t \leq T_u; \\
 m_m \frac{\rho_p}{\rho_m} (\ddot{z}_m - g) - \alpha_{mz} \dot{z}_m - c_{mz} z_m - \sigma_{0z} + F_c(t) &= 0; 0 < t \leq T_u. \quad (4.17)
 \end{aligned}$$

Рівняння руху рідинної частинки у потоці фільтрату, що проходить по каналах мембрани, для I-III-го етапів спрацьовування ГПІ, мають вигляд

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{x}_p - \alpha_{px} \dot{x}_p - c_{px} x_p + F_c(t); 0 < t \leq T_u; \\
 m_p \ddot{y}_p - \alpha_{py} \dot{y}_p - c_{py} y_p + F_c(t); 0 < t \leq T_u; \\
 m_p (\ddot{z}_p - g) - \alpha_{pz} \dot{z}_p - c_{pz} z_p + F_c(t) &= 0; 0 < t \leq T_u. \quad (4.18)
 \end{aligned}$$

Розв'язуючи рівняння (4.6, 4.8, 4.10, 4.11, 4.17, 4.18) з підстановкою формул (4.3, 4.4, 4.7, 4.9, 4.12 – 4.16) та рівнянь руху виконавчого елемента з ГПІ установки на I-III-му етапах циклу спрацьовування її ГПІ (5.17, 5.31, 5.41), можна визначити основні робочі параметри процесу потокового віброударного фільтрування: переміщення, швидкості та прискорення виконавчого елемента установки, а також частинок твердої та рідинної фаз фільтрату середовищ, що переміщуються ближче до осі та ближче до стінки мембрани у довільний момент циклу ГПІ, поточні значення тисків $p_c(t)$ та зусиль $F_c(t)$, створюваних на частинках фільтрату. Також визначаються параметри навантаження: амплітуда коливань вібростолу (як $z_{Ia} = z_{I\max}$) та максимальний тиск $p_{c.\max}$ у середовищі фільтрату (див. формулу (4.31)) та підрозділ 5.3). Частоту коливань вібростолу ν знаходимо за формулою [101, 153]

$$v = \frac{I}{T_y}. \quad (4.19)$$

З використанням формул (4.9, 4.10, 4.12 – 4.18) та емпіричних формул (3.5) для визначення $p_c(t)$, $z_l(t)$, були складені рівняння (див. додаток Б) для розрахунку залежності тиску $p_c(t)$ у середовищі фільтрату кавового шламу під час його потокового віброударного фільтрування на гідроімпульсній установці на I-му етапі циклу спрацьовування ГП [20].

До рівнянь додатку Б підставлялись значення фізико-механічних параметрів кавового шламу, а також конструктивні та робочі параметри стенду з ГП для потокового віброударного фільтрування (див. рисунок 2.1 та додаток В).

Дані рівняння послужили основою для комп'ютерної програми, складеної у середовищі Matlab Simulink R2007a і представленої на рисунку 3.3 [154].

На рисунку 3.4 наведений графік $p_c(t)$ [20, 154], аналіз якого показує, що I-му етапі циклу спрацьовування ГП установки тиск p_c імпульсно підвищується до величини, яка у 3 – 4 рази перевищує номінальний тиск $p_{c,н}$, постійно створюваний за допомогою циркуляційного насоса установки та кранів на вході і виході з мембрани, з площами прохідних перерізів $f_{кр1}$, $f_{кр2}$ (див. рисунки 2.1, 4.1). Підвищення p_c обумовлено проходженням у середовищі фільтрату на даному етапі циклу ГП хвилі підвищеного тиску Δp_{yd} (див. підрозділ 4.3).

На рисунку 4.5 представлена розрахована за допомогою складеної програми залежність $p_{c,max} = f(p_{z1})$, згідно із якою при збільшенні p_{z1} величина $p_{c,max}$ зменшується (див. також рисунок 5.6, в та підрозділ 5.4). Залежність на рисунку 4.5 буде у пункті 6.1.3 зіставлятись з відповідною експериментальною залежністю, одержаною під час експериментів зі стендом (див. рисунок 2.1) [20].

Таким чином, буде перевірена коректність математичних моделей досліджуваних процесів фільтрування. Також за результатами розрахунків з використанням програми встановлено, що від інших параметрів навантаження - z_{1a} та v , тиск $p_{c,max}$ практично не залежить (див. також підрозділ 5.4).

4.3 Установлення залежностей параметрів ефективності від робочих параметрів процесів потокового віброударного фільтрування

Для одержання можливості розрахунку основних параметрів ефективності процесів потокового віброударного фільтрування, якими є їх продуктивність та енергоємність, виходячи із значень робочих параметрів процесу: переміщень, швидкостей та прискорень виконавчого елемента з

ГП установки, а також частинок твердої та рідинної фаз фільтрату вологих дисперсних середовищ, потрібно виконати додатковий аналіз [5].

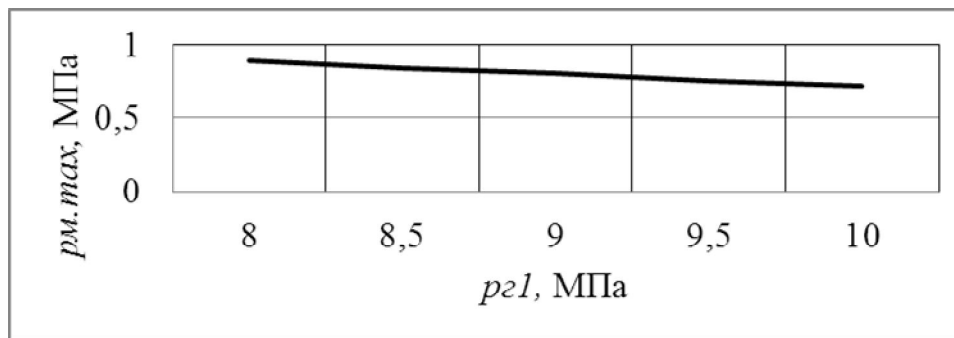


Рисунок 4.5 - Розрахункова залежність максимального тиску $p_{c,max}$ у середовищі фільтрату кавового шламу під час його потокового віброударного фільтрування на установці з ГП від максимального тиску p_{c1} у порожнині гідроциліндра ГП, при $z_{0y} = 4$ мм, $f_{dp.г} = 0,15$ мм²

У роботі [46] встановлено, що в процесі потокового віброударного фільтрування установці з ГП (див. рисунок 2.1) при достатньо високій частоті зворотно-поступальних переміщень поршня допоміжного гідроциліндра ($\nu = 60$ Гц і вище) при амплітуді $z_{1a} = 2 \div 3$ мм у середовищі, що протікає через мембрану, мають місце неповні гідравлічні удари [116]. При цьому, на етапі переміщення поршня допоміжного гідроциліндра вверх (I-й етап), збільшення тиску в каналах мембрани можна знайти за формулою [116]

$$\Delta p_{y\partial}(t) = \rho_{c.t} \cdot c (\dot{z}_p - v_{c0}) = \rho_{c.t} \cdot c \cdot \dot{z}_I; 0 < t \leq t_{н.м}, \quad (4.20)$$

де c – швидкість розповсюдження ударної хвилі по каналах мембрани [116];

v_{c0} – середня швидкість потоку фільтрату у мембрані до прямого ходу поршня (за відсутності у середовищі фільтрату, що проходить по каналах мембрани, ударних хвиль напружень та деформацій);

\dot{z}_p, \dot{z}_I – поточні значення швидкостей частинки рідинної фази у мембрані та виконавчого елемента установки (можуть бути визначені за допомогою рівнянь (4.10, 4.18)).

Величина c у формулі (4.20) обчислюється як

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho_{c.t}}{K_c} + \frac{\rho_{c.t} \cdot d_\phi}{\delta_\phi \cdot K_\phi}}}, \quad (4.21)$$

де K_c, K_ϕ – модулі об’ємної пружності порції фільтрату середовища (при тиску $p_{c.n}$) та середовища фільтрувальної мембрани [97] (див. формули (4.3, 4.4));

δ_ϕ – середня товщина стінок мембрани.

Внаслідок високої жорсткості мембрани ($K_\phi \rightarrow \infty$) [39], складовою $\frac{\rho_{c.t} \cdot d_\phi \cdot n_\kappa}{\delta_\phi \cdot K_\phi}$ можна знехтувати. Тоді

$$c = \sqrt{\frac{K_c}{\rho_{c.t}}}. \quad (4.22)$$

Середня швидкість v_{c0} у формулі (4.20) розраховується як

$$v_{c0} = \frac{Q_{n2}}{f_\phi}, \quad (4.23)$$

де Q_{n2} – подача насоса 5 установки (див. рисунок 2.1), що забезпечує постійну циркуляцію через мембрану фільтрату вологого дисперсного середовища.

З врахуванням формул (4.20 – 4.23) можна отримати ще одну залежність для визначення $p_{c.z}(t)$ на I-му етапі циклу спрацьовування ГПІ

$$p_{c.z}(t) = \Delta p_{y\phi}(t); 0 < t \leq t_{н.м}. \quad (4.24)$$

Наближене максимальне значення $\Delta p_{y\phi}$ можна розрахувати як [46, 96]

$$\Delta p_{y\phi.max} = \rho_{c.t} c \cdot v_I, \quad (4.25)$$

де v_I – середня швидкість виконавчого елемента установки під час його переміщення ввєрх; знаходимо її за формулою

$$v_I = \frac{z_{Ia}}{t_{н.м}}. \quad (4.26)$$

Підставляємо (4.5, 4.22, 4.26) у формулу (4.25), отримуємо

$$\Delta p_{y\phi.max} = 2v \cdot z_{Ia} \sqrt{K_c \cdot \rho_{c.t}}. \quad (4.27)$$

Значення $\Delta p_{y\phi.max}(t)$ можна знайти також за формулою [116]

$$\Delta p_{y\phi.max} = \frac{2\rho_{c.t} v_{c0} l_\phi}{t_{н.т}}. \quad (4.28)$$

Поточне значення збільшення тиску $\Delta p_{y\delta}(t)$ у мембрані на етапі робочого ходу виконавчого елемента можна знайти з рівняння

$$\Delta p_{y\delta}(t) = \frac{2\rho_{c.l} v_{c0} l_{\phi}}{t}; 0 < t \leq t_{н.м}. \quad (4.29)$$

Формулу (4.29) з врахуванням залежностей (4.5, 4.23) перетворюємо до вигляду

$$\Delta p_{y\delta.\max} = \frac{4\rho_{c.l} v \cdot l_{\phi} Q_{н2}}{f_{\phi}}. \quad (4.30)$$

З формул (4.5, 4.23, 4.26) можна одержати залежність для визначення наближеної максимальної швидкості потоку фільтрату у мембрані, одразу після проходження через його середовище ударної хвилі

$$v_{c.\max} = v_{c0} + v_I = \frac{Q_{н2}}{f_{\phi}} + 2 \cdot z_{Ia} v. \quad (4.31)$$

Для одержання рівняння з визначення ще одного найважливішого робочого параметра процесів віброударного фільтрування, а саме – продуктивності процесу Q_{ϕ} , потрібно прийняти ще декілька додаткових припущень [20].

Як вже вказувалось у даному підрозділі вище, під час віброударного фільтрування у середовищі фільтрату, що циркулює по каналах мембрани відбуваються неповні гідравлічні удари. Довжина каналів мембрани l_{ϕ} порівняно невелика: у мембрани експериментального з ГПІ стенду (див. рисунок 2.1) $l_{\phi} = 0,3$ м, у мембран найпотужніших установок для тангенціального потокового фільтрування західного виробництва l_{ϕ} , як правило, дорівнює 1,2 м [44].

Під час потокового віброударного фільтрування спиртової барди, розрахована за формулою (4.22) швидкість розповсюдження у ньому ударної хвилі тиску $c = 1430$ м/с [155]. Таким чином, хвиля проходить всю довжину каналів мембрани експериментального стенду за час

$$\tau = \frac{l_{\phi}}{c} = \frac{0,3}{1430} = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ с}, \text{ що при частоті коливань вібростолу } \nu = 60 \text{ Гц, є}$$

майже на два порядки меншим тривалості циклу ГПІ $T_u = \frac{1}{\nu} = \frac{1}{60} = 0,017 \text{ с}.$

Отже збільшення тиску p_c у каналах мембрани на величину $\Delta p_{y\delta.\max}$ можна вважати миттєвим.

У зв'язку із вищевикладеним, для спрощення розрахунків, приймаємо, що у продовж робочого циклу потокового віброударного

фільтрування тиск фільтрату середовищ у каналах мембрани буде визначатись за формулами [20]

на I-му етапі

$$P_{cI} = P_{c.n} + \Delta p_{y.d.max} - \Delta p_{m.f} - \Delta p_{c.vx.n2} - \Delta p_{c.p.n2} - \Delta p_{c.vx.f}; \quad (4.32)$$

на II-му етапі

$$P_{cII} = P_{c.n} + \Delta p_{y.d.max} / 2 - \Delta p_{m.f} - \Delta p_{c.vx.n2} - \Delta p_{c.p.n2} - \Delta p_{c.vx.f}; \quad (4.33)$$

на III-му етапі

$$P_{cIII} = P_{c.n} - \Delta p_{m.f} - \Delta p_{c.vx.n2} - \Delta p_{c.p.n2} - \Delta p_{c.vx.f}, \quad (4.34)$$

для підстановки в які $p_{c.n}$ вибирається за рекомендаціями фірми-виготовлювача мембрани [41, 44], при її використанні у процесах тангенціального потокового фільтрування (експериментально даний параметр визначається за показаннями манометра 4 - див. рисунок 2.1), а $\Delta p_{y.d.max}$ – розраховується за формулою (4.27).

Втрати тиску на тертя за довжиною мембрани $\Delta p_{m.f}$ та у місцевих опорах $\Delta p_{c.vx.n2}$, $\Delta p_{c.p.n2}$, $\Delta p_{c.vx.f}$ обчислюють як [96]

$$\Delta p_{m.f} = \lambda_{\phi} \rho_{c.t} \frac{l_{\phi}}{d_{\phi} n_{\kappa}} \frac{v_c^2}{2}; \quad \Delta p_{c.vx.n2} = \zeta_{vx.n2} \rho_{c.t} \frac{v_c^2}{2};$$

$$\Delta p_{c.p.n2} = \zeta_{p.n2} \rho_{c.t} \frac{v_c^2}{2}; \quad \Delta p_{c.vx.f} = \zeta_{vx.f} \rho_{c.t} \frac{v_c^2}{2}, \quad (4.35)$$

де v_c на I-му етапі дорівнює $v_{c.max}$ (див. формулу (4.31)), на II-му етапі: $v_c = v_0 + v_I$ (v_I визначається за формулою 5.20), на III-му етапі: $v_c = v_{c0} - v_I$ (v_I розраховується за залежностями (5.34, 5.49) з підстановкою в них формул (4.34, 4.40, 5.52 – 5.7, 5.10, 5.12, 5.13, 5.15, 5.16, 5.19 – 5.21, 5.24, 5.25, 5.35 – 5.37)).

Далі можна розрахувати перепад тисків Δp_{ϕ} , створюваний на внутрішніх та зовнішній поверхнях мембрани, під впливом якого фільтрат проходить через її пори та відбувається процес фільтрування. Для I - III-го етапів циклу спрацювання ГПІ даний перепад визначаємо як

$$\Delta p_{\phi I(II,III)} = P_{cI(II,III)} - P_3. \quad (4.36)$$

Наближене значення швидкості проходження фільтрату v_ϕ через шар осаду, що створює основний опір, як під час тангенціального потокового фільтрування [43], так і в процесі потокового віброударного фільтрування, можна визначити за формулою (1.8).

При цьому v_ϕ розраховується окремо для кожного з трьох етапів циклу спрацьовування ГП установки з підстановкою у (1.8) значень Δp_ϕ , визначених за допомогою залежності (4.36).

Витрати відфільтрованої через мембрану рідини на I - III-му етапах спрацьовування ГП знаходимо за формулою

$$Q_{\phi I(II,III)} = v_{\phi I(II,III)} S_\phi, \quad (4.37)$$

де S_ϕ – площа фільтрувальної поверхні мембрани [44].

Об'єм відфільтрованої через мембрану рідини на I-му, II-му та III-му етапах циклу спрацьовування ГП, а також сумарний об'єм даної рідини за один цикл спрацьовування, визначаємо таким чином

$$W_{\phi I(II,III)} = Q_{\phi I(II,III)} t_{I(II,III)}; W_{\phi\Sigma} = W_{\phi I} + W_{\phi II} + W_{\phi III}. \quad (4.38)$$

А середню продуктивність фільтрування знайдемо як

$$Q_\phi = \frac{W_{\phi\Sigma}}{T_\phi}. \quad (4.39)$$

Енерговитрати на реалізацію циклу процесу потокового віброударного фільтрування розраховуємо як

$$E_{\phi I(II,III)} = W_{\phi I(II,III)} \Delta p_{\phi I(II,III)}. \quad (4.40)$$

Тоді сумарні енерговитрати складатимуть

$$E_\phi = E_{\phi I} + E_{\phi II} + E_{\phi III}. \quad (4.41)$$

Енергоємність ϵ_ϕ потокового віброударного фільтрування (витрати енергії на одиницю об'єму відфільтрованої рідини можна визначити як

$$\epsilon_\phi = \frac{E_\phi}{W_{\phi\Sigma}}. \quad (4.42)$$

4.4 Висновки до розділу

1. Розроблені схеми віброударного інерційного навантаження та схеми руху частінок середовищ під час їх віброударного фільтрування на етапах циклу спрацьовування ГПП установки, що дозволили розкрити закономірності протікання досліджуваних процесів.

2. Висока ефективність процесів потокового віброударного фільтрування на установках з ГПП обумовлена створенням під час його реалізації у середовищі фільтрату вологих дисперсних відходів, що циркулює по каналах трубчастої керамічної мембрани, ударних хвиль напружень і деформацій. Таким чином, забезпечуються періодичні, підвищення тиску у фільтраті (у 3 - 4 рази), а також збільшення швидкості руху його частінок (на 10 - 12%). Вказане підвищення тиску підтверджено також результатами комп'ютерного розрахунку за рівняннями математичних моделей досліджуваних процесів фільтрування.

3. Напруження зсуву, що діють на тверді частинки фільтрованого середовища при проходженні кожної ударної хвилі значно перевищують сили тертя між ними, що забезпечує періодичне і високочастотне руйнування найдрібніших склепінь з частінок на внутрішній поверхні мембрани, зменшення товщини шару осаду на ній та забивання пор мембрани, вищу та стабільнішу в часі продуктивність процесу у порівнянні із продуктивністю безударного потокового фільтрування.

4. Для установлення залежностей, що зв'язують параметри навантаження під час потокового віброударного фільтрування, робочі параметри досліджуваних процесів та фізико-механічні характеристики середовищ потрібно провести динамічний та математичний аналіз взаємодії їх твердих і рідинних частінок між собою та з виконавчими елементами обладнання з ГПП. При цьому, у зв'язку із складністю процесів, динамічні та математичні моделі розробляються з рядом припущень окремо для кожного етапу циклу спрацьовування ГПП обладнання, кожної фази середовищ та різних ділянок їх порції.

5. На динамічних моделях частинки порції середовищ показані у вигляді зведених інерційних мас, а впливи між ними представлені пружними, в'язкими та пластичними елементами, крім цього, враховано ущільнення твердої фази. Математичні моделі являють собою диференціальні рівняння руху твердих та рідинних частінок відносно трьох осей координат, а також руху виконавчих елементів установки з ГПП.

6. Розрахунок параметрів ефективності віброударного фазового розділення вологих дисперсних середовищ, виходячи з їх фізико-механічних характеристик, конструктивних параметрів установки та робочих параметрів досліджуваних процесів, здійснюється за допомогою рівнянь їх математичних моделей, що у подальшому можуть послужити підставою для розробки методики проектного розрахунку установки.

5 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОБЛАДНАННЯ З ГПП ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

5.1 Розробка структурної схеми установки з ГПП для потокового віброударного фільтрування

На рисунку 5.1 представлена узагальнена структурна схема установки для потокового віброударного фільтрування на базі вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом вібростолу моделі ІМЗГК-5 [20, 100, 156]. Підставою для розробки схеми послужили принципові гідро-кінематичні схеми з ГПП установки на рисунку 1.6 [66] та експериментального стенду з

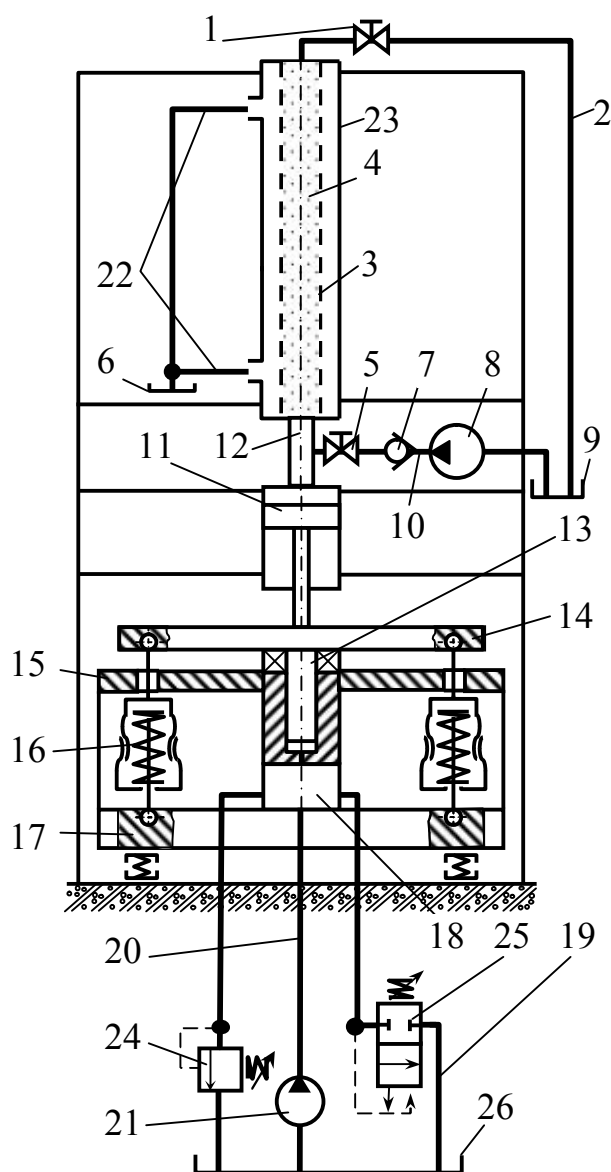


Рисунок 5.1 – Узагальнена структурна схема установки з ГПП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ

ГП на рисунку 2.1 [46, 142], а також сформульовані у підрозділі 3.2 вимоги.

Установка на рисунку 5.1 містить станину, що складається з нижньої 17 і верхньої 15 поперечин. На станині закріплений модуль з розподільною порожниною 18, гідроциліндром ГП 13 вертикальних зворотно-поступальних переміщень вібростолу 14. Зі станиною стіл за допомогою шарнірів зв'язують елементи пружного повернення 16, попереднє стискання пружин яких можна регулювати. З вібростолом 14 пов'язаний шток допоміжного гідроциліндра 11, поршнева порожнина якого приєднана разом із керамічною багатоканальною фільтрувальною мембраною 3 [18, 44] до розподільної порожнини 12. Мембрана установлена у корпусі 23 з відводами 22 [44]. Постійну циркуляцію фільтрату середовищ 4 по каналах мембрани забезпечує відцентровий насос 8, який забирає фільтрат з баку 9 і подає його по гідролінії 10, через зворотний клапан 7, кран 5, розподільну порожнину 12, мембрану 3, кран 1, гідролінію 2 і назад у бак 9. ГП установки містить: насос 21, постійно зв'язаний за допомогою гідролінії 20 з розподільною порожниною 18; запобіжний клапан 24 та основний елемент керування та регулювання приводу - двопозиційний двокаскадний вібробуджувач 25, підключений за схемою «на виході» [102] до розподільної порожнини 18. Вібробуджувач 25 періодично зв'язує розподільну порожнину 18 та гідролінію 20 зі зливною гідролінією 19 та баком 26.

Робота установки здійснюється таким чином. Вмикається насос 8 і за допомогою кранів 5, 1 за манометром, установленим перед краном 1 (на схемі не показаний) у середовищі фільтрату 4, що протікає по каналах мембрани 3, настраюється мінімально необхідний для здійснення потокового безударного фільтрування тиск $p_{с.н}$ [52]. Далі запускається насос 21 і при закритому вібробуджувачі 25 (верхня за схемою позиція) починається робочий цикл ГП. Тиск у підсистемі набору тиску (ПНТ), що включає гідролінію 20, порожнину 18 та порожнину гідроциліндра 13 підвищується до величини $p_{max} = p_{z1}$ в результаті чого, плунжер останнього, вібростіл 14 і поршень гідроциліндра 11 здійснюють робочий хід вгору, при цьому стискаються пружини 16. У середовищі фільтрату 4, що проходить на даному етапі по каналах мембрани 3, створюються ударні хвилі підвищеного тиску $\Delta p_{y0}(t)$ [57, 96] (див. формули (4.20, 4.29)), що сприяє підвищенню продуктивності фільтрування середовищ та зменшенню забивання пор мембрани твердими частинками осаду (див. підрозділ 2.2) [142]. Відфільтрована при проходженні через мембрану рідина стікає по відводах 22 корпусу 23 у бак 6. У момент досягнення в ПНТ тиску p_{z1} вібробуджувач 25 перемикається у нижню за схемою позицію, з'єднуючі ПНТ зі зливом. Тиск у ПНТ робочої рідини починає швидко падати до величини p_{z2} , а потім і до зливного тиску p_z . Плунжер, вібростіл 14 і поршень гідроциліндра 11 деякий час під впливом власних

сил інерції продовжують сповільнено переміщуватись вгору із зупинкою у верхньому граничному положенні, а далі під дією сил тяжіння та сил пружності стиснених пружин 16 повертаються у вихідне положення. В результаті, по каналах мембрани 3 проходять хвилі пониженого p_{cII} і вирівняного p_{cIII} тиску [96] (див. підрозділ 5.2). Коли тиск у ПНТ досягає значення p_{z2} віброзбуджувач 25 закривається (верхня позиція за схемою), після чого описаний цикл спрацьовування ГПІ установки повторюється.

5.2 Динамічне моделювання з ГПІ установки для потокового віброударного фільтрування

Задачами динамічного та математичного моделювання установки з ГПІ для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ (див. рисунок 5.6) є установлення залежностей між її конструктивними параметрами та параметрами навантаження оброблюваного середовища. На рисунку 5.7 наведена розгорнута структурна схема установки, розроблена на підставі показаної на рисунку 5.6 узагальненої структурної схеми [5].

Робочий цикл установки доцільно розділити на три етапи (див. підрозділи 4.1, 5.1 та рисунки 5.1, 5.2).

На I-му етапі, при закритому віброзбуджувачі тиск робочої рідини у ПНТ (включає гідролінію довжиною l_l , розподільну порожнину довжиною l_{nl} та порожнину гідроциліндра ГПІ площею поперечного перерізу S_2) збільшується від зливного p_z до максимального $p_{max} = p_{z1}$, плунжер, вібростіл та поршень масами m_z , m_6 , $m_{d.2}$ здійснюють хід вгору, у середовищі порції фільтрату вологого дисперсного середовища масою m_c , що циркулює по каналах мембрани довжиною l_ϕ проходить хвиля підвищеного тиску p_{cI} (див. формулу 4.32).

На II-му етапі віброзбуджувач відкривається, тиск робочої рідини в ПНТ падає до p_{z2} , маси m_z , m_6 , та $m_{d.2}$ продовжують уповільнений хід вгору до повної зупинки у верхньому положенні, у середовищі фільтрату масою m_c проходить хвиля вирівняного тиску p_{cII} [116] (див. формулу 4.33).

На III-му етапі тиск робочої рідини у ПНТ змінюється від p_{z2} до зливного тиску p_z [101] в результаті маси m_z , m_6 , $m_{d.2}$ під дією сил власного тяжіння та сили пружності стиснених пружин жорсткістю c_y повертаються вниз у вихідне положення. У середовищі фільтрату масою m_c проходить хвиля зниженого тиску p_{cIII} (див. формулу 4.44) [116]. Після падіння тиску у ПНТ до p_z віброзбуджувач закривається і описаний цикл знову повторюється.

На підставі розгорнутої структурної схеми установки (див. рисунок 5.2) можуть бути складені її багатомасові динамічні моделі для I-го - рисунок 5.3 та II-III-го – рисунок 5.4 етапів спрацьовування ГПІ, що відносяться до «пружно-зосереджених» моделей [157] і розроблені із

застосуванням методики загальної теорії гідравлічних ковальсько-штампувальних машин [157].

На динамічних моделях [20] (див. рисунки 5.3, 5.4), окрім вказаних вище позначені такі параметри:

m_{1p} , m_{2p} - маси робочої рідини в гідролініях довжиною l_1 , l_2 , діаметром d_1 , d_2 і площею поперечного перерізу f_1 , f_2 ;

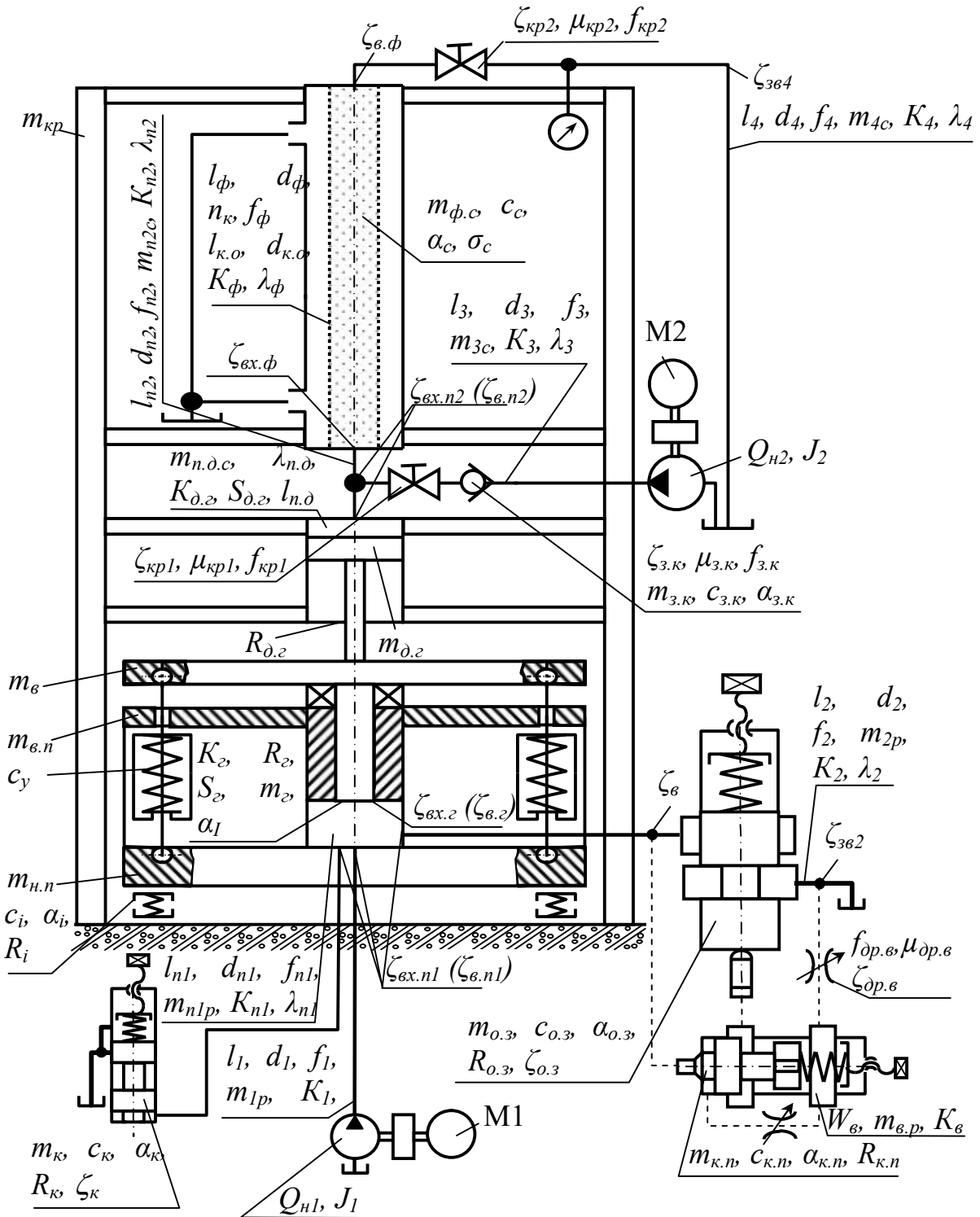


Рисунок 5.2 – Розгорнута структурна схема установки з ГП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ

m_{n1p} ; $m_{в.р}$; $m_{д.з.с}$; $m_{n2с}$; $m_{3с}$; $m_{4с}$; $m_{ф.с}$ - маси робочої рідини у розподільній порожнині довжиною l_{n1} , діаметром d_{n1} та площею прохідного перерізу f_{n1} ; у зливній порожнині вібробуджувача об'ємом W_6 ; маси фільтрату середовищ у поршневій порожнині допоміжного гідроциліндра довжиною $l_{д.з}$, та площею поперечного перерізу $S_{д.з}$; у розподільній порожнині довжиною l_{n2} , діаметром d_{n2} та площею прохідного перерізу f_{n2} ; у гідролініях довжиною l_3 , l_4 , діаметром d_3 , d_4 і площею прохідного перерізу f_3 , f_4 ; у каналах фільтрувальної мембрани довжиною $l_ф$, з площею прохідного перерізу $f_ф$, числом каналів $n_к$, гідравлічним діаметром $d_ф$;

$m_к$, $m_{з.к}$ - маси золотника запобіжного клапана та рухомих частин мембрани зворотного клапанів;

$m_{к.п}$, $m_{о.з}$ - маси клапана-пілота (КП) першого каскаду та золотника основного запірного елемента (ОЗ) другого каскаду вібробуджувача [158];

$m_{н.п}$, $m_{в.п}$, $m_{кр}$ - маси нижньої та верхньої поперечин станини установки, а також кронштейна, на якому закріплена мембрана;

m_I - маса виконавчого елемента установки, що включає маси m_2 , m_6 , $m_{д.з}$: $m_I = m_2 + m_6 + m_{д.з}$;

J_1 , J_2 - зведені до перерізів f_1 , f_3 інерційні складові обертових частин приводів насоса ГП з подачею Q_{n1} та насоса з подачею Q_{n2} , що забезпечує постійну циркуляцію фільтрату середовищ по каналах мембрани (ротори електродвигунів, ротори насосів, муфта та маховик насоса ГП) [100];

K_1 , K_2 , K_3 , K_4 - зведені модулі об'ємної пружності стінок гідроліній довжинами l_1 , l_2 , l_3 , l_4 [96];

K_{n1} , K_{n2} , K_2 , $K_{д.з}$, $K_ф$, K_6 - зведені модулі об'ємної пружності стінок розподільних порожнин довжинами l_{n1} , l_{n2} , порожнин гідроциліндрів з площами поперечних перерізів S_2 , $S_{д.з}$, каналів фільтрувальної мембрани довжиною $l_ф$, порожнини вібробуджувача об'ємом W_6 ;

K_{p1} , K_{p2} , K_{p3} - зведені модулі об'ємної пружності робочої рідини у ПНТ при тисках p_{21} , p_{22} , p_3 ;

$c_{ст}$, $c_{кр}$ - жорсткість станини установки та кронштейна для закріплення мембрани;

c_i - жорсткість віброопор станини [101];

$c_к$, $c_{з.к}$, $c_{к.п}$, $c_{о.з}$ - жорсткості пружини повернення золотника запобіжного та мембрани зворотного клапанів, пружин КП і ОЗ вібробуджувача ГП [101];

c_c - жорсткість фільтрату середовищ відносно осі z (враховує коефіцієнти жорсткості його твердої - c_{mz} та рідинної - c_{pz} фаз (див. підрозділ 5.3));

α_i - коефіцієнт в'язкого демпфірування віброопор [101];

α_I - коефіцієнт в'язкого демпфірування в з'єднаннях плунжера гідроциліндра ГП, поршня і штока допоміжного гідроциліндра [159];

$\alpha_{cI}, \alpha_{cII}, \alpha_{cIII}, \alpha_{c.n}$ – коефіцієнти в'язкого демпфірування фільтрату вологих дисперсних середовищ відносно осі z при тисках $p_{cI}, p_{cII}, p_{cIII}$ на I-му, II-му, III-му етапах спрацьовування ГПІ (див. формули (4.32 – 4.34)), а також при постійному тиску нагнітання $p_{c.n}$, створюваного за допомогою кранів з площами поперечних перерізів f_{kp1}, f_{kp2} та насоса з подачею Q_{n2} (враховують коефіцієнти демпфірування твердої – α_{mz} та рідинної – α_{pz} фаз фільтрату (див. підрозділ 5.3));

$\alpha_{к}, \alpha_{3.к}, \alpha_{к.n}, \alpha_{o.3}$ - коефіцієнти демпфірування в з'єднаннях рухомих частин запобіжного та зворотного клапанів, КП і ОЗ вібробуджувача;

σ_c – коефіцієнт, що враховує текучість фільтрату вологих дисперсних середовищ $\sigma_c = \sigma_{0z}$ [152];

$R_b, R_{к}, R_{к.n}, R_{o.3}, R_z, R_{d.z}$ - постійні складові зведених сил сухого тертя в рухомих з'єднаннях віброопор, запобіжного клапана, КП і ОЗ вібробуджувача, в ущільненнях гідроциліндрів ГПІ та допоміжного [116];

$\mu_{kp1}, \mu_{kp2}, \mu_{3.к}, \mu_{др.в}$ – коефіцієнти витрат на кранах, зворотному клапані та дроселі вібробуджувача [151];

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ - коефіцієнти гідравлічного тертя в гідролініях довжинами l_1, l_2, l_3, l_4 [96];

$\lambda_{n1}, \lambda_{n2}, \lambda_{n.d}, \lambda_{\phi}$ - коефіцієнти гідравлічного тертя в розподільних порожнинах довжинами l_{n1}, l_{n2} , в порожнині допоміжного гідроциліндра та в каналах мембрани;

$\zeta_{3в2}, \zeta_{3в4}$ - зведені коефіцієнти місцевих втрат у гідролініях довжинами l_2, l_4 (див. підрозділ 5.3);

$\zeta_{к}, \zeta_{3.к}, \zeta_{kp1}, \zeta_{kp2}, \zeta_{вх.n1}, \zeta_{в.n1}, \zeta_{вх.n2}, \zeta_{в.n2}, \zeta_{вх.z}, \zeta_{в.z}, \zeta_{вх.\phi}, \zeta_{в.\phi}, \zeta_{o.3}, \zeta_{др.в}, \zeta_{в}$ - коефіцієнти місцевих опорів на запобіжному та зворотному клапанах; на кранах з площами прохідних перерізів f_{kp1}, f_{kp2} ; на вході і виході з розподільних порожнин, гідроциліндрів та мембрани з площами прохідних перерізів $f_{n1}, f_{n2}, S_z, S_{d.z}, f_{\phi}$; при проходженні ОЗ, дроселя та відгалуження вібробуджувача [101, 151];

i - передавальне число: $i_{n1-к}$ - від розподільної порожнини довжиною l_{n1} до запобіжного клапана; i_{1-n1} - від гідролінії довжиною l_1 до розподільної порожнини довжиною l_{n1} ; $i_{n1-к.n}$ - від розподільної порожнини довжиною l_{n1} до КП вібробуджувача; $i_{d.z-n.d}$ - від поршня гідроциліндра ГПІ до поршневої порожнини допоміжного гідроциліндра; i_{n1-2} - від розподільної порожнини довжиною l_{n1} до гідролінії довжиною l_2 ; $i_{к.n-в}$ - від КП до зливної порожнини вібробуджувача об'ємом $W_в$; $i_{в-o.3}$ - від зливної порожнини об'ємом $W_в$ до ОЗ вібробуджувача; $i_{в-2}$ - від зливної порожнини об'ємом $W_в$ до гідролінії довжиною l_2 ; $i_{n.d-n2}$ - від поршневої порожнини допоміжного гідроциліндра до розподільної порожнини довжиною l_{n2} ; $i_{\phi-кп}$ - від фільтрувальної мембрани довжиною l_{ϕ} до кронштейну масою $m_{кп}$; $i_{n2-\phi}$ - від розподільної порожнини довжиною l_{n2} до мембрани довжиною l_{ϕ} ; $i_{3-3.к}$ - від гідролінії довжиною l_3 до зворотного клапана; i_{3-n2} - від гідролінії

довжиною l_3 до розподільної порожнини довжиною l_{n2} ; $i_{\phi-4}$ - від мембрани довжиною l_{ϕ} до гідролінії довжиною l_4 [101];

$\beta_{o.3}$ - функція положення ОЗ вібробуджувача [101];

$z_{1p}, v_{1p}, z_{2p}, v_{2p}$ - поточні координати переміщень і поточні швидкості зведених мас робочої рідини в гідролініях довжинами l_1, l_2 ;

$z_{n1p}, v_{n1p}, z_{v.p}, v_{v.p}; z_{n.d.c}, v_{n.d.c}, z_{n2c}, v_{n2c}, z_{3c}, v_{3c}, z_{4c}, v_{4c}; z_{\phi.c}, v_{\phi.c}$ - поточні координати переміщень і поточні швидкості зведених мас робочої рідини у розподільній порожнині довжиною l_{n1} , у зливній порожнині вібробуджувача об'ємом W_6 ; фільтрату середовищ у поршневій порожнині допоміжного гідроциліндра, у розподільній порожнині довжиною l_{n2} , у гідролініях довжинами l_3, l_4 ; у каналах мембрани довжиною l_{ϕ} .

$z_k, v_k, z_{z.k}, v_{z.k}, z_{k.n}, v_{k.n}, z_{o.3}, v_{o.3}, z_{n.n}, v_{n.n}, z_{v.n}, v_{v.n}, z_{kp}, v_{kp}, z_l, v_l$ - поточні координати переміщення і поточні швидкості зведених мас золотника запобіжного та мембрани зворотного клапанів, КП і ОЗ вібробуджувача, нижньої і верхньої поперечин станини установки, кронштейна, на якому закріплена мембрана, виконавчого елемента установки;

При складанні моделей прийняте допущення, що витоки робочої рідини через зазори між елементами, що сполучаються, незначні у порівнянні з подачами насосів - Q_{n1}, Q_{n2} і не впливають на динаміку гідросистеми [101]. Гідродинамічні сили [160], що діють на КП і ОЗ вібробуджувача не враховувалися [101].

Для аналітичного опису динамічної моделі необхідно скласти систему з чотирнадцяти – на I-му етапі та сімнадцяти – на II-III-му етапах - нелінійних диференціальних рівнянь руху зведених мас уздовж відповідних координат (за числом ступенів вільності), що можуть бути розв'язані чисельними методами на комп'ютері [161, 162].

Представлені на рисунках 5.3, 5.4 загальні багатомасові динамічні моделі можуть бути спрощені [156].

Так, маса $m_{k.n}$ КП вібробуджувача мала у порівнянні з масою m_l виконавчого елемента установки (див. таблицю В.1), тому допустимо його моделювання безінерційним елементом [100].

Дослідження роботи ГП з різними схемами приєднання вібробуджувача показали, що зміна $m_{o.3}$ маси ОЗ вібробуджувача в конструктивно допустимих межах несуттєво позначається на динаміці роботи ГП. Тому вплив маси $m_{o.3}$ можна також не враховувати [100, 101].

Нехтуємо і переміщенням маси $m_{z.k}$ мембрани зворотного клапана.

У зв'язку із тим, що деформація станини установки на кілька порядків менша кожного з переміщень зведених мас машинної системи [101], відносний зсув мас $m_{n.n}, m_{v.n}$ у динамічній моделі можна не брати до уваги, а обмежитися розглядом переміщень маси станини: $m_c = m_{n.n} + m_{v.n}$.

Результати досліджень приведені в роботах [100, 101] показують, що у випадку коли маса m_c станини у 8 . . . 10 разів перевищує максимальну рухому масу m_l , переміщенням m_c у динамічній моделі можна знехтувати.

Крім цього, можна не брати до уваги переміщення кронштейна, на якому закріплюється мембрана, через те, що його маса (у експериментального стенду див. рисунки 2.7, 2.9 $m_{кр} \approx 100$ кг) на два порядки перевищує сумарну масу порції фільтрату середовищ у поршневій порожнині допоміжного гідроциліндра (див. рисунок 5.3), у каналах мембрани та у гідролінії довжиною l_4 .

Розрахунок постійних складових зведених сил сухого тертя R_c , в ущільненнях плунжера гідроциліндра ГПП виконаний за методикою [150], показує, що вони не перевищують 2 . . . 3% від зусилля, що створюється на його плунжері тиском робочої рідини $p_e = 10$ МПа. Це дозволяє знехтувати R_c при складанні спрощених моделей без помітного зниження точності одержуваних результатів.

Силу тертя $R_{d,z}$ в ущільненнях штока допоміжного гідроциліндра необхідно врахувати.

Через те, що трубчасті керамічні мембрани при зміні перепаду тиску між їх внутрішніми та зовнішніми поверхнями практично не деформуються [39, 40] (див. підрозділ 1.2), модуль об'ємної пружності K_ϕ можна не враховувати.

З врахуванням прийнятих припущень розроблені спрощені динамічні моделі робочого циклу з ГПП установки для потокового віброударного фільтрування [20, 156], представлені на рисунку 5.5.

5.3 Математичне моделювання установки з ГПП для потокового віброударного фільтрування

На I-му етапі циклу спрацьовування ГПП установки для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ (див. рисунки 5.2, 5.3, 5.5, а) кінетична енергія $E_{к,н1}$ робочої рідини, яка надходить від насоса ГПП переходить у кінетичну енергію $E_{к,зв.р}$ переміщення зведеної маси $m_{зв.р}$ рідини у ПНТ, кінетичну енергію $E_{к1}$ переміщення виконавчого елемента установки масою m_l , кінетичну енергію $E_{к,зв.с}$ переміщення зведеної маси $m_{зв.м}$ фільтрату вологого дисперсного середовища у фільтрувальній підсистемі установки – ФП (ФП включає поршневу порожнину допоміжного гідроциліндра довжиною $l_{n,d}$, розподільну порожнину довжиною l_{n2} , канали мембрани довжиною l_ϕ та гідролінію довжиною l_4), потенціальну енергію $E_{n,зв.р}$ стискання робочої рідини у ПНТ, а також деформування її стінок [62, 116], потенціальну енергію E_{n1} підйому виконавчого елемента масою m_l , потенціальну енергію $E_{n,y}$ стискання елементів пружного повернення жорсткістю c_y , потенціальну енергію $E_{n,зв.с}$ стискання фільтрату середовища у ФП та деформування її стінок, роботу

$E_{к.в.мI}$ в'язкого тертя при переміщенні плунжера гідроциліндра ГПІ та поршня допоміжного гідроциліндра [116], роботу $E_{к.с.т.д}$ сил сухого тертя в ущільненнях штока допоміжного гідроциліндра, роботу $E_{к.в.т.с}$ сил в'язкого

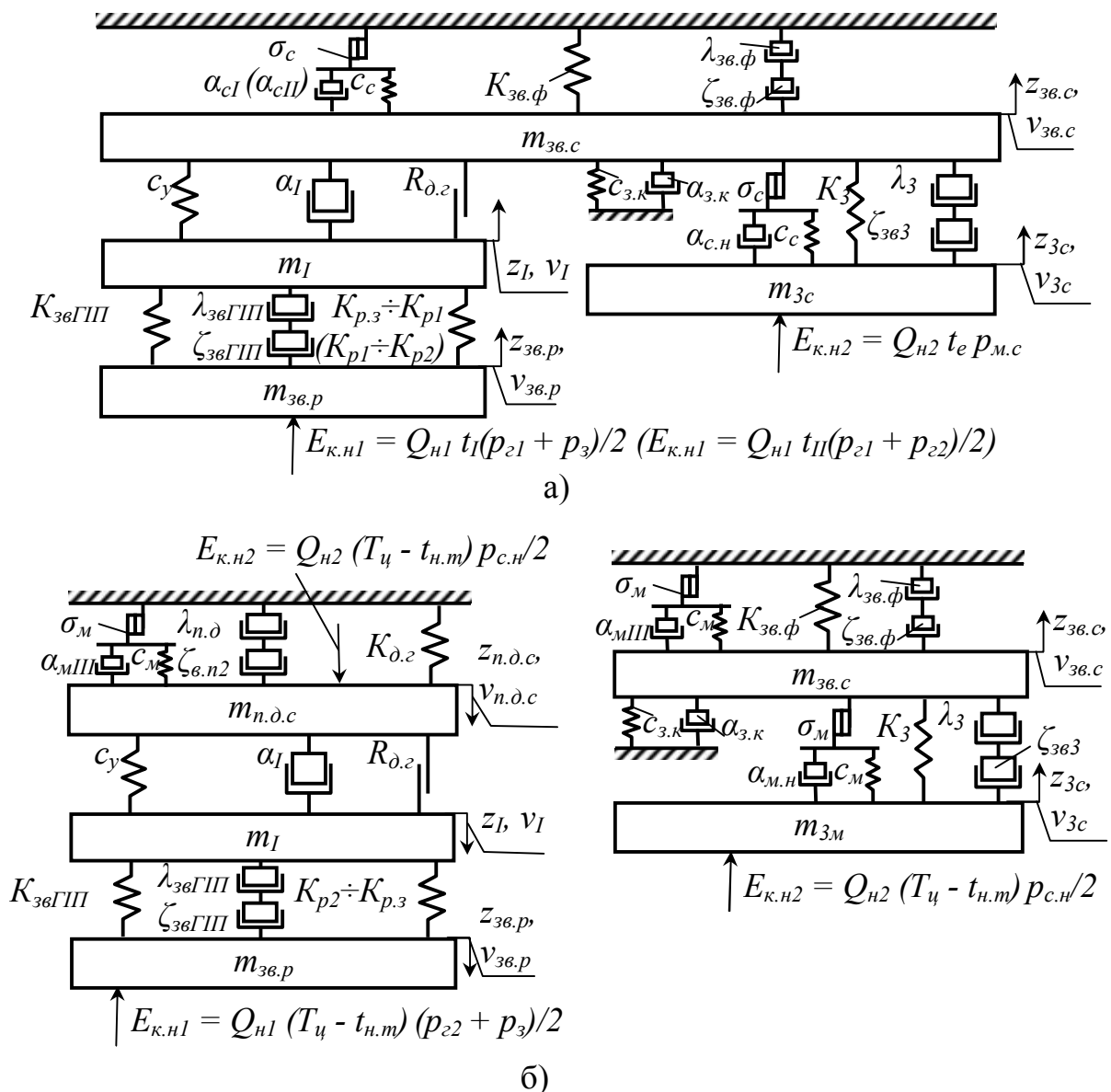


Рисунок 5.5 – Спрощені динамічні моделі установки з ГПІ для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ: а – для I-II-го етапів; б – для III-го етапу циклу спрацьовування ГПІ

тертя при переміщенні порції фільтрату середовища у ФП [163], роботу $E_{к.н.д.с}$ сил пластичного деформування твердих частинок порції фільтрату середовища у ФП [164], а також роботу E_{ϕ} з фільтрування на I-му етапі циклу спрацьовування ГПІ – енергію, що витрачається на витискання рідинної фази фільтрату середовища через канали осаду з твердих частинок на внутрішніх поверхнях мембрани та через пори у стінках останньої [40].

На цьому ж етапі кінетична енергія $E_{к.н2}$ фільтрату середовищ, що подається насосом з подачею $Q_{н2}$ переходить у кінетичну енергію $E_{к3м}$ переміщення фільтрату у гідролінії довжиною l_3 , потенціальну енергію $E_{н3м}$ стискання фільтрату у гідролінії довжиною l_3 та деформування її стінок, потенціальну енергію $E_{н.з.к}$ деформування мембрани зворотного клапана жорсткістю $c_{з.к}$ [116], $E_{к.н.д3с}$ сил пластичного деформування твердих частинок фільтрату середовища у гідролінії довжиною l_3 , роботу $E_{к.в.т.з.к}$ сил в'язкого тертя при переміщенні мембрани зворотного клапана [159] та роботу $E_{к.в.т3с}$ сил в'язкого тертя при переміщенні фільтрату середовищ у гідролінії довжиною l_3 . Крім цього, енергія $E_{к.н2}$ переходить у кінетичну енергію переміщення зведеної маси $m_{зв.с}$ фільтрату середовищ у ФП, а також у потенціальну енергію стискання фільтрату у порожнинах ФП.

Таким чином, рівняння балансів енергії під час потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ на установці з ГП, для I-го етапу циклу спрацьовування ГП матиме вигляд [156]

$$\begin{aligned}
 E_{к.н1} + E_{к.н2} = & E_{к.зв.р} + E_{кI} + E_{к.зв.с} + E_{н.зв.р} + E_{нI} + \\
 & + E_{н.у} + E_{н.зв.с} + E_{к.с.т.д} + E_{к.н.д.с} + E_{к.в.тI} + E_{к.в.т.с} + E_{ф} + \\
 & + E_{к3с} + E_{н3с} + E_{н.з.к} + E_{к.в.т.з.к} + E_{к.в.т.с3} + E_{к.н.д3с}.
 \end{aligned} \quad (5.1)$$

Кінетичну енергію робочої рідини та фільтрату середовища, що подаються насосами з подачами $Q_{н1}$ та $Q_{н2}$ [101] можна визначити за формулами

$$E_{к.н1} = \frac{Q_{н1} \cdot t_e (p_{21} + p_3)}{2}; \quad E_{к.н2} = Q_{н2} \cdot t_e \cdot p_{м.с}, \quad (5.2)$$

де $t_e = t_{н.т}$ – тривалість I-го етапу циклу спрацьовування ГП установки (набору тиску в його гідросистемі), визначається за формулою (4.1) або наближено – за формулою (4.5).

Складові $E_{к.зв.р}$, $E_{кI}$, $E_{к.зв.с}$, $E_{к3с}$ обчислюємо за формулами [96]

$$\begin{aligned}
 E_{к.зв.р} = & \frac{m_{зв.р} v_{зв.р}^2}{2} (1 + \lambda_{звГП} + \zeta_{звГП}); \quad E_{кI} = \frac{m_I v_I^2}{2}; \\
 E_{к.зв.с} = & \frac{m_{зв.с} v_{зв.с}^2}{2} (1 + \lambda_{зв.ф} + \zeta_{зв.ф}); \quad E_{к3с} = \frac{m_{3с} v_{3с}^2}{2} (1 + \lambda_3 + \zeta_{зв3}), \quad (5.3)
 \end{aligned}$$

де $m_{зв.p}$ – зведена до перерізу S_2 гідроциліндра ГПІ маса робочої рідини у ПНТ;

$m_{зв.c}$ – зведена до перерізу $S_{д.2}$ поршня допоміжного гідроциліндра маса фільтрату середовища у ФП;

$m_{зc}$ – зведена до перерізу f_3 маса фільтрату середовища у гідролінії довжиною l_3 ;

$v_{зв.p}, v_I, v_{зв.c}, v_{зc}$ – середні швидкості переміщення мас $m_{зв.p}, m_I, m_{зв.c}, m_{зc}$;

$\lambda_{зв.ГПІ}, \lambda_{зв.Ф}$ – зведені коефіцієнти гідравлічного тертя у ПНТ та ФП [96];

$\zeta_{зв.ГПІ}, \zeta_{зв.Ф}, \zeta_{зв.3}$ – зведені коефіцієнти опору ПНТ, ФП та гідролінії довжиною l_3 [151].

Згідно із [101], вказані вище зведені маси можна розрахувати як

$$m_{зв.p} = \frac{1}{3} S_2^2 \cdot \rho_{p.p.t} \left(\frac{l_1}{f_1} + \frac{l_{n1}}{f_{n1}} \right); \quad m_{зc} = \frac{1}{3} \rho_{c.t} l_3 f_3;$$

$$m_{зв.c} = \frac{1}{3} S_{д.2}^2 \cdot \rho_{м.t} \left(\frac{l_{n.д}}{S_{д.2}} + \frac{l_{n2}}{f_{n2}} + \frac{l_\phi}{f_\phi} + \frac{l_4}{f_4} \right). \quad (5.4)$$

$\rho_{p.p.t}, \rho_{c.t}$ – густина робочої рідини та фільтрату середовищ, з врахуванням середнього підвищення їх температури [116, 143] $\Delta t_p, \Delta t_c$, визначаються за допомогою залежності (4.17).

Швидкості $v_{зв.p}, v_I, v_{зв.c}, v_{зc}$ згідно із рівнянням нерозривності потоку рідини [160] розраховуємо як

$$v_{зв.p} = v_I = \frac{Q_{n1}}{S_2}; \quad v_{зв.c} = \frac{Q_{n1} + Q_{n2}}{S_{д.2}}; \quad v_{зc} = \frac{Q_{n2}}{f_3}. \quad (5.5)$$

Зведені коефіцієнти гідравлічного тертя $\lambda_{зв.ГПІ}, \lambda_{зв.Ф}$ та місцевих опорів $\zeta_{зв.ГПІ}, \zeta_{зв.3}, \zeta_{зв.Ф}$ обчислюємо як [101, 160]

$$\lambda_{зв.ГПІ} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \lambda_{n1} \frac{l_{n1}}{d_{n1}}; \quad \lambda_{зв.Ф} = \lambda_{n.д} \frac{l_{n.д}}{2} \sqrt{\frac{\pi}{S_{д.2}}} + \lambda_{n2} \frac{l_{n2}}{d_{n2}} + \lambda_\phi \frac{l_\phi}{d_\phi n_\kappa} + \lambda_4 \frac{l_4}{d_4};$$

$$\zeta_{зв.ГПІ} = \zeta_{вх.n1} + 2 \cdot \zeta_{p.n1} + \zeta_{вх.2}; \quad \zeta_{зв.3} = \zeta_{вх.n2} + \zeta_{з.к} + \zeta_{кр1};$$

$$\zeta_{зв.Ф} = \zeta_{вх.n2} + \zeta_{p.n2} + \zeta_{вх.Ф} + \zeta_{в.Ф} + \zeta_{кр2} + \zeta_{p4} + \zeta_n + \zeta_{вх.б}, \quad (5.6)$$

де $\zeta_{p.n1}$, $\zeta_{p.n2}$, ζ_{p4} , ζ_n , $\zeta_{вх.б}$ – коефіцієнти місцевих опорів при проходженні робочої рідини розгалужень у розподільних порожнинах довжинами l_{n1} , l_{n2} та в гідролінії довжиною l_4 , у перерізі установлення манометра, на повороті гідролінії довжиною l_4 та на вході її в бак [151].

Потенціальна енергія $E_{n.зв.p}$, $E_{n.зв.m}$, $E_{n.зв.m}$ визначається за формулами [159]

$$E_{n.зв.p} = \frac{(p_{2l}^2 - p_3^2)(l_1 f_1 + l_{n1} f_{n1})(K_{зв.ГП} + K_{p.cр})}{2 \cdot K_{зв.ГП} K_{p.cр}},$$

$$E_{n.зв.c} = \frac{c_c (v_{3c} t_e)^2}{2} + \frac{p_{c.n}^2 l_3 f_3}{2 \cdot K_3} = \frac{(c_{mz} + c_{pz})(v_{3c} t_e)^2}{2} + \frac{p_{c.n}^2 l_3 f_3}{2 \cdot K_3},$$

$$E_{n.зв.c} = \frac{c_c z_{In}^2}{2} + \frac{(p_{cl}^2 - p_{c.n}^2)(l_{n.д} S_{д.2} + l_{n2} f_{n2} + l_{ф} f_{ф} + l_4 f_4)}{2 \cdot K_{зв.ф}}, \quad (5.7)$$

де z_{In} - переміщення виконавчого елемента установки на I-му етапі;
 $K_{зв.ГП}$ та $K_{зв.ф}$ - зведені модулі об'ємної пружності стінок ПНТ та ФП, визначаємо за формулами [116]

$$K_{зв.ГП} = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{n1}} + \frac{1}{K_2}}; \quad K_{зв.ф} = \frac{1}{\frac{1}{K_{д.2}} + \frac{1}{K_{n2}} + \frac{1}{K_4}}, \quad (5.8)$$

в яких модулі об'ємної пружності стінок гідроліній та порожнин K_1 , K_{n1} , K_2 , $K_{д.2}$, K_{n2} , K_4 , а також K_3 визначаємо за формулою (4.4).

Середню величину адіабатного модуля об'ємної пружності $K_{p.cр}$ робочої рідини у ПНТ, на I-му етапі спрацьовування ГП [96] обчислюємо як

$$K_{p.cр} = \frac{K_{p1} + K_{p.3}}{2}. \quad (5.9)$$

В свою чергу, адіабатні модулі об'ємної пружності робочої рідини K_{p1} , $K_{p.3}$ знаходимо за допомогою залежності (4.3).

Робота $E_{n.y}$, $E_{n.з.к}$ сил стискання пружини повернення вібростолу та деформування мембрани зворотного клапана визначається як

$$E_{n.y} = \frac{c_y \cdot (z_{0y} + z_{In})^2}{2}, \quad E_{n.з.к} = \frac{c_{з.к} \cdot z_{з.к}^2}{2}, \quad (5.10)$$

де z_{0y} – величина попереднього стискання пружин вібростолу;
 $z_{3к}$ – величина переміщення мембрани зворотного клапана.
 Потенціальна енергія E_{nI} може бути знайдена таким чином

$$E_{nI} = m_I \cdot g \cdot z_{In}. \quad (5.11)$$

Роботи $E_{к.в.мI}$, $E_{к.в.м.з.к}$ сил в'язкого тертя визначаємо за залежностями [160]

$$E_{к.в.мI} = \alpha_I \cdot v_I \cdot z_{In}; E_{к.в.м.з.к} = \alpha_{з.к} \cdot v_{3c} \cdot z_{з.к}, \quad (5.12)$$

в яких коефіцієнти в'язкого демпфірування [101]

$$\alpha_I = 2 \cdot \beta \sqrt{c_y m_I}; \alpha_{з.к} = 2 \cdot \beta \sqrt{c_{з.к} m_{з.к}}, \quad (5.13)$$

де $\beta = 0,005$ – відносний коефіцієнт демпфірування [101].

Роботу $E_{к.с.м.д}$ сил сухого тертя визначаємо з врахуванням залежностей (5.29 – 5.31) за формулою [101]

$$E_{к.с.м.д} = R_{д.з} z_{In} = 0,1 \cdot S_{д.з} z_{In} (p_{2I} + p_3) / 2. \quad (5.14)$$

Роботу $E_{к.н.д.с}$, $E_{к.н.д3с}$ обчислюємо за допомогою формул

$$E_{к.н.д.с} = \sigma_c z_{In}; E_{к.н.д3с} = \sigma_c v_{3c} t_e. \quad (5.15)$$

Роботу $E_{к.в.м.с3}$, $E_{к.в.м.с}$ сил в'язкого тертя знаходимо (див. рисунки 5.2, 5.3)

$$E_{к.в.м.с3} = \alpha_c v_{3c} v_{3c} t_e = (\alpha_{mz} + \alpha_{pz}) v_{3c}^2 t_e; \quad (5.16)$$

$$E_{к.в.м.с} = \alpha_c v_{n.д.с} z_{In} + \alpha_c v_{n2с} z_{In} + \alpha_c v_{ф.м} z_{In} + \alpha_c v_{4с} z_{In} = \quad (5.17)$$

$$= (\alpha_{mz} + \alpha_{pz}) \left(v_I + \frac{Q_{H1} + Q_{H2}}{f_{n2}} + \frac{Q_{H1} + Q_{H2}}{f_{\phi}} + \frac{Q_{H1} + Q_{H2}}{f_4} \right) \cdot z_{In}.$$

Роботу $E_{\phi} = E_{\phi I}$ визначаємо за формулою (4.40).

Розв'язуючи рівняння (5.1) з підстановкою формул (4.1, 4.13, 4.40, 5.2 – 5.17), визначаємо переміщення z_{In} виконавчого елемента установки на I-му етапі, залежно від її конструктивних параметрів.

Рівняння руху виконавчого елемента установки на I-му етапі циклу спрацювання ГП має вигляд

$$m_I(g - \ddot{z}_I) + (\lambda_{зв.ф} + \zeta_{зв.ф})\dot{z}_I^2 + (\alpha_I + \alpha_c)\dot{z}_I +$$

$$0 < t \leq t_{н.м}. \quad (5.18)$$

$$+ c_y(z_{0y} + z_I) + c_c z_I + R_{\delta.2} + \sigma_c + p_{с.н} S_{\delta.2} = p_2(t) S_2;$$

Рівняння балансів енергії на II-му етапі циклу спрацьовування ГПІ установки (див. рисунки 5.4, 5.5, б) має такий самий вигляд, що й відповідне рівняння (5.1) для I-го етапу.

Кінетичну енергію $E_{к.н1}$, $E_{к.н2}$ для підстановки у рівняння (5.1) визначаємо за формулами (5.2), в яких $t_e = t_{II}$ - тривалість II-го етапу, а тиск у підсистемі ГПІ змінюється від p_{21} до p_{22} .

Складові $E_{к.зв.р}$, $E_{к1}$, $E_{к.зв.с}$, $E_{к3с}$ розраховуємо за формулами (5.3), в яких маса $m_{зв.р}$ - робочої рідини у гідролініях довжинами l_1 , l_2 та у розподільній порожнині довжиною $l_{н1}$, зведена до перерізу f_2 може бути розрахована як [101].

$$m_{зв.р} = \frac{1}{3} f_2^2 \cdot \rho_{р.р.т} \left(\frac{l_1}{f_1} + \frac{l_{н1}}{f_{н1}} + \frac{l_2}{f_2} \right). \quad (5.19)$$

Маси $m_{зв.с}$, $m_{3с}$ визначаємо за формулами (5.4).

Швидкості $v_{зв.р}$, v_I , $v_{зв.с}$ на II-му етапі знаходимо як [160]

$$v_{зв.р} = \frac{Q_{н1}}{f_2}; \quad v_I = \frac{Q_{н1}}{2 \cdot S_2}; \quad v_{зв.с} = \frac{v_I S_2 + Q_{н2}}{S_{\delta.2}} = \frac{Q_{н1}/2 + Q_{н2}}{S_{\delta.2}}. \quad (5.20)$$

Швидкість $v_{3с}$ обчислюємо за залежністю (5.5).

Зведені коефіцієнти $\lambda_{зв.ГПІ}$, $\zeta_{зв.ГПІ}$ розраховуються таким чином [101]

$$\lambda_{зв.ГПІ} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \lambda_{н1} \frac{l_{н1}}{d_{н1}} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2};$$

$$\zeta_{зв.ГПІ} = \zeta_{вх.н1} + 2 \cdot \zeta_{р1} + \zeta_{в.н1} + \zeta_в + \zeta_{о.3} + \zeta_{зв.2}. \quad (5.21)$$

Що стосується коефіцієнтів $\lambda_{зв.ф}$, $\zeta_{зв.3}$, $\zeta_{зв.ф}$, то їх обчислюємо за формулами (5.6).

Потенціальну енергію $E_{н.зв.р}$ знаходимо як [159]

$$E_{н.зв.р} = \frac{(p_{21}^2 - p_{22}^2)(l_1 f_1 + l_{н1} f_{н1} + l_2 f_2)(K_{зв.ГПІ} + K_{р.ср})}{2 \cdot K_{зв.ГПІ} K_{р.ср}}. \quad (5.22)$$

Енергію $E_{n.зв.с}$ визначаємо за формулою

$$E_{n.зв.с} = \frac{c_c z_{I6}^2}{2} + \frac{(p_{cl}^2 - p_{cII}^2)(l_{n.д} S_{д.з} + l_{n2} f_{n2} + l_{\phi} f_{\phi} + l_4 f_4)}{2 \cdot K_{зв.ф}}, \quad (5.23)$$

де p_{cII} розраховуємо за допомогою формули (4.33);

де z_{I6} – переміщення вібростолу у граничне верхнє положення на II-му етапі.

Модулі об'ємної пружності $K_{зв.ГПШ}$, $K_{p.ср}$ у формулі (5.22) знаходимо за залежностями [160]

$$K_{зв.ГПШ} = \frac{l}{\frac{l}{K_1} + \frac{l}{K_{n1}} + \frac{l}{K_2} + \frac{l}{K_2}}; \quad K_{p.ср} = \frac{K_{p1} + K_{p2}}{2}. \quad (5.24)$$

Для обчислення $K_{зв.ф}$ застосовуємо формулу (5.8).

Розрахунок $E_{нзс}$ здійснюємо за залежністю (5.7), з підстановкою замість $t_e - t_{II}$.

Робота $E_{n.y}$ визначається як

$$E_{n.y} = \frac{c_y \cdot (z_{0y} + z_{In} + z_{I6})^2}{2}. \quad (5.25)$$

Енергію $E_{n.з.к}$ розраховуємо за залежністю (5.10).

Енергія E_{nI} може бути знайдена таким чином

$$E_{nI} = m_I \cdot g \cdot z_{I6}. \quad (5.26)$$

Роботу $E_{к.в.mI}$ визначаємо як [160]

$$E_{к.в.mI} = \alpha_I z_{I6} v_I / 2, \quad (5.27)$$

де α_I розраховується за формулою (5.13).

Енергію $E_{к.в.т.з.к}$ та коефіцієнт $\alpha_{з.к}$ знаходимо за формулами (5.12, 5.13).

Енергію $E_{к.н.д.с}$ обчислюємо за допомогою формули

$$E_{к.н.д.с} = \sigma_c z_{I6}. \quad (5.28)$$

Енергію $E_{к.н.дзс}$ визначаємо з використанням відповідної залежності (5.15), до якої замість t_e підставляємо t_{II} .

Роботу $E_{к.с.м.д}$, $E_{к.в.м.с}$ сил в'язкого тертя знаходимо (див. формули 5.14, 5.17) як [101]

$$E_{к.с.м.д} = R_{д.з} z_{Iв} = 0,1 \cdot S_{д.з} z_{Iв} (p_{z1} + p_{z2}) / 2;$$

$$E_{к.в.м.с} = \frac{1}{2} (\alpha_{mz} + \alpha_{pz}) \left(v_I + \frac{Q_{н1}/2 + Q_{н2}}{f_{н2}} + \frac{Q_{н1}/2 + Q_{н2}}{f_{\phi}} + \frac{Q_{н1}/2 + Q_{н2}}{f_4} \right) \cdot z_{Iв}. \quad (5.29)$$

Роботу $E_{к.с.м.сз}$ обчислюємо за допомогою залежності (5.16), в якій $t_e = t_{II}$.

Роботу $E_{\phi} = E_{\phi II}$ розраховуємо за формулою (4.40).

Для визначення тривалості t_{II} II-го етапу циклу складемо рівняння руху

$$m_I \left(g - \frac{v_I}{t_{II}} \right) + (\lambda_{зв.ф} + \zeta_{зв.ф}) \frac{v_I^2}{4} + (\alpha_I + \alpha_c) \frac{v_I}{2} + c_y \left(z_{0y} + z_{In} + \frac{z_{Iв}}{2} \right) + \quad (5.30)$$

$$+ c_m \left(z_{In} + \frac{z_{Iв}}{2} \right) + R_{д.з} + \sigma_c + p_{сII} S_{д.з} = \frac{p_{z1} + p_{z2}}{2} S_z.$$

Розв'язуючи рівняння (5.1, 5.30) з підстановкою формул (4.33, 4.34, 4.106, 5.56 – 5.71, 5.73 – 5.83), визначаємо переміщення $z_{Iв}$ виконавчого елемента установки у верхнє граничне положення на II-му етапі та тривалість t_{II} даного переміщення.

Рівняння руху виконавчого елемента установки на II-му етапі циклу спрацьовування ГП

$$m_I (g - \ddot{z}_I) + (\lambda_{зв.ф} + \zeta_{зв.ф}) \dot{z}_I^2 + (\alpha_I + \alpha_c) \dot{z}_I + c_y (z_{0y} + z_{In} + z_I) + \quad t_{н.м} < t \leq t_{II}. \quad (5.31)$$

$$+ c_c (z_{In} + z_I) + R_{д.з} + \sigma_c + p_{сII} S_{д.з} = p_z(t) S_z;$$

Тоді амплітуда $z_{Iа}$ коливань виконавчого елемента установки

$$z_{Iа} = z_{In} + z_{Iв}. \quad (5.32)$$

Амплітуда $z_{Iа}$ разом з частотою ν коливань виконавчого елемента та максимальним тиском $p_{с.мах} = p_{сI}$ у середовищі вологого дисперсного середовища під час його потокового віброударного фільтрування, є

основними параметрами навантаження, від яких залежить ефективність досліджуваних процесів.

При цьому v можна згідно із формулою (4.18) наближено визначити як [101]

$$v = \frac{I}{2 \cdot t_{н.м}}. \quad (5.33)$$

На III-му етапі циклу (див. рисунки 5.4, 5.5, б) при поверненні вібростолу установки з граничного верхнього у граничне нижнє положення енергія $E_{к.н1}$, $E_{н1}$, $E_{н.у}$ і частина енергії $E_{к.н2}$ переходить у кінетичну енергію $E_{к.зв.р}$ переміщення робочої рідини у гідролініях довжинами l_1 , l_2 та розподільній порожнині довжиною $l_{н1}$ [116], потенціальну енергію $E_{н.зв.р}$ стискання робочої рідини у даних гідролініях та порожнині [159], а також деформування їх стінок, енергію $E_{к1}$, кінетичну енергію $E_{к.н.д.с}$ переміщення маси $m_{н.д.с}$ порції фільтрату середовища у поршневій порожнині допоміжного гідроциліндра, потенціальну енергію $E_{н.н.д.с}$ стискання порції фільтрату середовища у порожнині допоміжного гідроциліндра та деформування її стінок, роботу $E_{к.в.м1}$, $E_{к.с.т.д}$, роботу $E_{к.в.т.н.д.с}$ сил в'язкого тертя при переміщенні порції фільтрату середовища [163] та роботу $E_{к.н.д.н.д.с}$ з пластичного деформування їх твердих частинок у порожнині допоміжного гідроциліндра.

Інша частина енергії $E_{к.н2}$ перетворюється у кінетичну енергію $E_{к.зв.с}$ переміщення зведеної до перерізу $f_{н2}$ маси $m_{зв.с}$ порції фільтрату середовища у розподільній порожнині довжиною $l_{н2}$, у каналах мембрани та у гідролінії довжиною l_4 , потенціальну енергію $E_{н.зв.с}$ стискання порції фільтрату середовища у вказаних порожнині, каналах і гідролінії, а також деформування їх стінок, роботу $E_{к.в.т.ф.н.с}$ сил в'язкого тертя при переміщенні порції фільтрату середовища та роботу $E_{к.н.д.ф.н.с}$ з пластичного деформування його твердих частинок у ФП без розподільної порожнини довжиною $l_{н2}$, роботу $E_{ф}$, енергію $E_{к3с}$, $E_{н3с}$, $E_{н.з.к}$, $E_{к.в.т.з.к}$, $E_{к.в.т.зс}$, $E_{к.н.д3с}$.

Отже, рівняння балансів енергії для III-го етапу циклу мають вигляд

$$\begin{aligned} E_{к.н1} + E_{к.н2} / 2 + E_{н1} + E_{н.у} &= E_{к.зв.р} + E_{к1} + E_{к.н.д.с} + \\ + E_{н.зв.р} + E_{н.н.д.с} + E_{к.с.т.д} + E_{к.в.м1} + E_{к.в.т.н.д.с} + E_{к.н.д.н.д.с}; \\ E_{к.н2} / 2 &= E_{к.зв.с} + E_{н.зв.с} + E_{фIII} + E_{к3с} + E_{к.н.д.ф.н.с} + \\ &+ E_{н3с} + E_{н.з.к} + E_{к.в.т.з.к} + E_{к.в.т.ф.н.с} + E_{к.в.т.з3} + E_{к.н.д3с}. \end{aligned} \quad (5.34)$$

Енергію $E_{к.н1}$ визначаємо як

$$E_{к.н1} = \frac{Q_{н1} \cdot t_{III} (p_{22} + p_3)}{2}. \quad (5.35)$$

Для розрахунку $E_{к.н2}$ використовуємо формулу (5.2), в якій $t_e = t_{III}$ – тривалість III-го етапу циклу, що може бути при відомому T_y обчислена як

$$t_{III} = T_y - t_{н.м} - t_{II}. \quad (5.36)$$

Складові $E_{к.зв.р}$, $E_{к.зв.с}$, $E_{к3с}$ визначаємо за формулами (5.3), а енергію $E_{кI}$, $E_{к.н.д.с}$ – за формулами [116]

$$E_{кI} = \frac{m_I v_{In}^2}{2}; E_{к.н.д.с} = \frac{m_{н.д.с} v_{н.д.с}^2}{2} (1 + \lambda_{н.д} + \zeta_{в.н2}), \quad (5.37)$$

де v_{In} - швидкість повернення виконавчого елемента у вихідне нижнє положення, що змінюється від нуля до максимального значення в момент удару вібростолу об запліччя станини установки.

Маси $m_{зв.с}$ у формулі (5.3) та $m_{н.д.с}$ у формулі (5.37) обчислюються як [101]

$$m_{зв.с} = \frac{1}{3} f_{n2}^2 \cdot \rho_{с.т} \left(\frac{l_{n2}}{f_{n2}} + \frac{l_\phi}{f_\phi} + \frac{l_4}{f_4} \right); m_{н.д.с} = \frac{1}{3} \rho_{с.т} l_{н.д} S_{д.2}, \quad (5.38)$$

маса $m_{зв.р}$ у формулі (5.3) визначається за залежністю (5.19), а $m_{3с}$ - за залежністю (5.4).

Швидкість $v_{зв.с}$ розраховуємо як [160]

$$v_{зв.с} = \frac{Q_{н2}}{f_{n2}}, \quad (5.39)$$

швидкість $v_{н.д.с}$ дорівнює v_{In} ;

швидкість $v_{зв.р}$ визначаємо за допомогою формули (5.20), а $v_{3с}$ – за формулою (5.5).

Коефіцієнти $\lambda_{звГП}$, $\zeta_{звГП}$ обчислюємо за залежностями (5.21), $\zeta_{зв3}$ – за формулою (5.6), а $\lambda_{зв.ф}$ та $\zeta_{зв.ф}$ - за формулами [101]

$$\lambda_{зв.ф} = \lambda_{n2} \frac{l_{n2}}{d_{n2}} + \lambda_\phi \frac{l_\phi}{d_\phi n_\kappa} + \lambda_4 \frac{l_4}{d_4};$$

$$\zeta_{зв.ф} = \zeta_{p.n2} + \zeta_{вх.ф} + \zeta_{в.ф} + \zeta_{кр2} + \zeta_{p4} + \zeta_n + \zeta_{вх.б}. \quad (5.40)$$

Енергія $E_{н3с}$ визначається за формулою (5.7), з підстановкою $t_e = t_{III}$, а $E_{н.зв.p}$, $E_{н.зв.c}$ та $E_{н.н.д.c}$ – як [159]

$$E_{н.зв.p} = \frac{(p_{22}^2 - p_3^2)(l_1 f_1 + l_{n1} f_{n1} + l_2 f_2)(K_{зв.ГIII} + K_{p.cр})}{2 \cdot K_{зв.ГIII} K_{p.cр}};$$

$$E_{н.зв.c} = \frac{c_c z_{Ia}^2}{2} + \frac{(p_{cII}^2 - p_{cIII}^2)(l_{n2} f_{n2} + l_\phi f_\phi + l_4 f_4)}{2 \cdot K_{зв.ф}};$$

$$E_{н.н.д.c} = \frac{(p_{cII}^2 - p_{cIII}^2) l_{н.д} S_{д.з}}{2 \cdot K_{д.з}}, \quad (5.41)$$

де p_{cIII} можна знайти за формулою (4.34), $K_{зв.ГIII}$ – за формулою (5.24), а $K_{зв.ф}$, $K_{p.cр}$ розрахувати як [160]

$$K_{зв.ф} = \frac{1}{\frac{1}{K_{n2}} + \frac{1}{K_4}}; \quad K_{p.cр} = \frac{K_{p2} + K_{p.3}}{2}. \quad (5.42)$$

Робота $E_{н.у}$ обчислюється за (5.25), $E_{н.з.к}$ – за (5.10).

Енергія $E_{нI}$ може бути знайдена таким чином

$$E_{нI} = m_I \cdot g \cdot z_{Ia}. \quad (5.43)$$

Роботу $E_{к.в.т.з.к}$ розраховуємо за формулою (5.12), а $E_{к.в.mI}$ – визначаємо як

$$E_{к.в.mI} = \alpha_I \cdot v_{In} \cdot z_{Ia} / 2, \quad (5.44)$$

де коефіцієнт α_I [101], як і коефіцієнт $\alpha_{з.к}$ у формулі (5.12) обчислюються за залежністю (5.13).

Роботу $E_{к.с.т.д}$ знаходимо таким чином [101]

$$E_{к.с.т.д} = R_{д.з} z_{Ia} = 0,1 \cdot S_{д.з} z_{Ia} (p_{22} + p_3) / 2. \quad (5.45)$$

Складові $E_{к.в.т.п.д.с}$, $E_{к.в.т.ф.п.с}$ визначаємо як

$$E_{к.в.м.ф.н.с} = (\alpha_{mz} + \alpha_{pz}) \frac{Q_{H2}}{2} \left(\frac{1}{f_{n2}} + \frac{1}{f_{\phi}} + \frac{1}{f_4} \right) \cdot v_{3c} t_{III}; \quad (5.46)$$

$$E_{к.в.м.н.д.с} = (\alpha_{mz} + \alpha_{pz}) \frac{v_{In}}{2} z_{Ia}. \quad (5.47)$$

Роботу $E_{к.в.м.зс}$ розраховуємо з використанням формули (5.16), в якій $t_e = t_{III}$.

Роботу $E_{к.н.д.н.д.с}$, $E_{к.н.д.ф.н.с}$ знаходимо за допомогою залежностей

$$E_{к.н.д.н.д.с} = \sigma_c z_{Ia}; \quad E_{к.н.д.ф.н.с} = \sigma_c \frac{Q_{H2}}{2} \left(\frac{1}{f_{n2}} + \frac{1}{f_{\phi}} + \frac{1}{f_4} \right) t_{III}. \quad (5.48)$$

Енергію $E_{к.н.д.зс}$ визначаємо за формулою (5.15), в якій $t_e = t_{III}$.

Роботу $E_{\phi III}$ обчислюємо за допомогою формули (4.40).

Для визначення тривалості t_{III} III-го етапу циклу складемо рівняння руху

$$\begin{aligned} m_I \left(g - \frac{v_{In}}{t_{III}} \right) + c_y \left(z_{0y} + \frac{z_{Ia}}{2} \right) + \frac{c_M z_{Ia}}{2} + p_{сIII} S_{д.з} = \\ = (\lambda_{н.д} + \zeta_{в.н2}) \frac{v_{In}^2}{4} + (\alpha_I + \alpha_c) \frac{v_{In}}{2} + \frac{p_{z2} + p_z}{2} S_z + R_{д.з} + \sigma_c. \end{aligned} \quad (5.49)$$

Розв'язуючи рівняння (5.34, 5.49) з підстановкою формул (4.34, 4.40, 5.2 – 5.7, 5.10, 5.12, 5.13, 5.15, 5.16, 5.19 – 5.21, 5.24, 5.25, 5.35 – 5.48), розраховуємо максимальну швидкість переміщення v_{In} виконавчого елемента установки у нижнє граничне положення на III-му етапі та тривалість t_{III} даного етапу.

Значення $t_{II} + t_{III}$ можна визначити також як тривалість $t_{n.m}$ падіння тиску у зливному об'ємі $W_в$ віброзбуджувача ГПІ установки (див. рисунок 5.2) від p_{z2} до p_z , що відсікається після проходження КП додатнього перекриття у корпусі під час його посадки на сідло [100, 101].

Після зменшення тиску у об'ємі $W_в$ до величини p_z , ОЗ віброзбуджувача також закривається, таким чином, починається наступний цикл спрацьовування ГПІ установки [100, 101]. Величина $t_{n.m}$ залежить від площі $f_{др.в}$ прохідного перерізу дроселя віброзбуджувача, установленого у його зливній гідролінії (див. рисунок 5.2).

Об'єм $\Delta W_в$ робочої рідини, що повинен пройти через $f_{др.в}$ для того, щоб тиск у $W_в$ зменшився від p_{z2} до p_z можна знайти за формулою [96]

$$\Delta W_{\epsilon} = \frac{W_{\epsilon}(p_{z2} - p_3)}{K_{p.cp}},$$

а $K_{p.cp}$ визначаємо за формулою (5.42). Далі за формулою

$$t_{n.m} = \frac{\Delta W_{\epsilon}}{f_{\partial p.\epsilon} \mu_{\partial p.\epsilon}} \sqrt{\frac{\rho_{p.p.t}}{2(p_{z2} - p_3)}}, \quad (5.50)$$

де $\mu_{\partial p.\epsilon}$ – коефіцієнт витрат дроселя вібробуджувача [96, 100], обчислюємо $t_{n.m}$.

В результаті можна уточнити значення T_{ψ} та ν [165]

$$T_{\psi} = t_I + t_{II} + t_{III} = t_{n.m} + t_{n.m}; \nu = \frac{1}{T_{\psi}} = \frac{1}{t_{n.m} + t_{n.m}}. \quad (5.51)$$

Рівняння руху виконавчого елемента установки на III-му етапі циклу спрацьовування ГП

$$\begin{aligned} & m_I(g - \ddot{z}_I) + c_y(z_{0y} + z_I) + c_c z_I + p_{cIII} S_{\partial.z} = \\ & = (\lambda_{n.\partial} + \zeta_{\epsilon.n2}) \dot{z}_I^2 + (\alpha_I + \alpha_c) \dot{z}_I + p_z(t) S_z + R_{\partial.z} + \sigma_c; t_{II} < t \leq t_{III}. \end{aligned} \quad (5.52)$$

5.4 Розрахунок і аналіз залежностей параметрів навантаження під час потокового віброударного фільтрування від конструктивних параметрів установки з ГП

У пункті 2.2.2 були експериментально установлені конструктивні та робочі параметри досліджуваної установки з ГП для потокового віброударного фільтрування (див. рисунок 5.1), при зміні яких безступінчасто, точно і в широких межах збільшуються або зменшуються основні параметри навантаження фільтрату середовища – амплітуда z_{Ia} і частота ν коливань вібростолу, а також максимальний тиск $p_{c.max} = p_{cI}$ у середовищі фільтрату на першому етапі циклу спрацьовування ГП (див. підрозділ 4.3 та формулу (4.32)). Даними параметрами регулювання є: максимальний тиск p_{zI} у порожнині гідроциліндра ГП, площа прохідного перерізу $f_{\partial p.\epsilon}$ дроселя вібробуджувача (див. рисунок 5.2) та попереднє стискання z_{0y} пружин повернення вібростолу.

З використанням наведених у підрозділах 4.2, 4.3, 5.3 формул, а також значень параметрів додатку А, була складена, представлена у додатку В Excel-програма з розрахунку залежностей параметрів

навантаження від конструктивних та робочих параметрів з ГП установки. Розраховані за допомогою програми залежності, наведені на рисунках 5.6 - 5.7 [20].

Аналіз даних залежностей показує, що амплітуда z_{1a} зі збільшенням z_{0y} падає (див. рисунок 5.6, а) і особливо помітно при зміні z_{0y} від 2 до 6 мм. Зі збільшенням p_{z1} амплітуда z_{1a} плавно і повільно зростає (див. рисунок 5.6, б), що обумовлено збільшенням інтенсивності прикладених до виконавчого елемента установки силових імпульсів. Від $f_{\partial p.в}$ амплітуда z_{1a} практично не залежить.

Частота ν зі збільшенням $f_{\partial p.в}$ зростає (див. рисунок 5.7, а), що обумовлено швидшим зменшенням тиску у об'ємі $W_в$ до значення p_3 , після чого вібробудувач ГП закривається і починається наступний цикл його

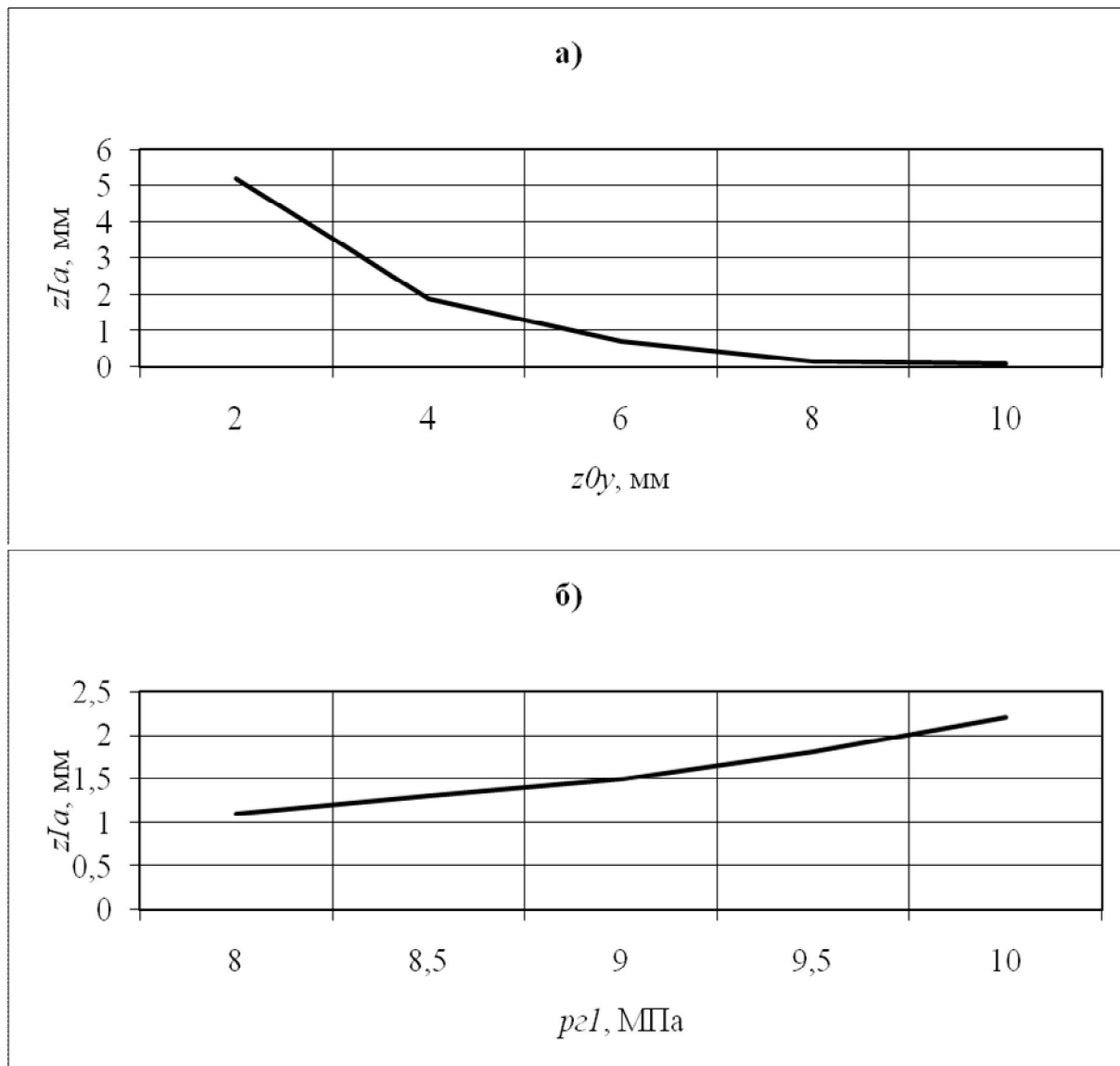


Рисунок 5.6 – Розрахункові залежності амплітуди z_{1a} коливань вібростолу від величини попереднього стискання z_{0y} пружин повернення вібростолу установки (а), при $p_{z1} = 10$ МПа, $f_{\partial p.в} = 0,1$ мм²; максимального тиску p_{z1} у порожнині гідроциліндра ГП (б), при $f_{\partial p.в} = 0,15$ мм², $z_{0y} = 4$ мм

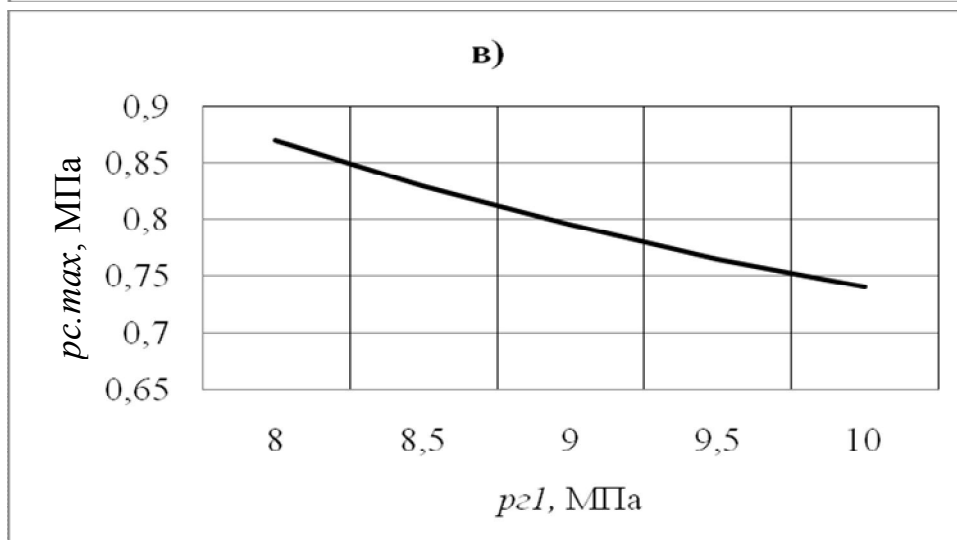
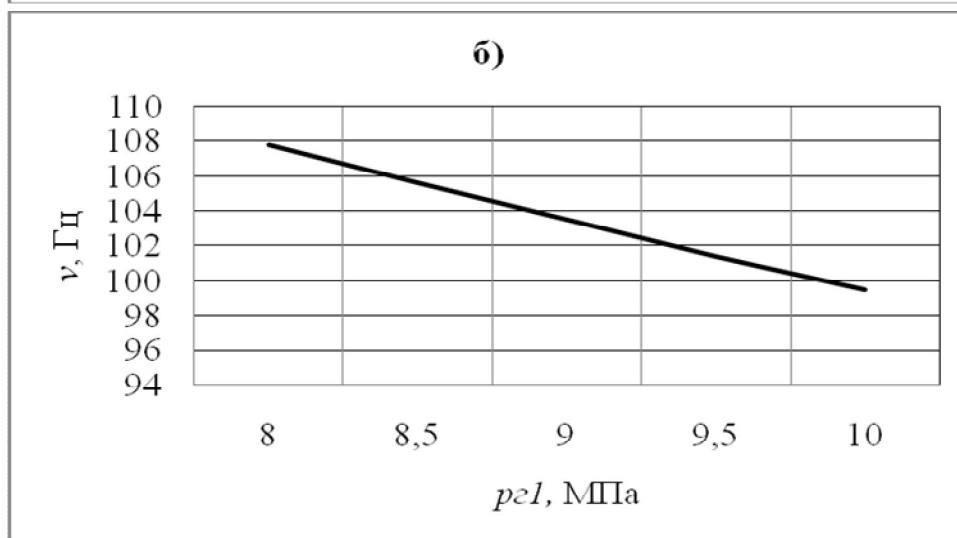
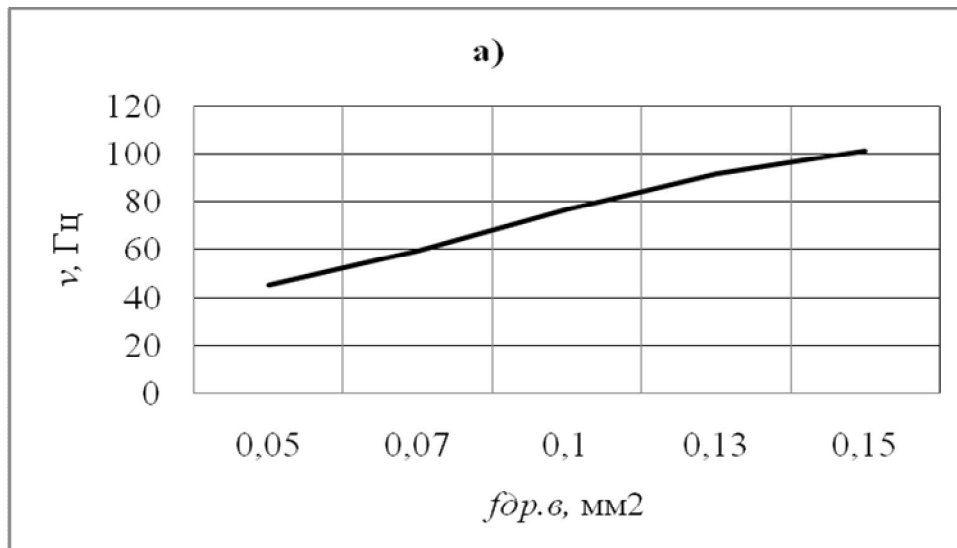


Рисунок 5.7 – Розрахункові залежності частоти ν коливань вібростолу від площі $f_{dp.с}$ прохідного перерізу дроселя віброзбуджувача (а), при $p_{z1} = 9,5$ МПа, $z_{0y} = 4$ мм; від максимального тиску p_{z1} у порожнині гідроциліндра ГП (б), при $f_{dp.с} = 0,15 \text{ мм}^2$, $z_{0y} = 4$ мм; максимального тиску $p_{с.max}$ у середовищі фільтрату відходів від p_{z1} (в), при $z_{0y} = 4$ мм, $f_{dp.с} = 0,15 \text{ мм}^2$

спрацьовування (див. формули (5.50, 5.51)). Зі збільшенням тиску p_{z1} частота ν навпаки зменшується (див. рисунок 5.7, б), у зв'язку із зростанням часу необхідного для набору та скидання даного тиску. Від z_{0y} частота ν практично не залежить.

На величину $p_{c.max}$, як показали результати розрахунків, помітно впливає лише тиск p_{z1} . Зі збільшенням p_{z1} тиск $p_{c.max}$ падає (див. рисунок 5.7, в), оскільки величина його залежить, головним чином, від тиску $\Delta p_{y0.max}$ (див. формулу (4.28)), який зменшується при збільшенні тривалості $t_{н.т}$ набору тиску у гідросистемі ГП.

5.5 Висновки до розділу

1. Під час теоретичних установок з ГП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ доцільно застосовувати «пружні зосереджені» моделі, в яких робоча рідина вважається такою, що має в'язкість і стисливість, а основні параметри мас, пружних і деформованих елементів розглядаються зведеними.

2. На підставі структурних схем, з використанням «пружних зосереджених» моделей та з врахуванням ряду обґрунтованих припущень та спрощень, розроблені динамічні та математичні моделі установки з ГП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ. Математичні моделі розробляються для кожного етапу циклу спрацьовування ГП окремо і являють собою рівняння балансів енергії, рівняння руху та рівняння імпульсів виконавчих елементів обладнання, крім цього використовуються положення та залежності теорії механічного та гідравлічного удару та теорії коливань. Рівняння математичних моделей установлюють зв'язки між конструктивними параметрами досліджуваного обладнання, фізико-механічними характеристиками відходів та параметрами їх навантаження.

3. З використанням математичних моделей обладнання, а також рівнянь і залежностей моделей процесів потокового віброударного фільтрування, складена комп'ютерна Excel-програма, розраховані і побудовані залежності параметрів навантаження вологих дисперсних середовищ під час їх фільтрування від конструктивних та робочих параметрів установки з ГП.

4. Рівняння розроблених у даному розділі математичних моделей, після експериментальної перевірки їх адекватності реальним зразкам, можуть послужити основою для розробки методики проектного розрахунку високоефективного обладнання з ГП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ.

6 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

Експериментальні дослідження процесів та обладнання для потокового віброударного фільтрування [20] здійснювались за допомогою експериментального з ГПП стенда, створеного на базі вібропреса ІМЗГК-5 [100], принципова гідро-кінематична схема і фотографія якого представлені на рисунках 2.1, 2.3, а опис будови та робочого циклу – у пункті 2.1.1 та підрозділі 5.1. При цьому для фільтрування на стенді вологих дисперсних середовищ (фільтрату кавового шламу, бурякового жому та спиртової барди, з початковою вологістю $U_n = 95 - 97\%$) використовувалась мембрана фірми “Тамі” [44] (див. рисунок 2.2).

6.1 Розробка програми експериментів

Метою експериментальних досліджень була практична перевірка коректності розробленої у підрозділах 4.1, 4.2, 5.4 математичних моделей процесів та обладнання для потокового віброударного фільтрування.

Досягнення даної мети передбачало розв’язання таких задач:

- одержати експериментальні залежності параметрів навантаження вологих дисперсних середовищ – максимального тиску $p_{c,max}$ у середовищі під час його потокового віброударного фільтрування, амплітуди z_{1a} та частоти ν коливань вібростолу з ГПП стенду (див. рисунок 2.1 та підрозділ 2.2) – від конструктивних та робочих параметрів останнього, на тих самих режимах, на яких дані залежності розраховувались для з ГПП установки – прототипа, за формулами підрозділів 4.1, 4.2, 5.3;

- зіставити відповідні експериментальні та розрахункові залежності (див. рисунки 4.4, 5.6, 5.7), визначити максимальну величину їх розбіжностей й у випадку прийнятності останніх, довести, таким чином, коректність прийнятих у підрозділах 4.1, 4.2, 5.3 допущень та спрощень, а також адекватність розроблених динамічних та математичних моделей їх реальному зразку.

6.2 Одержання експериментальних залежностей параметрів навантаження під час потокового віброударного фільтрування та зіставлення їх з відповідними розрахунковими залежностями

Окрім стенду з ГПП (див. рисунок 2.1) під час експериментальних досліджень процесів та обладнання для потокового віброударного фільтрування застосовувався контрольньо-вимірювальний комплекс, представлений у додатку Г.

Зокрема, вимірювання тиску p_2 у порожнині гідроциліндра 12 ГПП стенду (див. рисунок 2.1) здійснювалось за допомогою тензометричного датчику тиску 16 моделі ADZ-SML-10.0 [166, 167] (див. рисунок Г.1, а та

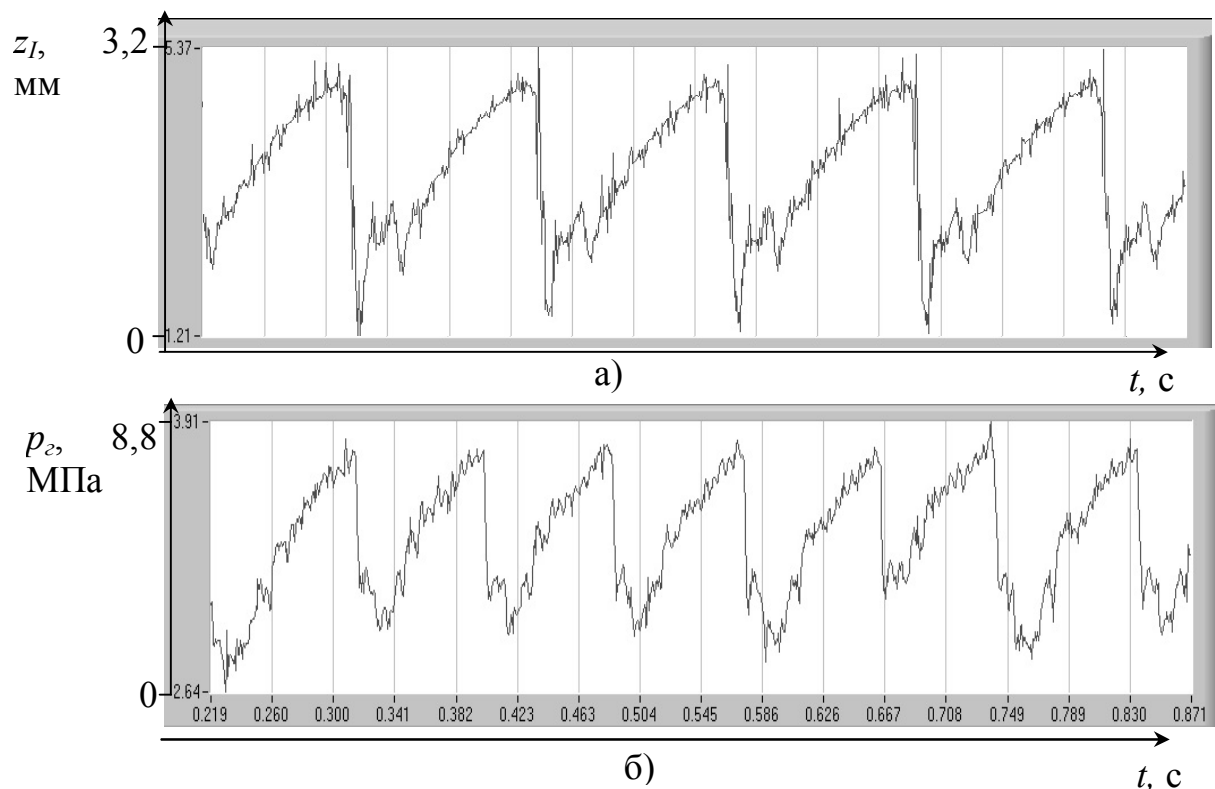


Рисунок 6.1 – Осцилограми зміни: а – переміщення z_I вібростолу експериментального стенда з ГПІ для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ; б – тиску p_2 робочої рідини у гідроциліндрі ГПІ

таблицю Г.1), визначення z_I – з використанням тензOMETричного датчику переміщень 24 моделі TURCK Ni8-M18-LiU (див. рисунок Г.1, г та таблицю Г.1), а контроль $p_{c.max}$ – за пружинним манометром 4 класу точності - 1,5, з ціною поділки шкали 0,01 МПа і максимальним її значенням 10 МПа (див. пункт 2.2.3). На рисунку 6.1 наведені осцилограми z_I та p_2 для одного з робочих режимів стенду під час фільтрування на ньому кавового шламу. Як показали результати експериментів, при потоковому віброударному фільтруванні на одних і тих самих режимах кавового шламу, бурякового жому та спиртової барди осцилограми z_I , p_2 та експериментальні залежності для $p_{c.max}$, z_{Ia} та v є цілком адекватними, тому у подальшому ці залежності наводяться також для процесів фільтрування кавового шламу.

Обробка експериментальних даних здійснювалась за формулами та методикою, викладеними у роботі [3].

На рисунках 6.2 6.3 зіставлені розрахункові та експериментальні залежності параметрів навантаження під час потокового віброударного фільтрування від конструктивних та робочих параметрів установки з ГПІ та стенда для відповідних режимів їх роботи [20].

При цьому максимальні відносні величини розбіжностей δ [3] між відповідними розрахунковими і експериментальними значеннями склали:

для залежності $p_{c.max} - p_{z1} - 4,2\%$;
 для залежності $v - p_{z1} - 3,9\%$;
 для залежності $v - f_{dp.в} - 9,8\%$;
 для залежності $z_{1a} - z_{0y} - 8,3\%$;
 для залежності $z_{1a} - p_{z1} - 10\%$.

Наведені значення δ задовольняють умовам перевірних розрахунків [168, 169], отже розроблені у підрозділах 4.1, 4.2, 5.3 динамічні та математичні моделі є адекватними реальним процесам потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ та установкам з ГП для їх реалізації. Таким чином, дані моделі можуть використовуватись для розробки методики проектного розрахунку досліджуваних процесів та обладнання.

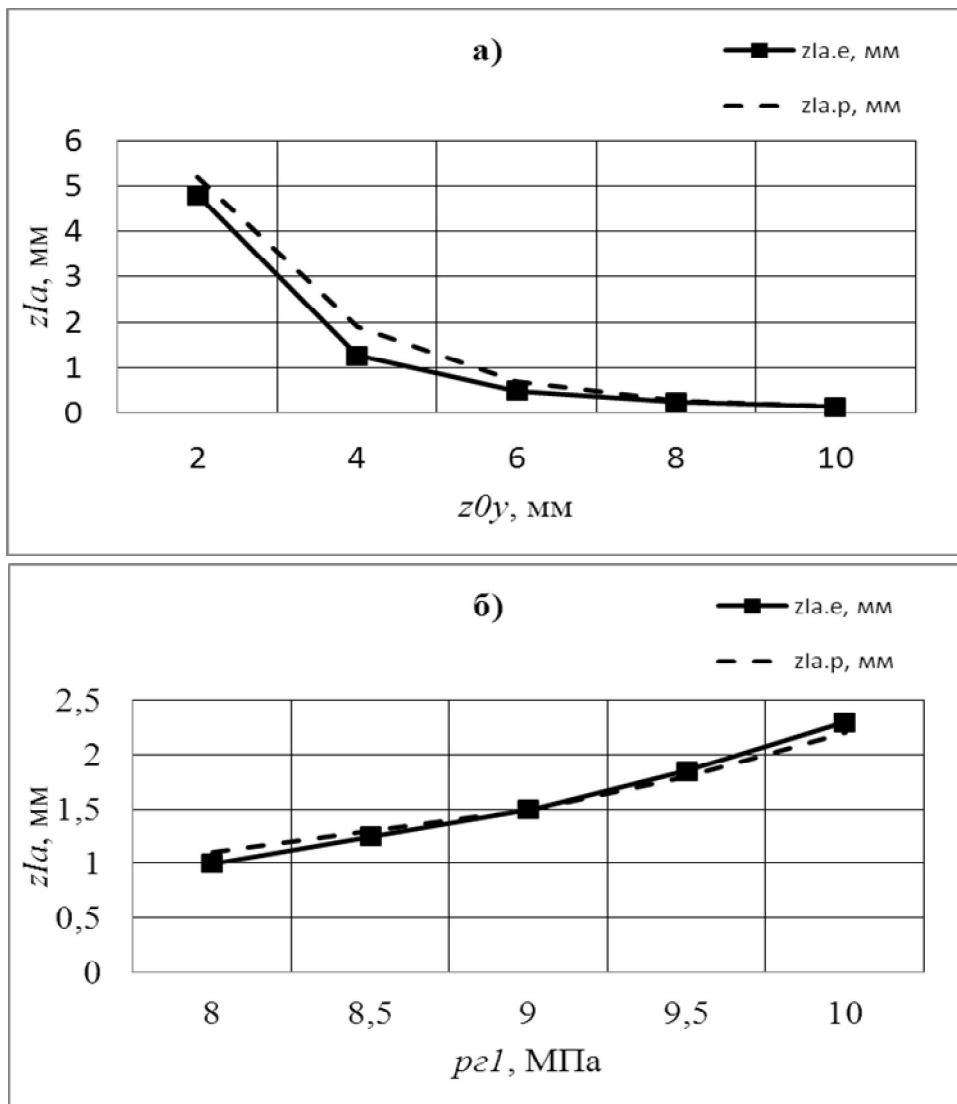


Рисунок 6.2 – Зіставлення розрахункових та експериментальних залежностей амплітуди z_{1a} коливань вібростолу від: попереднього стискання z_{0y} пружин повернення вібростолу установки (а), при $p_{z1} = 10$ МПа, $f_{dp.в} = 0,1$ мм²; максимального тиску p_{z1} у порожнині гідроциліндра ГП (б), при $f_{dp.в} = 0,15$ мм², $z_{0y} = 4$ мм

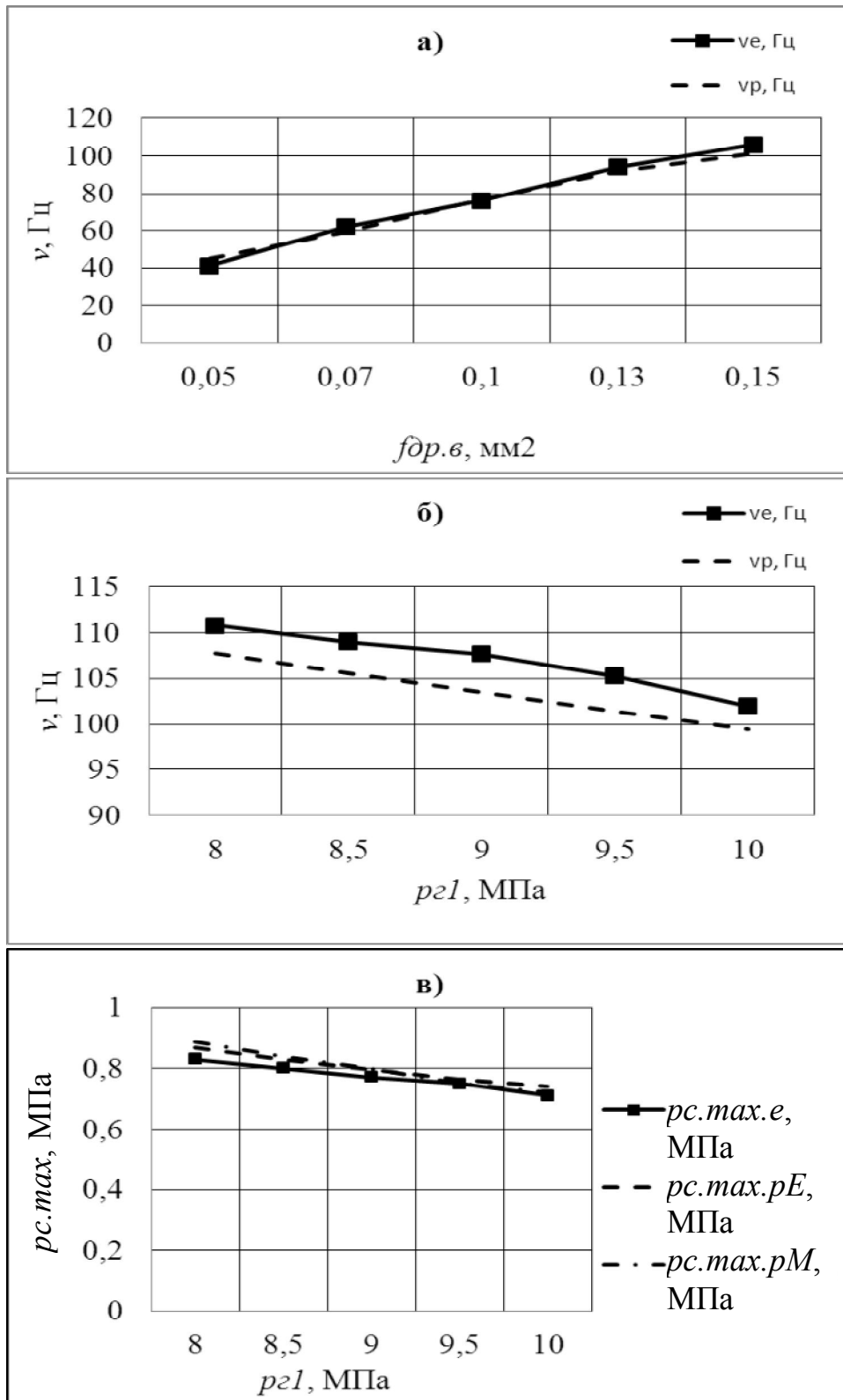


Рисунок 6.3 – Зіставлення розрахункових та експериментальних залежностей частоти ν коливань вібростолу від площі $f_{\partial p.в}$ прохідного перерізу дроселя вібробуджувача (а), при $p_{z1} = 9,5$ МПа, $z_{0y} = 4$ мм; від максимального тиску p_{z1} у порожнині гідроциліндра ГІП (б), при $f_{\partial p.в} = 0,15$ мм², $z_{0y} = 4$ мм; максимального тиску $p_{c.max}$ у вологому дисперсному середовищі від p_{z1} (в), при $z_{0y} = 4$ мм, $f_{\partial p.в} = 0,15$ мм²

6.3 Експериментальне обґрунтування коректності математичних моделей процесів потокового віброударного фільтрування

Експериментальна залежність $p_{c.max} = f(p_{z1})$ під час потокового віброударного фільтрування на стенді з ГПП фільтрату кавового шламу зіставлялась також з відповідною розрахунковою залежністю, одержаною для того самого режиму за допомогою комп'ютерної Matlab-програми (див. рисунки 4.3, 4.5). На рисунку 6.3, в, на якому зіставлені дані залежності, графік $p_{c.max.mM} = f(p_{z1})$, розрахований з використанням Matlab-програми, показаний штрих-пунктирною лінією, а графік $p_{c.max.mE} = f(p_{z1})$, розрахований за допомогою Excel-програми – штриховою лінією. Розбіжність залежностей $p_{c.max.mM} = f(p_{z1})$ та $p_{c.max.e} = f(p_{z1})$ не перевищує 6,3%, що доводить коректність розроблених у підрозділі 4.1 математичних моделей процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ [20].

6.4 Висновки до розділу

1. Для проведення експериментальних досліджень процесів та обладнання для потового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ (кавового шламу, бурякового жому, спиртової барди), з метою обґрунтування коректності їх математичних моделей, був використаний створений на базі вібропреса ІМЗГК-5 стенд з ГПП, вибрана та відлагоджена контрольна-вимірювальна апаратура.

2. Одержані осцилограми зміни в часі основних робочих параметрів досліджуваних процесів: тисків p_z робочої рідини у порожнині гідроциліндру ГПП стенду, переміщення z_1 його вібростолу, а також максимального тиску $p_{c.max}$ у оброблюваному середовищі під час його фільтрування. При цьому для отримання достовірних результатів, необхідне число вимірювань-записів і максимальна результуюча середня квадратична похибка вимірювань, розраховувались за формулами теорії ймовірностей та математичної статистики і складала відповідно 9...10 та 5,2%.

3. На підставі осцилограм, знятих на різних режимах роботи стенду, побудовані експериментальні залежності амплітуди z_{1a} та частоти ν коливань вібростолу стенду, тиску $p_{c.max}$ – від його основних конструктивних та робочих параметрів. Дані залежності зіставлялись з відповідними розрахунковими залежностями, одержаними для тих самих режимів за допомогою рівнянь та залежностей математичних моделей. При цьому максимальна відносна величина розбіжностей не перевищувала 11,3%. Останнє доводить коректність прийнятих припущень і спрощень, а також адекватність розроблених математичних моделей реальним процесам та гідроімпульсному обладнанню.

7 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ТА ПЕРСПЕКТИВНИХ СХЕМ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

7.1 Розробка методики проектного розрахунку установок з ГПІ для потокового віброударного фільтрування

Підставою для розробки методики проектного розрахунку установок з ГПІ для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ [20, 113] послужили результати їх теоретичних та експериментальних досліджень [46, 142, 155] (див. також підрозділи 2.1, 4.1, 4.2, 5.3, 5.4). Крім цього, використовувалась загальна послідовність подібних розрахунків вібропресового обладнання з аналогічним типом привода [100].

Основними вихідними даними для проектного розрахунку установок з ГПІ для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ, є параметри їх навантаження (див. пункт 2.2.2 та підрозділи 4.1, 5.4): максимальний тиск $p_{c,max}$ у середовищі, амплітуда z_{1a} і частота ν коливань виконавчого елемента установки (вібростолу). Величини вказаних параметрів можна визначити за експериментальними залежностями на рисунку 2.4, виходячи із основного параметра ефективності потокового віброударного фільтрування – його продуктивності Q_{ϕ} .

Остання, в свою чергу, повинна відповідати об'єму фільтрату вологих дисперсних середовищ, що набирається в одиницю часу на даному конкретному підприємстві, після реалізації процесів зневоднення (див. додаток Д). При цьому величина $p_{c,max}$ у подальшому корегується, виходячи із максимально допустимого тиску, що витримує вибрана трубчаста керамічна фільтрувальна мембрана, яка буде використовуватись під час фільтрування на установці [18, 44] (див. даний підрозділ нижче).

Крім цього, в якості вихідних даних для розрахунку використовуються:

- конструкція та параметри віброзбуджувача ГПІ [101] установки (для реалізації процесів фільтрування доцільно використовувати віброзбуджувач, приєднаний за схемою «на виході» [100, 101]) – число каскадів, схема розподілення та тип конструктивного виконання запірних елементів, тиски відкриття p_{z1} і закриття p_{z2} (див. рисунок 5.2 та підрозділи 4.1, 5.1);

- параметри робочої рідини ГПІ - густина $\rho_{p,p}$, модуль об'ємної пружності $K_{p,p}$ [96], процентний вміст рідини W_p та нерозчиненого повітря W_2 [116], рівень h_6 робочої рідини у баку та збільшення Δt_p її робочої температури;

- параметри фільтрату вологих дисперсних середовищ - густина ρ_c , коефіцієнти жорсткості - c_{mz} , c_{pz} та в'язкого демпфірування - α_{mz} , α_{pz} твердої і рідинної фаз відносно осі z , коефіцієнт текучості - σ_{0z} твердих частинок та збільшення Δt_c робочої температури фільтрату (див. підрозділ 5.2).

Під час проектного розрахунку установки визначаються:

- параметри фільтрувального елемента (див. рисунок 5.2 та підрозділ 5.1): довжина - l_ϕ , діаметр умовного проходу каналу - d_ϕ , число каналів - n_κ , площі прохідного перерізу - f_ϕ та фільтрувальної поверхні - S_ϕ , число мембран $n_{\phi,\phi}$ у корпусі (для промислових установок, при значних обсягах оброблюваного середовища);

- діаметри плунжера гідроциліндра ГП - d_c та поршня допоміжного гідроциліндра - $d_{\partial,z}$, що створює у оброблюваному середовищі ударні хвилі напружень та деформацій (див. рисунок 5.2 та підрозділ 5.1);

- жорсткість пружин повернення виконавчого елемента - c_y ;

- подачі насоса ГП - Q_{n1} та насоса, що забезпечує постійну циркуляцію оброблюваного середовища по каналах мембрани - Q_{n2} ;

- потужності електродвигунів насосів - N_{e1} , N_{e2} .

Велика частина розрахунку має перевірний характер.

Вибираємо мембрану для здійснення процесу фільтрування. При цьому, в першу чергу, беремо до уваги заданий ступінь фільтрування вологих дисперсних середовищ (розміри частинок їх твердої фази, що повинні затримуватись мембраною [18, 48] – див. також підрозділ 1.1) – відповідно вибираємо мембрану для ультра-, мікро- або нанофільтрування.

Далі визначаємось з типом та середовищем мембрани [18, 39], а також з її основними конструктивними параметрами (див. підрозділи 4.1, 5.2): l_ϕ , d_ϕ , n_κ , f_ϕ , S_ϕ . Дані параметри для трубчастих керамічних мембран західного виробництва [44, 46] є стандартизованими. Але слід пам'ятати, що для зменшення числа мембран, а також розмірів і потужності установки для фільтрування, рекомендується використовувати мембрани з якомога більшим числом каналів n_κ , оскільки при тих самих l_ϕ і f_ϕ вони мають істотно більшу площу фільтрувальної поверхні S_ϕ , а отже забезпечують вищу продуктивність робочого процесу [44].

Після цього, за технічним керівництвом вибраної мембрани визначають тиск її руйнування і корегують за ним величину $p_{c,max}$.

За цим же самим керівництвом можна визначити оптимальну швидкість v_{m0} переміщення фільтрату вологих дисперсних середовищ по каналах вибраної мембрани під час безударного фільтрування [40, 44, 48] (див. підрозділ 4.2).

Середню швидкість v_I переміщення виконавчого елемента проектованої з ГП установки вверх на I-му етапі циклу спрацьовування ГП (див. підрозділи 4.2, 5.3) визначаємо за залежністю

$$v_I = 2 \cdot z_{Ia} v, \quad (7.1)$$

що отримана з формул (4.1, 4.26).

Для забезпечення позитивного ефекту від віброударного навантаження вологих дисперсних середовищ під час їх потокового фільтрування значення v_I повинно бути не меншим величини v_{c0} .

Згідно із результатами проведених експериментів [128], збільшення продуктивності потокового віброударного фільтрування у порівнянні із безударним досягалось при $v_I = 0,12 \cdot v_{c0}$ (див. додаток А). У зв'язку із цим, під час проектування промислової установки потрібно перевірити виконання умови

$$v_I \geq 0,12 \cdot v_{c0}, \quad (7.2)$$

при невиконанні якої потрібно збільшити отримане вище v_I до величини $v_I = 0,12 \cdot v_{c0}$, після чого відкорегувати величину z_{Ia} або v з використанням формули (7.1).

Далі за формулою (4.37) з підстановкою залежностей (1.8, 4.5, 4.13, 4.28, 4.31 – 4.36) визначаємо продуктивність $Q_{\phi.odI(II,III)}$ фільтрування при використанні однієї мембрани вибраного типу. При цьому значення m , q , k_o , $r_{k.o}$, R_{ϕ} , що входять до формули (1.8) вибираємо за технічним керівництвом до обраної мембрани [44]. Якщо ж ці дані у керівництві відсутні, потрібно провести досліди з використанням експериментального стенду з ГП (див. рисунок 2.1) та обраної мембрани з фільтрування вологих дисперсних середовищ з виробництва, для якого призначена проєктована промислова установка.

Середню продуктивність фільтрування $Q_{\phi.od}$ у продовж одного циклу віброударного навантаження на установці з ГП з однією мембраною, з точністю достатньою для проектних розрахунків, обчислюємо за формулою

$$Q_{\phi.od} = \frac{\left(Q_{\phi.odI} t_I + (t_{II} + t_{III}) \frac{Q_{\phi.odII} + Q_{\phi.odIII}}{2} \right)}{T_u} = v \left(\frac{Q_{\phi.odI}}{2 \cdot v} + \frac{Q_{\phi.odII} + Q_{\phi.odIII}}{4 \cdot v} \right) = \quad (7.3)$$

$$= \frac{2 \cdot Q_{\phi.odI} + Q_{\phi.odII} + Q_{\phi.odIII}}{4},$$

що одержана на підставі залежностей (4.5, 4.38, 4.39), з урахуванням тривалості t_I першого етапу циклу спрацьовування ГП установки:

$$t_I = t_{н.м} = \frac{l}{2 \cdot v} \quad \text{та тривалості II-го і III-го етапів: } t_{II} + t_{III} = T_u - t_{н.м} = \frac{l}{2 \cdot v}.$$

Потрібну для забезпечення заданої Q_{ϕ} кількість $n_{\phi.p}$ фільтрувальних мембран установки обчислюємо як

$$n_{\phi.p} = \frac{Q_{\phi}}{Q_{\phi.od}}. \quad (7.4)$$

Отримане за формулою (7.4) розрахункове значення $n_{\phi.p}$ округлюється до найближчого більшого цілого фактичного значення - $n_{\phi.\phi}$.

Західні фірми виготовлювачі трубчастих керамічних мембран - «Membraflow filtersysteme», «Aaflow systems», «Tami», «Della Toffola» [44, 46] випускають й стандартизовані сталеві корпуси для їх установаження (див. рисунок 2.1). Наприклад, фірма «Tami» виготовляє корпуси для одночасного установаження в них 1, 3, 7, 19 або 37 однакових мембран зовнішнім діаметром $D_{\phi} = 25$ мм і довжиною $l_{\phi} = 1209$ мм [44].

Якщо величина $n_{\phi.\phi}$ є меншою, але достатньо близькою до одного з таких стандартних значень слід його й прийняти як остаточне значення $n_{\phi.\phi}$, оскільки стандартні корпуси фірм виготовлювачів мембран є більш надійними та довговічними, ніж оригінальні.

Тоді внутрішній діаметр $D_{\phi.k}$ корпусу визначається за таблицями технічного керівництва для вибраних мембран, виходячи із остаточного прийнятого $n_{\phi.\phi}$ [44].

Якщо ж величина $n_{\phi.\phi}$, розрахована за формулою (7.4), є більшою стандартного значення, вона залишається незмінною. Тоді $D_{\phi.k}$ обчислюється, виходячи із $n_{\phi.\phi}$, зовнішнього діаметра D_{ϕ} мембрани, зовнішнього діаметра ущільнювальних кілець та товщини перемичок торцевої стінки корпусу між сусідніми установаженими в ньому мембранами [44] (два останні параметри визначаються для корпусів і кілець, виготовлених фірмою-виробником мембран).

Для зменшення гасіння, створюваних поршнем допоміжного гідроциліндра установки ударних хвиль напружень та деформацій у вологих дисперсних середовищах і досягнення, таким чином найвищого ефекту від створюваного ГПІ віброударного навантаження, діаметр $d_{\phi.2}$ та діаметр d_{n2} розподільної порожнини (див. рисунок 5.2) приймаємо рівними $D_{\phi.k}$ [116].

Подачу насоса Q_{n2} обчислюємо за формулою, отриманою із залежності (4.23):

$$Q_{n2} = v_{c0} f_{\phi} n_{\phi.\phi}. \quad (7.5)$$

Максимальну потрібну подачу насоса ГПІ визначаємо за формулою

$$Q_{n1} = \frac{2 \cdot p_{z1} W_{ГПІ} v}{K_{звГПІ}}, \quad (7.6)$$

що отримана з формул (4.1, 4.5) [46, 100], в яких об'єм $W_{ГП}$ та зведений модуль $K_{звГП}$ його пружності визначаємо за формулами, наведеними у таблиці В.2, з підстановкою залежностей (4.3, 4.4), орієнтуючись на конструктивні параметри базового вібропреса [100]. При цьому слід враховувати рекомендації притичного сполучення елементів ГП та виконання з'єднувальних гідроліній якомога коротшими та прямими [100] (див. таблицю В.1).

Далі можна розрахувати діаметр d_2 плунжера гідроциліндра ГП

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{н1}}{\pi \cdot v_I}}. \quad (7.7)$$

Жорсткість c_y обчислюємо, виходячи з умови забезпечення повернення виконавчого елемента установки на III-му етапі циклу спрацьовування її ГП (див. підрозділ 5.3) у продовж часу t_{III} , що не перевищує половину періоду його коливань [101, 165]. Це необхідно, по-перше, для створення у вологому дисперсному середовищі у продовж розглядуваного етапу більш інтенсивних хвиль розрідження [96, 116] (менших значень $p_{сIII}$ - див. формулу 4.34 та підрозділ 4.2) і зменшення, у такий спосіб, забивання пор мембрани [56 - 59]. По-друге, забезпечується повернення виконавчого елемента установки до початку наступного циклу спрацьовування ГП, а отже й збільшення амплітуди його коливань [101], що також позитивно впливає на підвищення продуктивності процесу фільтрування (див. рисунок 2.4, а). Отже приймаємо $t_{III} = t_{н.м} = \frac{l}{2 \cdot v}$ і підставляємо його разом із формулами (4.34, 4.40, 5.2 – 5.7, 5.10, 5.12, 5.13, 5.15, 5.16, 5.19 – 5.21, 5.24, 5.25, 5.34 – 5.48) у рівняння (5.49).

Масу m_I виконавчого елемента установки, що входить до рівняння (5.49), розраховуємо як суму маси m_2 плунжера гідроциліндра ГП та маси $m_{\partial.2}$ поршня і штока допоміжного гідроциліндра (див. рисунок 5.2 та підрозділ 5.2): $m_I = m_2 + m_{\partial.2}$.

Вібросіл не є потрібним для промислової установки, на якій здійснюється потокове віброударне фільтрування вологих дисперсних середовищ, тому його маса m_6 не враховується у m_I в даному проектному розрахунку. Врахування m_6 під час теоретичних досліджень установки у підрозділах 5.1 – 5.4, обумовлено тим, що її експериментальний прототип (див. рисунок 2.1 та підрозділ 2.1), був створений на базі вібропреса для формоутворення сухих порошкових заготовок, для якого вібросіл є необхідним елементом [100, 101]. Величини m_2 та $m_{\partial.2}$ визначаємо, виходячи із d_2 , $d_{\partial.2}$ та інших розмірів, що вибираються з конструктивних міркувань, за умови забезпечення надійного ущільнення і направлення плунжера і поршня гідроциліндрів в їх корпусах [116].

Розв'язуючи рівняння (5.49), отримуємо c_y .

Потужності N_{e1} , N_{e2} розраховуємо за формулами [101, 170]

$$N_{e1} = Q_{n1} p_{e1} \frac{1 - p_{e2}/p_{e1}}{\eta_{n1} \eta_{e1} \eta_{m1}}; \quad N_{e2} = \frac{Q_{n2} p_{m,n}}{\eta_{n2} \eta_{e2} \eta_{m2}}, \quad (7.8)$$

де $\eta_{n1}, \eta_{e1}, \eta_{m1}, \eta_{n2}, \eta_{e2}, \eta_{m2}$ - ККД насосів, електродвигунів і муфт ГП та привода, що забезпечує постійну циркуляцію вологих дисперсних середовищ по каналах мембрани [116, 171];

$p_{c,n}$ – тиск у вологому дисперсному середовищі, необхідний для безударного потокового фільтрування (див. підрозділ 4.1) – визначається за технічним керівництвом для обраної мембрани [44].

На основі наведеної у даному підрозділі методики може бути складена комп'ютерна програма проектного розрахунку установки з ГП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ. Блок-схема алгоритму програми представлена у таблиці 7.1 [20].

Таблиця 7.1 – Блок-схема алгоритму проектного розрахунку установки з ГП для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ

Вибір вихідних даних: $p_{c,max}, p_{e1}, p_{e2}, v, z_{Ia}, \rho_{p,p}, K_{p,p}, W_p, W_z, h_{\bar{o}}, \Delta t_p, \rho_c, c_{mz}, c_{pz}, \alpha_{mz}, \alpha_{pz}, \sigma_{0z}, K_{cm}$
Визначення $l_{\phi}, d_{\phi}, n_{\kappa}, f_{\phi}, S_{\phi}, p_{c,n}, v_{c0}$, уточнення $p_{c,max}$
Визначення $v_I = 2 \cdot z_{Ia} v$; (7.1), перевірка виконання умови $v_I \geq 0,12 \cdot v_{c0}$ (7.2), при невиконанні (7.2) - збільшення v_I до величини $v_I = 0,12 \cdot v_{c0}$, корекція z_{Ia} або v , з використанням (7.1).
Визначення $m, q, k_o, r_{\kappa,o}, R_{\phi}, \lambda_{\phi}, \zeta_{\phi}, \zeta_{\phi,n2}, \zeta_{p,n2}$, розрахунок: $v_{cl} = v_{c0} + v_I$; (4.31)
$v_{cII} = v_{c0} + v_I/2$; (5.5, 5.20) $v_{cIII} = v_{c0} - v_I$; $\rho_{c,t} = \frac{\rho_m}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \Delta t_m}$; (4.13)
$\Delta p_{m,\phi I(II,III)} = \lambda_{\phi} \rho_{c,t} \frac{l_{\phi}}{d_{\phi} n_{\kappa}} \frac{v_{cl(II,III)}^2}{2}$; $\Delta p_{c,\phi,n2 I(II,III)} = \zeta_{\phi,n2} \rho_{c,t} \frac{v_{cl(II,III)}^2}{2}$;
$\Delta p_{c,p,n2 I(II,III)} = \zeta_{p,n2} \rho_{c,t} \frac{v_{cl(II,III)}^2}{2}$; $\Delta p_{c,\phi I(II,III)} = \zeta_{\phi} \rho_{c,t} \frac{v_{cl(II,III)}^2}{2}$; (4.35)
$\Delta p_{y\partial,max} = 4 \cdot v \cdot \rho_{c,t} v_{c0} l_{\phi}$; (4.28) $p_3 = \rho_{c,t} g \cdot h_{\bar{o}}$;
$p_{cl} = p_{c,n} + \Delta p_{y\partial,max} - \Delta p_{m,\phi I} - \Delta p_{c,\phi,n2 I} - \Delta p_{c,p,n2 I} - \Delta p_{c,\phi I}$; (4.32)
$p_{cII} = p_{c,n} + \Delta p_{y\partial,max} / 2 - \Delta p_{m,\phi} - \Delta p_{c,\phi,n2} - \Delta p_{c,p,n2} - \Delta p_{c,\phi}$; (4.33)

$$p_{cIII} = p_{c.n} - \Delta p_{m.\phi III} - \Delta p_{c.вх.n2III} - \Delta p_{c.p.n2III} - \Delta p_{c.вх.\phi III}; \quad (4.34)$$

$$\Delta p_{\phi I(II,III)} = p_{cI(II,III)} - p_3; \quad (4.36) \quad v_{\phi I(II,III)} = \frac{\Delta p_{\phi I(II,III)}^{1-m}}{q \cdot k_o r_{к.о} + R_{\phi}}; \quad (1.8)$$

$$Q_{\phi.odI(II,III)} = v_{\phi I(II,III)} S_{\phi}; \quad (4.37) \quad Q_{\phi.od} = \frac{2 \cdot Q_{\phi.odI} + Q_{\phi.odII} + Q_{\phi.odIII}}{4}; \quad (7.3)$$

$$n_{\phi.p} = \frac{Q_{\phi}}{Q_{\phi.od}} \quad (7.4), \text{ округлення } n_{\phi.p} \text{ до найближчого більшого цілого}$$

стандартного значення $n_{\phi.\phi}$.

Визначення $D_{\phi.к}$ та $d_{\phi.г} = D_{\phi.к}$.

Визначення $Q_{н2} = v_{c0} f_{\phi} n_{\phi.\phi}$. (7.5)

Попередній вибір: $l_{н1}, d_{н1}, \delta_{н1}, l_1, d_1, \delta_1, l_{3\phi1}, d_{3\phi1}, \delta_{3\phi1}, l_{3\phi2}, d_{3\phi2}, \delta_{3\phi2}, l_{н11}, d_{н11}, \delta_{н11}, l_{н12}, d_{н12}, \delta_{н12}, l_{н13}, d_{н13}, \delta_{н13}, l_2, d_2, \delta_2, l_{22}, d_{22}, \delta_{22}, l_{23}, d_{23}, \delta_2, K_{cui}$ та розрахунок:

$$K_{н1} = \frac{K_{cui} \delta_{н1}}{d_{н1}}; \quad K_1 = \frac{K_{cm} \delta_1}{d_1}; \quad K_{3\phi1} = \frac{K_{cm} \delta_{3\phi1}}{d_{3\phi1}}; \quad K_{3\phi2} = \frac{K_{cm} \delta_{3\phi2}}{d_{3\phi2}}; \quad (4.4)$$

$$K_{н11} = \frac{K_{cm} \delta_{н11}}{d_{н11}}; \quad K_{н12} = \frac{K_{cm} \delta_{н12}}{d_{н12}}; \quad K_{н13} = \frac{K_{cm} \delta_{н13}}{d_{н13}}; \quad K_2 = \frac{K_{cm} \delta_2}{d_2}; \quad (4.4)$$

$$K_{22} = \frac{K_{cm} \delta_{22}}{d_{221}}; \quad K_{23} = \frac{K_{cm} \delta_{23}}{d_{23}}; \quad (4.4)$$

$$K_{p1} = \frac{K_{p.p} \left(\frac{W_p}{W_2} + 1 \right)}{\frac{W_p}{W_2} + K_{p.p} \frac{p_0}{p_{21}}}; \quad K_{p.3} = \frac{K_{p.p} \left(\frac{W_p}{W_2} + 1 \right)}{\frac{W_p}{W_2} + K_{p.p} \frac{p_0}{p_3}}; \quad (4.3); \quad K_{p.cp} = \frac{K_{p1} + K_{p.3}}{2}; \quad (5.9)$$

$$W_{III} = l_{н1} f_{н1} + l_1 f_1 + l_{3\phi1} f_{3\phi1} + l_{3\phi2} f_{3\phi2} + l_{н11} f_{н11} + l_{н12} f_{н12} +$$

$$+ l_{н13} f_{н13} + l_2 S_2 + l_{22} S_{22} + l_{23} f_{23}$$

$$K_{3\phi III} = \frac{1}{\frac{1}{K_{p.cp}} + \frac{1}{K_{н1}} + \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{3\phi1}} + \frac{1}{K_{3\phi2}} + \frac{1}{K_{н11}} + \frac{1}{K_{н12}} + \frac{1}{K_{н13}} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_{22}} + \frac{1}{K_{23}}};$$

$$Q_{н1} = \frac{2 \cdot p_{21} W_{ГПП} v}{K_{36ГПП}}. \quad (7.6)$$

$$\text{Визначення: } d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{н1}}{\pi \cdot v_I}}. \quad (7.7)$$

Визначення: $l_2, f_2, l_3, f_3, l_{n2}, f_{n2}, l_4, f_4, l_{n.d}, \lambda_{н1}, \lambda_1, \lambda_{361}, \lambda_{362}, \lambda_{н11}, \lambda_{н12}, \lambda_{н13}, \lambda_2, \lambda_{22}, \lambda_{23}, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_{n2}, \lambda_{n.d}, \lambda_\phi, \zeta_n, \zeta_{p.n1}, \zeta_{6.n1}, \zeta_{6.n2}, \zeta_{36.36}, \zeta_{62}, \zeta_{3.к}, \zeta_{кp1}, \zeta_{кp2}, \zeta_{в.ф}, \zeta_{p4}, \zeta_{вх.б}, \zeta_{363}, m_2, m_{d.2}, \delta_3, K_{2ym}, K_{2ym-мк}, K_{лам}, c_{3.к}, z_{3.к}, m_{3.к}, \beta$

$$\text{Розрахунок } c_y \text{ за формулами: } t_{III} = \frac{l}{2 \cdot v}; \quad \rho_{p.p.t} = \frac{\rho_{p.p}}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \Delta t_p};$$

$$E_{к.н1} = \frac{Q_{н1} \cdot t_{III} (p_{22} + p_3)}{2}; \quad (5.89) \quad E_{к.н2} = Q_{н2} \cdot t_{III} \cdot p_{с.н}; \quad (5.2)$$

$$m_{36.p} = \frac{1}{3} f_2^2 \cdot \rho_{p.p.t} \left(\frac{l_{н1}}{f_{н1}} + \frac{l_1}{f_1} + \frac{l_{361}}{f_{361}} + \frac{l_{362}}{f_{362}} + \frac{l_{н11}}{f_{н11}} + \frac{l_{н12}}{f_{н12}} + \frac{l_{н13}}{f_{н13}} + \frac{l_2}{S_2} + \frac{l_{22}}{S_{22}} + \frac{l_{23}}{f_{23}} + \frac{l_2}{f_2} \right); \quad (5.19)$$

$$m_{3c} = \frac{1}{3} \rho_{с.т} l_3 f_3; \quad (5.4) \quad m_I = m_2 + m_{d.2};$$

$$m_{36.c} = \frac{1}{3} f_{n2}^2 \cdot \rho_{с.т} \left(\frac{l_{n2}}{f_{n2}} + \frac{l_\phi}{n_{\phi.ф} f_\phi} + \frac{l_4}{f_4} \right); \quad m_{n.d.c} = \frac{1}{3} \rho_{с.т} l_{n.d} S_{d.2}; \quad (5.38)$$

$$v_{36.p} = \frac{Q_{н1}}{f_2}; \quad (5.20) \quad v_{36.c} = \frac{Q_{н2}}{f_{n2}}; \quad (5.39) \quad v_{3c} = \frac{Q_{н2}}{f_3}; \quad (5.5)$$

$$\lambda_{36ГПП} = \lambda_{н1} \frac{l_{н1}}{d_{н1}} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \lambda_{361} \frac{l_{361}}{d_{361}} + \lambda_{362} \frac{l_{362}}{d_{362}} + \lambda_{н11} \frac{l_{н11}}{d_{н11}} + \lambda_{н12} \frac{l_{н12}}{d_{н12}} + \lambda_{н13} \frac{l_{н13}}{d_{н13}} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \lambda_{22} \frac{l_{22}}{d_{22}} + \lambda_{23} \frac{l_{23}}{d_{23}} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2}; \quad (5.21)$$

$$\zeta_{36ГПП} = 3 \cdot \zeta_n + \zeta_{p.n1} + \zeta_{6.n1} + \zeta_{36.36} + \zeta_{62} + \zeta_{вх.б}; \quad (5.21)$$

$$\lambda_{36.ф} = \lambda_{n2} \frac{l_{n2}}{d_{n2}} + \lambda_\phi \frac{l_\phi}{d_\phi n_\kappa} + \lambda_4 \frac{l_4}{d_4}; \quad (5.40) \quad \zeta_{363} = \zeta_{вх.n2} + \zeta_{3.к} + \zeta_{кp1}; \quad (5.6)$$

$$\zeta_{36.ф} = \zeta_{p.n2} + \zeta_{вх.ф} + \zeta_{6.ф} + \zeta_{кp2} + \zeta_{p4} + \zeta_n + \zeta_{вх.б}; \quad (5.40)$$

$$E_{\kappa.3\phi.p} = \frac{m_{3\phi.p} v_{3\phi.p}^2}{2} (1 + \lambda_{3\phi\Gamma III} + \zeta_{3\phi\Gamma III}); \quad (5.3) \quad E_{\kappa I} = \frac{m_I v_{In}^2}{2}; \quad (5.37)$$

$$E_{\kappa.3\phi.c} = \frac{m_{3\phi.c} v_{3\phi.c}^2}{2} (1 + \lambda_{3\phi.\phi} + \zeta_{3\phi.\phi}); \quad E_{\kappa 3c} = \frac{m_{3c} v_{3c}^2}{2} (1 + \lambda_3 + \zeta_{3\phi 3}); \quad (5.3)$$

$$E_{\kappa.n.\partial.c} = \frac{m_{n.\partial.c} v_{In}^2}{2} (1 + \lambda_{n.\partial} + \zeta_{\phi.n2}); \quad (5.37) \quad K_2 = \frac{K_{\text{зум-тк}} \delta_2}{d_2};$$

$$K_3 = \frac{K_{\text{зум}} \delta_3}{d_3}; \quad K_4 = \frac{K_{\text{зум}} \delta_4}{d_4}; \quad K_{n2} = \frac{K_{\text{лам}} \delta_{n2}}{d_{n2}}; \quad K_{\partial.2} = \frac{K_{\text{cm}} \delta_{\partial.2}}{d_{\partial.2}}; \quad (4.4)$$

$$K_{3\phi\Gamma III} = I / \left[\begin{array}{c} \frac{1}{K_{n1}} + \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{3\phi 1}} + \frac{1}{K_{3\phi 2}} + \frac{1}{K_{n11}} + \\ + \frac{1}{K_{n12}} + \frac{1}{K_{n13}} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_{22}} + \frac{1}{K_{23}} + \frac{1}{K_2} \end{array} \right]; \quad (5.24)$$

$$K_{p.cp}^{III} = \frac{K_{p2} + K_{p.3}}{2}; \quad (5.42) \quad K_{3\phi.\phi} = \frac{I}{\frac{1}{K_{n2}} + \frac{1}{K_4}}; \quad (5.42)$$

$$\alpha_{3.\kappa} = 2 \cdot \beta \sqrt{c_{3.\kappa} m_{3.\kappa}}; \quad (5.13) \quad c_c = c_{mz} + c_{pz};$$

$$E_{n3c} = \frac{(c_{mz} + c_{pz}) (v_{3c} t_{III})^2}{2} + \frac{p_{c.n}^2 l_3 f_3}{2 \cdot K_3}; \quad (5.7) \quad E_{n.y} = \frac{c_y \cdot (z_{0y} + z_{Ia})^2}{2}; \quad (5.25)$$

$$E_{n.3\phi.p} = \frac{(p_{22}^2 - p_3^2) (W_{\Gamma III} + l_2 f_2) (K_{3\phi.\Gamma III}^{III} + K_{p.cp}^{III})}{2 \cdot K_{3\phi.\Gamma III}^{III} K_{p.cp}^{III}}; \quad (5.41)$$

$$E_{n.3\phi.c} = \frac{c_c z_{Ia}^2}{2} + \frac{(p_{cII}^2 - p_{cIII}^2) (l_{n2} f_{n2} + l_\phi f_\phi + l_4 f_4)}{2 \cdot K_{3\phi.\phi}}; \quad (5.41)$$

$$E_{n.n.\partial.c} = \frac{(p_{cII}^2 - p_{cIII}^2) l_{n.\partial} S_{\partial.2}}{2 \cdot K_{\partial.2}}; \quad (5.41) \quad E_{n.3.\kappa} = \frac{c_{3.\kappa} \cdot z_{3.\kappa}^2}{2}; \quad (5.10)$$

$$E_{nI} = m_I \cdot g \cdot z_{Ia}; \quad (5.43) \quad E_{\kappa.\phi.m.3.\kappa} = \alpha_{3.\kappa} \cdot v_{3c} \cdot z_{3.\kappa}; \quad (5.12)$$

$$E_{\kappa.\phi.mI} = \alpha_I \cdot v_I \cdot z_{Ia} / 2; \quad (5.44) \quad E_{\kappa.c.m.\partial} = 0,1 \cdot S_{\partial.2} z_{Ia} (p_{22} + p_3) / 2; \quad (5.45)$$

$$E_{\kappa.\phi.m.\phi.n.c} = (\alpha_{mz} + \alpha_{pz}) \frac{Q_{n2}}{2} \left(\frac{1}{f_{n2}} + \frac{1}{f_\phi} + \frac{1}{f_4} \right) \cdot v_{3c} t_{III}; \quad (5.46)$$

$$E_{к.в.м.н.д.с} = (\alpha_{mz} + \alpha_{pz}) \frac{V_{In}}{2} z_{Ia}; \quad (5.47)$$

$$E_{к.н.д.н.д.с} = \sigma_c z_{Ia}; \quad E_{к.н.д.ф.н.с} = \sigma_c \frac{Q_{H2}}{2} \left(\frac{1}{f_\phi} + \frac{1}{f_4} \right) t_{III}; \quad (5.48)$$

$$E_{к.н1} + E_{к.н2} / 2 + E_{н1} + E_{н.у} = E_{к.зв.р} + E_{к1} + E_{к.н.д.с} + \quad (5.34)$$

$$+ E_{н.зв.р} + E_{н.н.д.с} + E_{к.с.т.д} + E_{к.в.м1} + E_{к.в.м.н.д.с} + E_{к.н.д.н.д.с};$$

$$E_{к.н2} / 2 = E_{к.зв.с} + E_{н.зв.с} + E_{фIII} + E_{к3с} + E_{к.н.д.ф.н.с} + \quad (5.34)$$

$$+ E_{н3с} + E_{н.з.к} + E_{к.в.т.з.к} + E_{к.в.т.ф.н.с} + E_{к.в.т.с3} + E_{к.н.д.с3}.$$

Вибір $\eta_{н1}, \eta_{ел}, \eta_{м1}, \eta_{н2}, \eta_{ел2}, \eta_{м2}$ і визначення

$$N_{ел1} = Q_{н1} p_{з1} \frac{1 - p_{з2} / p_{з1}}{\eta_{н1} \eta_{ел1} \eta_{м1}}; \quad N_{ел2} = \frac{Q_{н2} p_{м.н}}{\eta_{н2} \eta_{ел2} \eta_{м2}}. \quad (7.8)$$

7.2 Схеми обладнання для фільтрування

На рисунку 7.1 показана принципова гідро-кінематична схема промислової з ГПП установки для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ [108].

Для забезпечення необхідної високої продуктивності робочого процесу у корпусі 12 паралельно встановлено одразу кілька трубчастих керамічних мембран 5 [18, 39, 40], що ущільнюються кільцями 4.

Фільтрат вологих дисперсних середовищ забирається відцентровим насосом 6 з баку 8 і подається в напрямку, показаному стрілками через мембранний зворотний клапан 7 [116], кран 13, по каналах мембран 5, кран 14, гідролінії 9 і далі знов по тому самому колу. За допомогою кранів 13, 14 у середовищі фільтрату, що проходить по каналах мембран створюються необхідні опір і тиск. Таким чином, рідинна фаза середовищ витискається через пори у стінках мембран, фільтрується і по відводах 10 стікає у бак 11.

Для зменшення забивання пор мембран і підвищення продуктивності робочого процесу, у середовищі фільтрату, що циркулює по їх каналах, за допомогою двоступінчастого плунжера 1 створюються ударні хвилі напружень та деформацій [46, 142, 155].

Плунжер 1 розташовується у корпусі 3, співвісному з корпусом 12. Порожнини обох корпусів сполучаються за допомогою короткого гумово-тканинного рукава 15. Переміщення плунжера 1 зверху обмежує пружина 2. Верхня торцева порожнина А корпусу 3 сполучається з нагнітальною гідролінією ГПП, віброзбуджувач якого приєднаний за схемою «на виході» [101, 158].

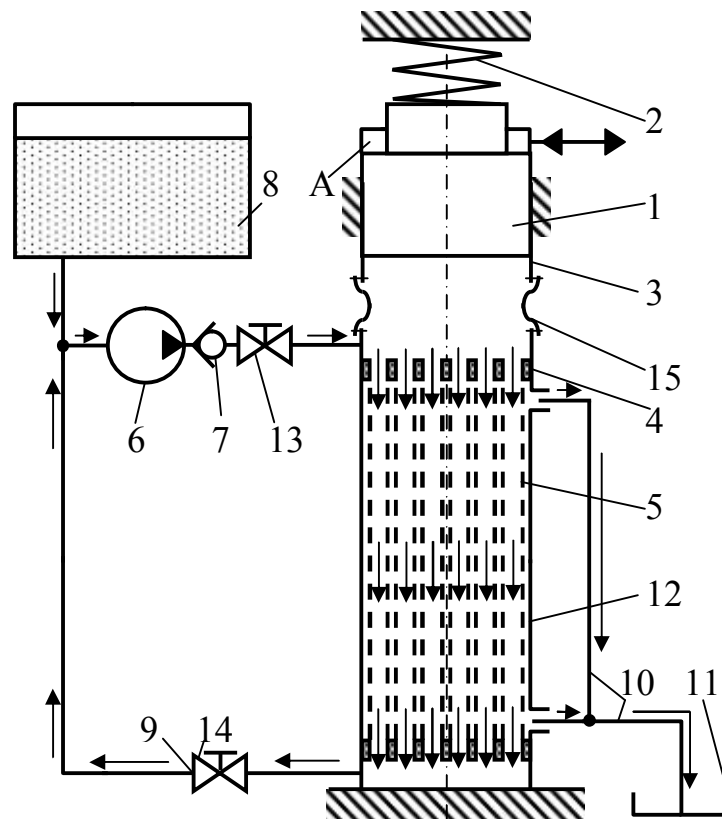


Рисунок 7.1 – Принципова гідро-кінематична схема установки з ГПІ для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ

При періодичному збільшенні і зменшенні у порожнині А тиску робочої рідини, плунжер 1 здійснює вертикальні зворотно-поступальні переміщення, результатом яких і є ударні хвилі у оброблюваному вологому дисперсному середовищі. Повернення плунжера 1 у верхнє положення на етапах падіння тиску робочої рідини у порожнині А забезпечує пружина 2. Рукав 15 запобігає передачі вібрацій від корпусу 3 до мембран 5.

На рисунку 7.2 показана ще одна схема установки для потокового фільтрування вологих дисперсних середовищ, в якій модуль постійної циркуляції фільтрату середовища по каналах трабчастих керамічних мембран має таку саму будову, що і у попередній схемі (див. рисунок 7.1). Відміною схеми на рисунку 7.2 є те, що пульсації тиску у середовищі фільтрату, який проходить по каналах мембран, забезпечуються за рахунок використання відцентрового насоса 1, у якого частина лопат 2 робочого колеса є укоротченими [116]. Це також, хоча і не в такій мірі, як в установці, виконаній за попередньою схемою (див. рисунок 7.1), буде сприяти зменшенню забивання пор мембран та підвищенню продуктивності фільтрування.

На рисунку 7.3 представлена фотографія експериментальної фільтрувальної установки німецької фірми «Membrflow Filtersysteme» (MSD-сепаратора).

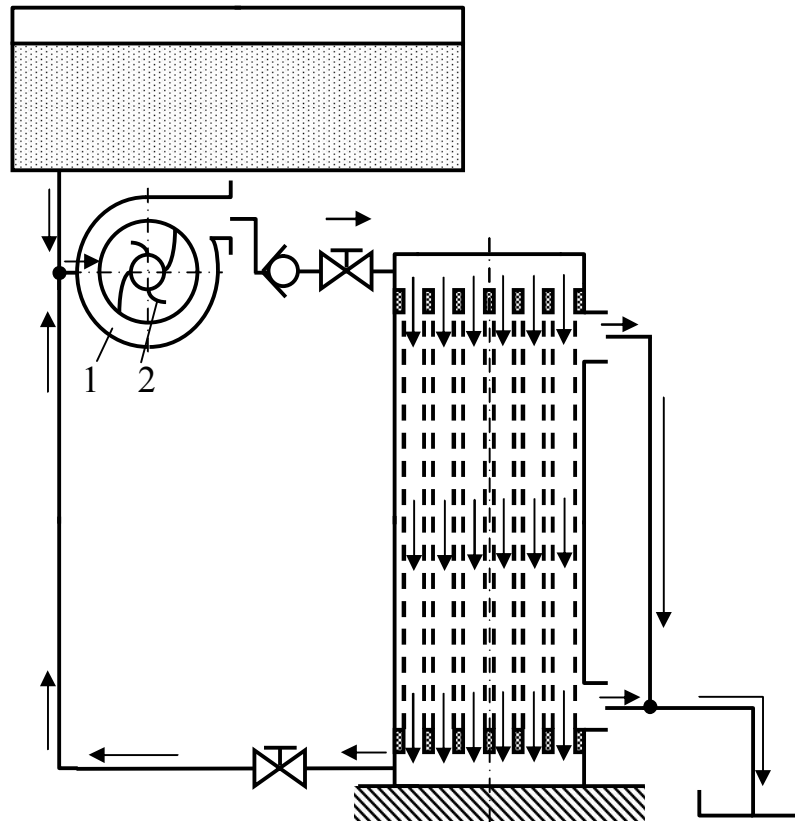


Рисунок 7.2 – Принципова гідро-кінематична схема установки для потокового фільтрування з відцентровим насосом

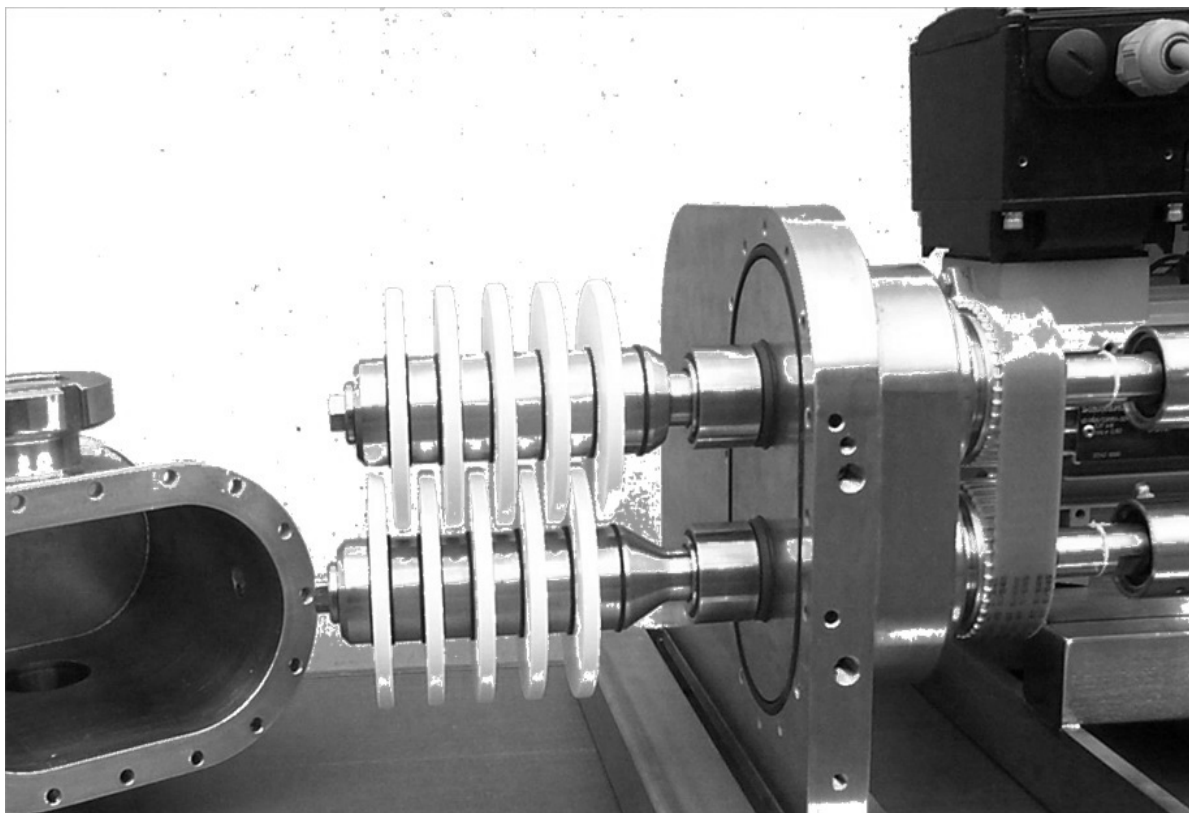


Рисунок 7.3 – Фотографія експериментальної фільтрувальної установки німецької фірми «Membrflow Filtersysteme» (MSD-сепаратор)

Установка містить корпус з розташованими в ньому двома валами, на яких закріплені дискові фільтрувальні мембрани (рисунок 7.4, а). У кожній мембрані виконані радіальні канали, сполучені з осьовими отворами валів (рисунок 7.4, б).

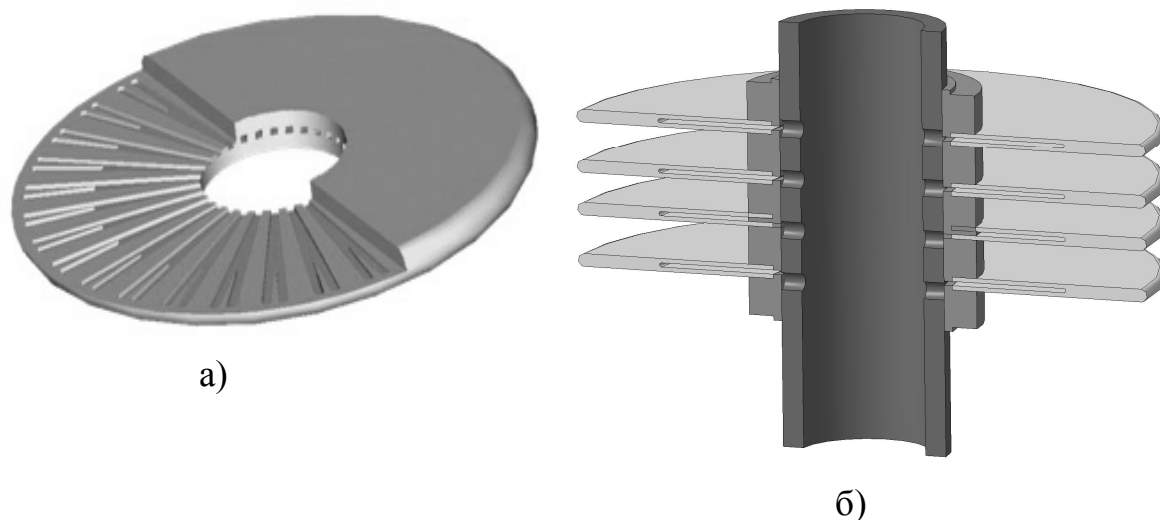


Рисунок 7.4 – Дискова фільтрувальна мембрана (а) та схема її установлення на валу фільтрувальної установки (б)

Потік вологого дисперсного середовища безперервно подається під тиском 0,2 МПа, зі швидкістю 2 м / с через корпус установки. Рідка фаза середовища витісняється через пори в стінках мембрани, очищається, стікає по радіальних каналах мембран і далі по отворах у валах йде на злив. Тверді частинки затримуються стінками мембран. Вали з мембранами безперервно і рівномірно обертаються в протилежні сторони, в результаті чого на тверді частинки вологого дисперсного середовища, які осідають на поверхні мембран, діють відцентрові сили. Останнє сприяє зменшенню засмічення мембран і збільшенню в порівнянні зі статичним фільтруванням продуктивності робочого процесу.

Однак досить великими для запобігання засмічення відцентрові сили будуть тільки близько периферії мембран, тоді як ближче до їх осі величина даних сил прагне до нуля. До того ж, в кожній окремо взятій точці на поверхні мембрани значення відцентрової сили в процесі фільтрування є стабільним. Тверді частинки при таких досить статичних умовах будуть з часом все ж накопичуватися на поверхнях мембран, що призведе до поступового зниження продуктивності робочого процесу і при використанні даного відомого способу.

З урахуванням вищевикладеного, нами пропонується більш ефективний спосіб потокового гідродинамічного фільтрування вологих дисперсних середовищ через нерухомі дискові мембрани (див. рисунок 7.5), встановлені в обертовому корпусі з лопатками на внутрішній поверхні, що забезпечує, у порівнянні з розглянутим вище відомим

способом, більш високу і стабільну в часі продуктивність робочого процесу, при менших витратах енергії і відповідну якість фільтрування.

Схема установки для реалізації запропонованого способу показана на рисунку 7.5. Установка містить корпус 1 із закріпленими на його внутрішній поверхні лопатками 2. Корпус 1 приводиться в обертання від планетарного мотор-редуктора 3 (при необхідності зміни швидкості обертання корпусу в його приводі може використовуватися коробка швидкостей або електродвигун постійного струму з регулятором частоти). Фільтрувальні мембрани 5 нерухомо закріплені на чотирьох валах 6 (для збільшення продуктивності установки число валів з мембранами в корпусі може бути збільшено до восьми і більше). Вали 6 жорстко кріпляться до нижньої поверхні диска 10, верхній торець якого нерухомо з'єднується з поперечиною 16 станини установки. Верхня частина корпусу 1 центрується по верхньому ступеню диска 10. Для запобігання витікання вологого дисперсного середовища з корпусу 1, в зазорі між ним і диском 10 встановлено кільце ущільнювача 18.

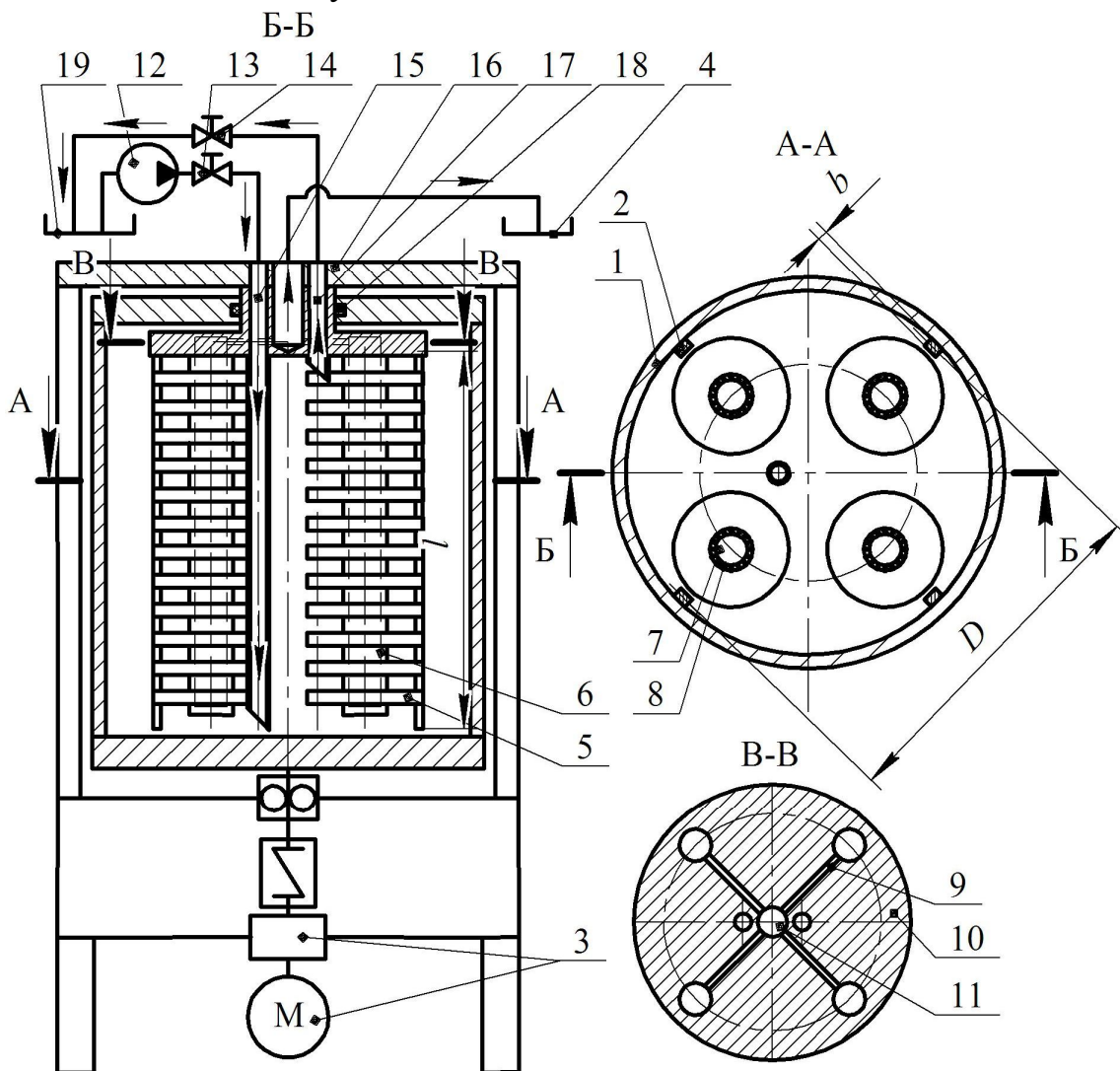


Рисунок 7.5 – Схема установки для потокового гідродинамічного фільтрування вологих дисперсних середовищ

Фільтрат волого дисперсного середовища з бака 19 безперервно подається насосом 12 по трубі 15 в корпус 1 і далі по трубі 17 назад в бак 19. За допомогою кранів 13, 14 у вологому дисперсному середовищі, що проходить через корпус 1, створюється необхідний для потокового фільтрування тиск. Рідка фаза середовища витісняється через пори в стінках мембран 5, фільтрується і відводиться по їх радіальним каналам (див. також рисунок 7.4), радіальним отворів 8 і осьовим глухим каналах 7 валів 6, радіальним отворів 9 і центральному каналу 11 диска 10 в бак 4. В результаті обертання корпусу 1 лопатки 2 створюють у вологому дисперсному середовищі періодичні хвилі підвищеного тиску, що переміщуються від периферії до осі корпусу, взаємодіють з протилежно спрямованими хвилями, взаємно відбиваються і рухаються назад до периферії корпусу.

Таким чином, у вологому дисперсному середовищі безперервно і досить істотно за величиною змінюється тиск, крім того, періодично збільшується і зменшується швидкість її потоку.

Все це сприяє руйнуванню найдрібніших структурних утворень з твердих частинок волого дисперсного середовища на поверхнях мембран, зменшення товщина шару осаду на них, збільшення і стабілізації в часі продуктивності процесу фільтрування (відповідно до даних [44], тиск і швидкість в середовищі оброблюваного матеріалу є основними параметрами, від яких найбільшою мірою залежить продуктивність фільтрування).

Для доказу ефективності запропонованого способу розрахуємо величини збільшення тиску $\Delta p_{n,z}$ та швидкості $\Delta v_{n,z}$ у вологому дисперсному середовищі при його реалізації, а також порівняємо зусилля, що діють на тверді частинки волого дисперсного середовища на поверхнях мембран в процесі потокового - F_n і потокового гідродинамічного - $F_{n,z}$ фільтрування.

Збільшення тиску $\Delta p_{n,z}$ визначаємо як

$$\Delta p_{n,z} = \frac{F_o}{S_l n_l}, \quad (7.9)$$

де F_o - окружна сила, створювана на лопатках 2 приводом установки; S_l, n_l - площа поперечного перерізу лопатки 2 та кількість лопаток.

Силу F_o визначаємо, виходячи з крутного моменту M_k на корпусі 1 (див. рисунок 7.5) та середнього діаметру D закріплення лопаток 2 в корпусі, за формулою

$$F_o = \frac{M_k}{R} = \frac{2 \cdot M_k}{D}. \quad (7.10)$$

У свою чергу, M_k можна розрахувати в залежності від потужності N_d на валу електродвигуна планетарного мотор-редуктора 3, частоти n_k обертання корпусу 1 (відповідає частоті обертання вихідного вала редуктора) і ККД редуктора - η_p .

При цьому використовуємо формулу [172]

$$M_k = 9740 \frac{N_d}{n_k} \eta_p, \quad (7.11)$$

Площа S_l можна знайти як добуток довжини l і ширини b лопатки (див. рисунок 7.5).

Збільшення швидкості $\Delta v_{n,z}$ потоку вологого дисперсного середовища в поперечному перерізі корпусу 1 дорівнює окружній швидкості v_l точки поверхні лопатки, що знаходиться на колі діаметром D [172]

$$\Delta v_{n,z} = v_l = \frac{\pi \cdot D \cdot n_k}{60}. \quad (7.12)$$

Величину $\Delta p_{n,z}$ можна також визначити за формулою Жуковського [96]

$$\Delta p_{n,z} = \rho_c \cdot c \cdot \Delta v_{n,z}, \quad (7.13)$$

де ρ_c - густина вологого дисперсного середовища; c - швидкість поширення в ньому хвилі підвищеного тиску, що визначається за формулою [96]

$$c = \frac{l}{\sqrt{\frac{\rho_c}{K_c} + \frac{\rho_c D_k}{\delta_k K_k}}}, \quad (7.14)$$

в якій K_c , K_k - модулі об'ємної пружності вологого дисперсного середовища та матеріалу корпусу 1 [96];

D_k , δ_k - внутрішній діаметр та товщина стінок корпусу.

Максимальне значення відцентрової сили F_n , що діє на тверді частинки вологого дисперсного середовища на поверхнях мембран в процесі потокового фільтрування можна розрахувати за формулою [153]

$$F_n = \frac{m_m v_m^2}{R_m}, \quad (7.15)$$

де m_m - маса середньої за розмірами твердої частинки вологого дисперсного середовища (визначається методом ситового аналізу);

v_m - окружна швидкість обертання периферії мембрани;
 R_m - радіус мембрани.

З урахуванням того, що $v_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60}$ (тут D_m - діаметр мембрани, а n_m - частота її обертання), формула (7.15) може бути перетворена до виду

$$F_n = \frac{m_m \pi^2 R_m n_m^2}{30}. \quad (7.16)$$

Зусилля $F_{n.z}$, створюване на твердих частинках вологого дисперсного середовища в процесі потокового гідродинамічного фільтрування визначаємо як

$$F_{n.z} = \Delta p_{n.z} S_n. \quad (7.17)$$

З використанням формул (7.9 – 7.17) розрахуємо основні робочі параметри досліджуваних процесів для наступних вихідних даних (див. вище):

$l = 0,652$ м; $b = 0,005$ м; $n_l = 4$; $D = 0,651$ м; $R_m = 0,1$ м; $N_d = 1,5$ кВт; $n_k = 63$ хв⁻¹; $\eta_p = 0,94$ (для планетарного мотор-редуктора МП02-26 [172]); $n_m = 80$ хв⁻¹; $m_m = 2,1 \cdot 10^{-9}$ кг (для фільтрату кавового шламу).

Обертальний момент на корпусі пропонованої установки, розраховуємо за формулою (7.11)

$$M_k = 9740 \frac{1,5}{63} 0,94 = 218 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Значення окружної сили в процесі потокового гідродинамічного фільтрування при обчисленні її за формулою (7.10), складе

$$F_o = \frac{2 \cdot 218}{0,651} = 669,7 \text{ Н}.$$

Тоді збільшення тиску, відповідно до формули (7.9)

$$\Delta p_{n.z} = \frac{669,7}{0,652 \cdot 0,005 \cdot 4} = 0,051 \text{ МПа},$$

що становить 25,5% від номінального постійного тиску $p_n = 0,2$ МПа в корпусі, рекомендованого фірмою «Membrflow Filtersysteme».

Приріст швидкості потоку вологого дисперсного середовища в поперечному перерізі корпусу за формулою (7.12) дорівнює

$$\Delta v_{n,z} = \frac{3,14 \cdot 0,651 \cdot 63}{60} = 2,1 \text{ м / с},$$

що на 110% перевищує постійну швидкість $v_n = 2 \text{ м / с}$, з якою потік вологого дисперсного середовища проходить через корпус установки.

Останнє, в свою чергу, дозволяє зменшити до мінімуму подачу $Q_{n,u}$ циркуляційного насоса 12, обмеживши її величиною, необхідною для створення в корпусі 1 заданого постійного тиску p_n , а також для забезпечення проходження через нього всього обсягу фільтрованого вологого дисперсного середовища.

Зменшення $Q_{n,u}$ дає можливість знизити потужність електродвигуна привода насоса 12, а отже і забезпечити, в порівнянні зі способом потокового фільтрування, істотну економію електроенергії.

Крім того, в приводі корпусу пропонованої установки використовується один досить малопотужний (1,5 кВт) електродвигун, тоді як в промислових установках «Membrflow Filtersysteme» кожен вал з мембранами (число валів в установці може досягати восьми і більше) приводиться від окремого електродвигуна.

Максимальне зусилля, що діє на тверді частинки вологого дисперсного середовища в процесі потокового фільтрування відповідно до формули (7.16) дорівнює

$$F_n = \frac{2,1 \cdot 10^{-9} 3,14^2 \cdot 0,1 \cdot 80^2}{30} = 4,42 \cdot 10^{-13} \text{ Н}.$$

Аналогічне зусилля в процесі потокового гідродинамічного фільтрування (див. формулу (7.17)) становить

$$F_{n,z} = 0,051 \cdot 10^6 \cdot 0,652 \cdot 0,005 = 166,3 \text{ Н},$$

що на 14 порядків більше F_n .

Розраховані періодичні збільшення $F_{n,z}$, $\Delta p_{n,z}$, $v_{n,z}$ повторюються з частотою

$$f = \frac{n_l \cdot n_k}{60} = \frac{4 \cdot 63}{60} = 4,2 \text{ Гц},$$

що забезпечує досить інтенсивне навантаження фільтрованого вологого дисперсного середовища. При цьому частоту f при необхідності можна досить просто підвищити, шляхом збільшення числа n_l лопаток.

Ще один параметр ефективності розглянутих процесів висока якість фільтрації вологого дисперсного середовища в пропонованій установці,

буде гарантовано забезпечений при використанні в ній промислових мембран відповідного призначення виробництва західних фірм "Membrflow filtersysteme" (див. рисунок 7.4), "Aaflow systems", "Tami", «Della Toffola» і ін.

З урахуванням усього вищевикладеного, високу ефективність запропонованого способу потокового гідродинамічного фільтрування вологих дисперсних середовищ та обладнання для його реалізації, можна вважати теоретично- і розрахунково-обґрунтованою.

7.3 Розробка та дослідження обладнання для високоефективного очищення стічних вод на підприємствах АПК

Очищення стічних вод є актуальним завданням для країн, міст та окремих підприємств, оскільки якість очищення води визначає можливість її повторного використання для пиття, приготування їжі, побутових і виробничих потреб, в сільському господарстві тощо. Відомо, що оптимальний спосіб очищення та найбільш ефективне обладнання для його реалізації вибираються в кожному конкретному випадку з урахуванням виду стічних вод (виробничі, побутові, атмосферні), виду забруднень (мінеральні, органічні, мінерально-органічні), їх концентрації (1 - 500, 500 - 5000, 5000 - 30 000, > 30 000 мг / л), фізичних властивостей частинок забруднень, ступеня агресивності стоків і необхідного ступеня їх очищення [173, 174].

Ефективне і якісне очищення стічних вод є актуальною проблемою для промислових, комунальних та аграрних підприємств самих різних регіонів, оскільки від її успішного рішення залежить екологічна ситуація, здоров'я населення та сільськогосподарських тварин і в цілому якість життя в регіоні. Однією з основних стадій очищення стоків є їх попереднє механічне фільтрування на металевих решітках та ситах [173, 174], яке забезпечує видалення до 60% забруднень і в першу чергу крупнодисперсних частинок [175, 176]. Але відоме обладнання для попереднього механічного очищення стічних вод, як це буде показано нижче, не забезпечує необхідної продуктивності та ефективності робочого процесу. Отже, важливою задачею є його удосконалення.

Розглянемо відоме обладнання для попереднього механічного очищення стічних вод на предмет його відповідності сучасним вимогам.

На рисунку 7.6 показані решітки [175], що призначені для затримання найгрубіших частинок забруднень у стічній воді, що проходить по каналу 1, і які після забивання піднімаються за допомогою канатів 5 та очищуються граблями 2 зі скидачем 4. Недоліком решіток є неповне очищення стержнів 3, а також дискретність робочого процесу, обумовлена необхідністю періодичного перекидання стоків та очищення стержнів, що негативно позначається на продуктивності.

На рисунку 7.7 показана пісколовка [176] для затримання важких та великих сторонніх частинок, які під дією сили власного тяжіння опускаються вниз та періодично відвантажуються, тоді як найлегші частинки спливають і також відводяться. Очевидно, що дане обладнання має значні габарити та низьку ефективність роботи. Те ж саме можна сказати про відстійники [177].

На рисунку 7.8 показаний гідроциклон [178, 179] принцип дії якого оснований на видаленні забруднень під впливом відцентрових сил. Перевагами даного обладнання є досить висока продуктивність (сили осадження зважених частинок у сотні разів більші, ніж гравітаційні сили при роботі відстійника), відсутність обертових частин (відцентрові сили створюються тангенціально спрямованим потоком води, що очищується, при цьому відсутні енерговитрати для приведення в обертання виконавчих елементів), малі габарити і маса, широкі можливості для автоматизації обладнання.

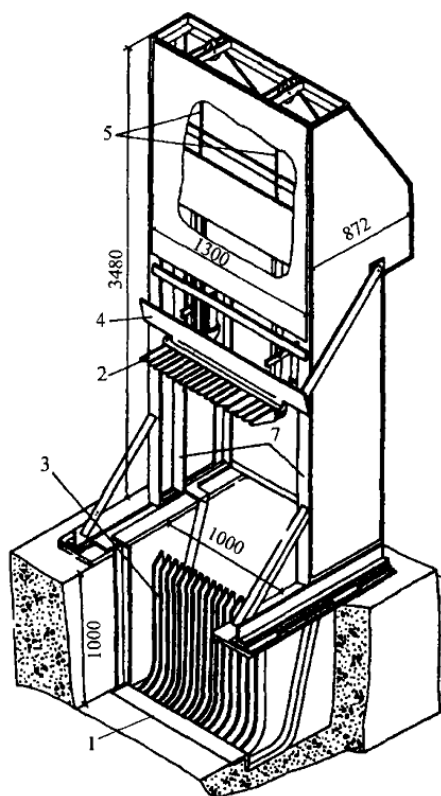


Рисунок 7.5 – Очищувальні решітки: 1 – підвідний канал; 2 – граблі; 3 – стержні решітки; 4 – скидач; 5 – канат

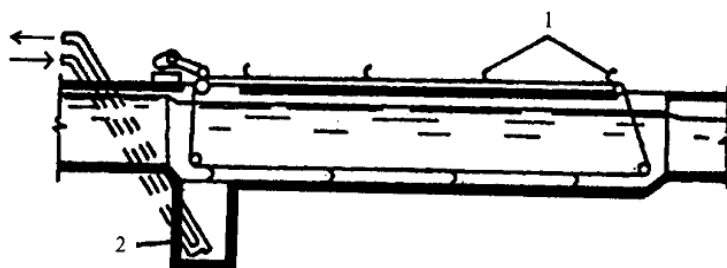


Рисунок 7.6 – Схема горизонтальної пісколовки: 1 – ланцюговий скребковий механізм; 2 – гідроелеватор

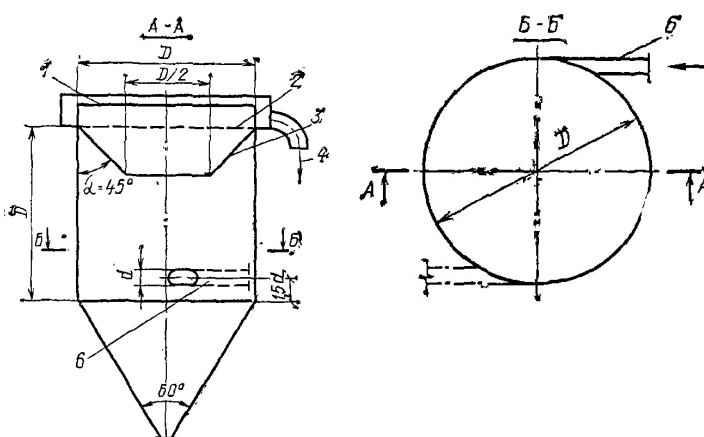


Рисунок 7.7 – Відкритий гідроциклон: 1 – водозлив; 2, 3 – діафрагми; 4 – відведення очищеної води; 6 – подача стічної води

Але є й недоліки. На гідроциклонах погано видаляються легкі зважені сторонні частинки з густиною, що приблизно відповідає густині очищеної води. Мають місце енерговитрати на подачу з досить високою швидкістю і напором забрудненої води, при цьому вказані параметри

всередині камери швидко зменшуються, що призводить до втрати ефективності роботи гідроциклону.

Таким чином, за результатами проведеного аналізу можна зробити висновок про те, що відоме обладнання для попереднього механічного очищення стічних вод не відповідає сучасним вимогам щодо продуктивності, енергоємності, матеріалоемності та якості очищення води.

У зв'язку із цим, була поставлена задача розробки та дослідження високоефективного обладнання для попереднього механічного очищення стічних вод, яке б забезпечувало безперервний високопродуктивний робочий процес, з мінімальними витратами енергії, високу надійність роботи, при простій конструкції та компактних розмірах.

На рисунку 7.8 показана розроблена нами схема установки для попереднього механічного очищення стічних вод.

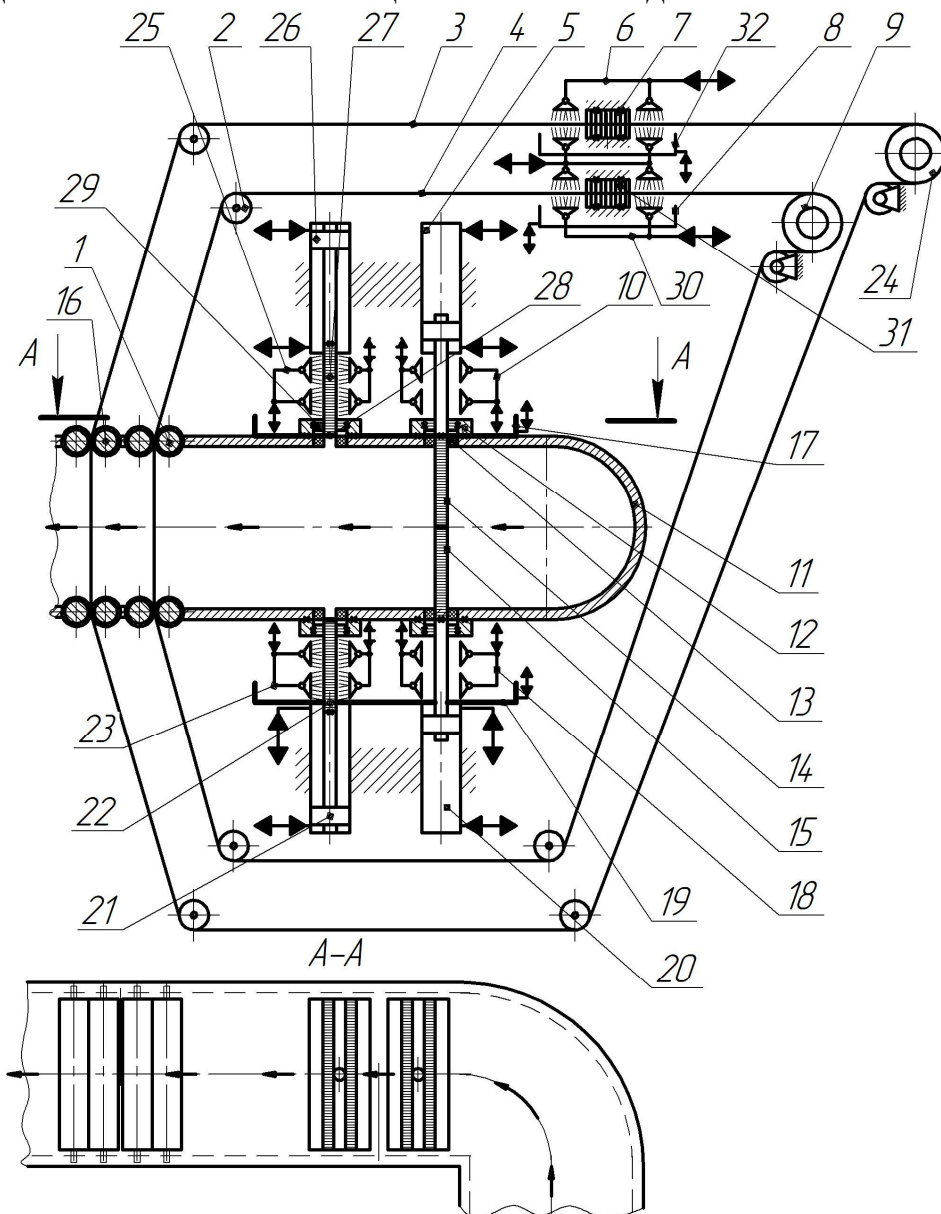


Рисунок 7.8 - Схема установки для попереднього механічного очищення стічних вод

Стічні води подаються в установку по трубі 11 і проходять через решітки 14, 15 грубої очистки, що забезпечують затримання великих забруднень, стрічкове металеве сито 4 нормальної очистки та стрічкове сито 3 тонкого очищення, після чого стоки по трубі подаються на наступні стадії очищення, передбачені відповідно до встановленими вимогами.

При безперервному проходженні стоків через решітки 14, 15 останні поступово засмічуються великими частками забруднень (момент гранично допустимого засмічення може визначатися за допомогою датчиків швидкості потоку, встановлених на решітках з боку подачі стоків).

Тому для очищення решіток 14, 15 в трубу 11 переміщаються решітки 22, 27 (привод переміщень останніх забезпечують гідроциліндри 21, 26). Решітки 22, 27 мають такі ж прохідні отвори, як у решіток 14, 15, в зв'язку з цим після їх висунення решітки 14, 15 за допомогою гідроциліндрів 5, 20 виводяться з труби. Для цього робоча рідина під тиском подається спочатку в поршневі порожнини гідроциліндрів 21, 26, тоді як їх штокові порожнини повідомляються зі зливом. В результаті поршні гідроциліндрів 21, 26 і разом з ними грати 22, 27 рухаються назустріч до контакту ущільнень 28 на торцях решіток. Відразу після цього робоча рідина починає подаватися в штокові порожнини гідроциліндрів 5, 20 (їх поршневі порожнини з'єднані зі зливом). Таким чином, поршні і пов'язані з ними решітки 14, 15 розходяться в протилежні сторони.

При переміщенні решіток 14, 15 здійснюється їх очищення за допомогою щіток 12 і промивання струменями води з гідрантів 10. Видалені з решіток 14, 15 забруднення стікають в відстійник 17, з якого періодично відводяться. Промиті решітки 14, 15 утримуються гідроциліндрами 5, 20 у відведеному положенні до засмічення решіток 22, 27. Після цього решітки 14, 15 вводяться в трубу 11, а решітки 22, 27 виводяться, очищаються за допомогою щіток 29 і промиваються струменями води з гідрантів 25. Таким чином, працює по черзі то одна, то інша пара решіток 14, 15 або 22, 26, забезпечуючи безперервну, якісну і високопродуктивну попередню очистку стоків.

Більш дрібні забруднення, що проходять через решітки 14, 15 або 22, 26 затримуються з'єднаним в кільце стрічковим ситом 4. В залежності від інтенсивності його забруднення забезпечується періодичний або безперервний рух сита через трубу 11 за допомогою приводного барабана 9 з електроприводом (на схемі не показаний), натяжних роликів 2 та валків 1 із гумовою робочою поверхнею. Герметизація останніх в тілі труби 11 здійснюється за допомогою гумових ущільнень (на схемі не показані).

Після виходу забрудненої ділянки сита 4 з труби 11, в міру його переміщення, за допомогою щіток 31 та гідрантів 30 здійснюється очищення і промивання сита. Забруднення разом з водою стікають у відстійник 8. Періодичне або безперервне переміщення сита 3 тонкої очистки забезпечує приводний барабан 24 та валки 16 з гумовим

покриттям, а очищення і промивання сита при його переміщенні здійснюється за використанням щіток 7 і гідрантів 6. Описана конструкція сит 3 і 4 також дозволяє здійснювати з їх допомогою безперервну високопродуктивну очистку до встановлених норм якості.

Час повного засмічення пари решіток 14, 15 або 22, 26 можна визначити за формулою

$$t_I = \frac{W_3}{Q_c k_{3,p} k_{o,p}} = \frac{S_{p,max} t_3}{Q_c k_{3,p} k_{o,p}}, \quad (7.18)$$

де Q_c – середня витрата стоків, що проходять по трубі 11;

$k_{o,p}$ – об'ємний вміст в 1 м^3 стоків забруднень, затриманих ґратами;

W_3 – максимально допустимий обсяг забруднень на решітках, при якому необхідно проводити їх негайну очистку;

$k_{3,p}$ – коефіцієнт засмічення решіток, який враховує площу проміжків між її отворами;

$S_{p,max}$ – максимальна площа прохідного перерізу решіток;

t_3 – допустима товщина забруднень на решітках, що визначається середньою площею перерізу частинок, що затримуються решітками.

Для запобігання істотного падіння продуктивності попереднього очищення стоків на пропонованій установці очищення решіток слід проводити в момент часу $t = 0,5 \cdot t_I$.

Зміну площі прохідного перерізу решіток з часом можна визначити як

$$S_p(t) = \frac{Q_c k_{o,p} k_{3,p}}{t_3} t; \quad 0 \leq t \leq t_I. \quad (7.19)$$

Максимальні витрати стоків через решітки можуть бути виражені через площу їх прохідного перерізу відповідно до формули [96]

$$Q_c = \mu_p S_{p,max} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_c}}, \quad (7.20)$$

в якій μ_p – коефіцієнт витрат через решітки [96];

ρ_c – середня густина стоків;

Δp – перепад тисків, під дією якого стоки проходять по трубі 11 (вважаємо його для даної установки величиною постійною).

Поточне значення витрат

$$Q_c(t) = \mu_p(t) \cdot S_p(t) \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_c}}; \quad (7.21)$$

Тоді на підставі формул (7.20, 7.21) отримуємо

$$Q_c(t) = \frac{Q_c}{\mu_p S_{p.\max}} \mu_p(t) \cdot S_p(t); 0 \leq t \leq t_I. \quad (7.22)$$

Необхідну потужність гідроприводу однієї пари решіток знаходимо за формулою [65]

$$N_{n.p} = \frac{2 \cdot S_{ul} l_x p_z}{t_o \eta_e \eta_n \eta_m \eta_z} = \frac{2 \cdot S_{ul} l_x}{t_o \eta_e \eta_n \eta_m \eta_z} \frac{G_p - G_p + 2 \cdot R_y + 2 \cdot R_{щ} + 2 \cdot F_{z.n}}{S_{ul}} = \quad (7.23)$$

$$= \frac{4 \cdot l_x \left[\mu_{m.y} \sigma_y S_{k.y} + \mu_{m.щ} \sigma_{щ} S_{k.щ} + 2 \cdot S_{n.c} \mu_v \left(p_a + \frac{\rho_v v_c^2}{2} \right) \right]}{t_o \eta_e \eta_n \eta_m \eta_z},$$

де S_{ul} – ефективна площа поршня гідроциліндрів 5, 20 з боку штокової порожнини;

l_x – довжина ходу поршнів гідроциліндрів;

p_z – номінальний робочий тиск на вході в дані гідроциліндри;

t_o – тривалість відкриття решіток;

$\eta_e, \eta_n, \eta_m, \eta_z$ – ККД електродвигуна привода, насоса, муфти, що з'єднує насос з електродвигуном, гідроциліндра приводу;

G_p – вага решітки 14;

R_y – сила тертя в ущільненнях поршня і штока гідроциліндра 5 і в ущільненнях 13;

$R_{щ}$ – сила тертя при переміщенні решітки 14 відносно щітки 12;

$F_{z.n}$ – сила опору переміщенню решітки 14, обумовлена гідродинамічним напором струменів води [96] з гідрантів 10;

$\mu_{m.y}, \mu_{m.щ}$ – коефіцієнти тертя пар матеріал ущільнення - метал і матеріал щітки - метал;

$\sigma_y, \sigma_{щ}$ – контактні напруження, обумовлені деформацією ущільнювача та щітки;

$S_{k.y}, S_{k.щ}$ – площі контакту з ущільнювачами та щітками;

p_a – атмосферний тиск;

ρ_v – густина води;

v_c – середня швидкість струменів води з гідрантів 10;

$S_{n.p}$ – площа решітки 14, що промивається;

μ_v – коефіцієнт динамічної в'язкості води.

При цьому складові $R_y, R_{щ}, F_{z.n}$ досить просто і з більш високою точністю можна визначити експериментально за допомогою динамометра,

дослідного зразка решітки 14, вузла її ущільнення в трубі 11 з ущільнювачем 13, щітки 12, гідрантів 10 та гідроциліндра 5.

Мінімальну швидкість переміщення стрічкових сит нормальної очистки – 4 і тонкого очищення – 3 визначаємо виходячи з часу їх повного засмічення - відповідно t_{II} і t_{III} (див. також формулу (7.18))

$$v_{\min.n} = \frac{D_m}{t_{II}} = \frac{D_m S_{c.n.\max} t_{ч.н} k_{з.с.н}}{Q_c k_{o.p} k_{o.c.n}}; v_{\min.m} = \frac{D_m}{t_{III}} = \frac{D_m S_{c.m.\max} t_{ч.m} k_{з.с.m}}{Q_c k_{o.p} k_{o.c.n} k_{o.c.m}}, \quad (7.24)$$

де D_m – діаметр труби 11;

$k_{o.c.n}$, $k_{o.c.m}$ – об'ємний вміст в 1 м³ стоків забруднень, затриманих ситами нормальної і тонкого очищення;

$k_{з.с.n}$, $k_{з.с.m}$ – коефіцієнти засмічення сит нормального та тонкого очищення, які враховують площу їх осередків;

$S_{c.n.\max}$, $S_{c.m.\max}$ – максимальні площі прохідного перерізу сит нормального та тонкого очищення для ділянок сит, що знаходяться в трубі 11;

$t_{ч.н}$, $t_{ч.m}$ – середні площі поперечного перерізу частинок, що затримуються ситами нормального та тонкого очищення.

Необхідні потужності на валах барабанів 9, 24 визначаємо за формулами [180]

$$N_{n.c.n} = (N_{1n} + N_{2n})K_{\partial.n} + N_{роз.н}; N_{n.c.m} = (N_{1m} + N_{2m})K_{\partial.m} + N_{роз.m}; \quad (7.25)$$

в яких N_{1n} , N_{1m} – потужності, що витрачаються на подолання ситами опорів, створюваних щітками 31, 7 і струменями води з гідрантів 30, 6;

N_{2n} , N_{2m} – потужності, що витрачаються на холостий хід сит;

$K_{\partial.n}$, $K_{\partial.m}$ – коефіцієнти, що враховують додаткові витрати потужності від опорів на кінцевих та натяжних барабанах (при довжині конвеєра 100 м і більше можуть бути прийняті рівними 1 [180]);

$N_{роз.н}$, $N_{роз.m}$ – потужності, що витрачаються на подолання опорів від наявності на ситах додаткових розвантажувальних пристроїв.

Потужності N_{1n} , N_{1m} знаходимо як (див. формулу (7.23))

$$N_{1n} = 2 \cdot v_{\min.n} \left[\mu_{m.щ.n} \sigma_{щ.n} S_{к.щ.n} + S_{n.c.n} \mu_v \left(p_a + \frac{\rho_v v_{c.n}^2}{2} \right) \right]; \quad (7.26)$$

$$N_{1m} = 2 \cdot v_{\min.m} \left[\mu_{m.щ.m} \sigma_{щ.m} S_{к.щ.m} + S_{n.c.m} \mu_v \left(p_a + \frac{\rho_v v_{c.m}^2}{2} \right) \right], \quad (7.27)$$

де $\mu_{m.щ.n}$, $\mu_{m.щ.m}$ – коефіцієнти тертя пар матеріали щіток 31, 7 – метал;
 $\sigma_{щ.n}$, $\sigma_{щ.m}$ – контактні напруження, обумовлені деформаціями щіток;

$S_{к.ц.н}, S_{к.ц.м}$ – площі контакту з щітками;
 $v_{с.н}, v_{с.м}$ – середні швидкості струменів води з гідрантів 30, 6.
 Складові $N_{2н}, N_{2м}$ визначаються як [180]

$$N_{2н} = k_c L_{г.н} v_{\min.н}; N_{2м} = k_c L_{г.м} v_{\min.м}, \quad (7.28)$$

де $L_{г.н}, L_{г.м}$ – довжини горизонтальних ділянок сит 4, 3;
 k_c – коефіцієнт опору, що залежить від ширини сит – B_c [180], яка може бути знайдена за формулою

$$B_c = D_m + 2 \cdot t_m, \quad (7.29)$$

в якій t_m – товщина труби 11.

Потужності електродвигунів приводів сит розраховуються за допомогою залежностей [180]

$$N_{е.н} = \frac{k_{уст} N_{н.с.н}}{\eta_m}; N_{е.м} = \frac{k_{уст} N_{н.с.м}}{\eta_m}, \quad (7.30)$$

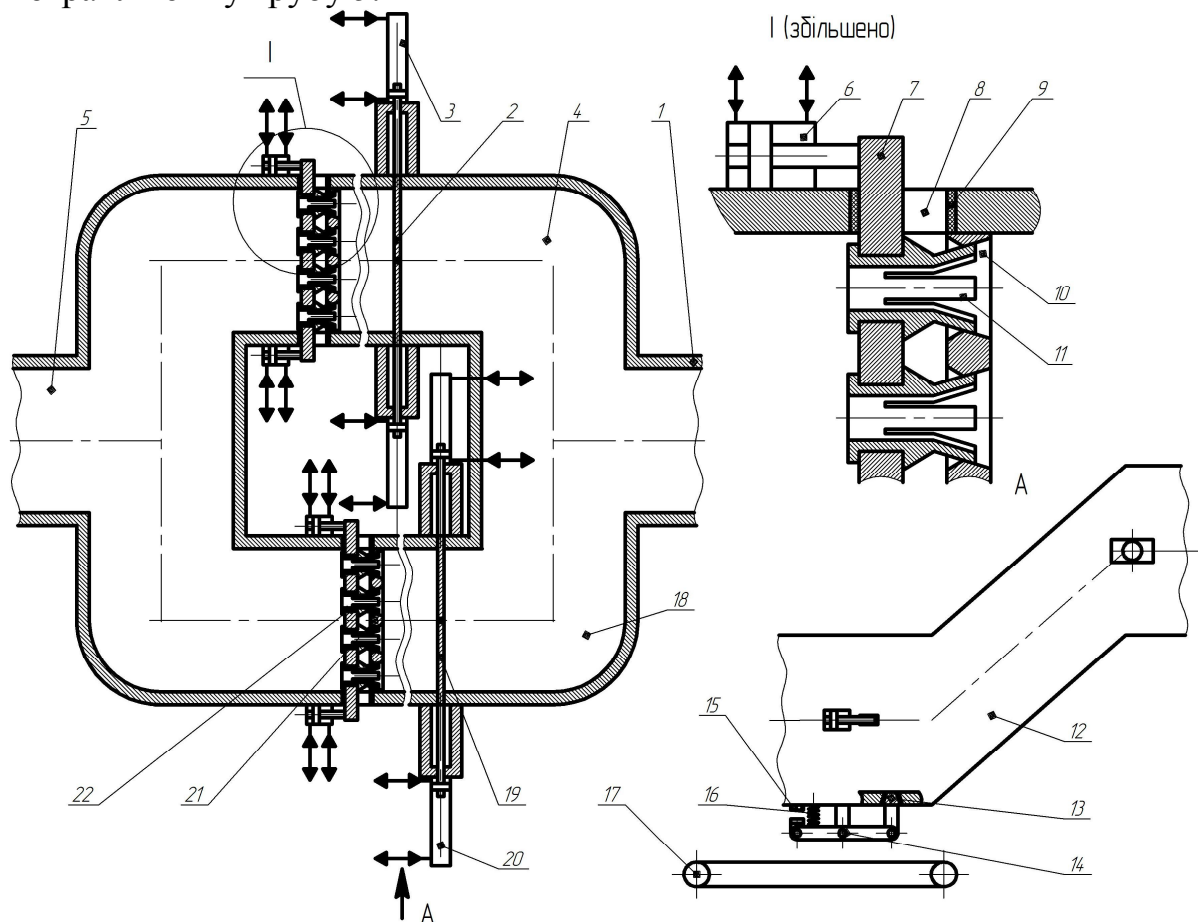
де $k_{уст}$ – коефіцієнт настановної потужності (запасу потужності);
 η_m – ККД механізму передачі обертання від електродвигуна до приводного барабана [180].

Наведені вище залежності можуть бути використані для визначення економічної ефективності запропонованої установки та для її порівняння з ефективністю відомого обладнання для очищення стічних вод, а також з метою створення методики проектного розрахунку установки.

На рисунку 7.9 показана розроблена нами схема установки для попереднього механічного очищення стічних вод. Останні подаються по трубі 1 і для здійснення процесу очищення потрібно відкрити пару заслінок 2, що розташовуються у трубі 4. Вказане відкривання здійснюється за допомогою пари гідроциліндрів 3. При цьому друга пара заслінок 19 у трубі 18 залишається закритою. Води проходять через отвори плити 10 (див. виносний елемент I на рисунку 7.9) і далі через отвори та осьові пази цанг 11, закріплених на плиті 7, що виконують функцію фільтрувальних решіток для затримання найбільших за розмірами частинок забруднень. Очищені від них води проходять через отвори плити 7 і далі по трубі 5 до наступної стадії очищення.

Після часткового забивання прохідних фільтрувальних отворів та пазів, про що може сигналізувати витратомір, установлений у трубі 5, заслінки 2 закриваються і відразу за допомогою гідроциліндрів 20 відкриваються заслінки 19 у трубі 18, в результаті стічні води йдуть на

очищення через отвори плити 21 та цанги 22 і далі очищеними потрапляють у трубу 5.



Рисунку 7.9. Схема установки для попереднього механічного очищення стічних вод: 1, 5 – підвідна та відвідна труби; 2, 19 – заслінки; 3, 6, 20 – гідроциліндри; 4, 18 – відводи системи очищення; 7, 10, 21 – плити; 8 – паз; 9 – ущільнення; 11, 22 – цанги; 12 – похила труба; 13 – зливний клапан; 14 – важіль; 15 – електромагніт; 16 – пружина; 17 – стрічковий конвеєр

Одночасно за допомогою гідроциліндрів 6 плита 7 зміщується вправо за схемою цанги 11 виходять з отворів плити 10 та звільняють їх від забруднень. Ущільнення штифтв плит 7 у отворах 8 в трубі 4 здійснюється за допомогою гумових прокладок. Наприкінці ходу поршнів гідроциліндрів 6 конічні ступені цанг 11 перекривають отвори 10.

Вмикається електромагніт 15 (див. вид А на рисунку 7.9) в результаті його якір, закріплений на лівому кінці важеля 14 притягується до осердя. Важіль 14 повертається вправо і, таким чином, клапан 13 в нижній частині труби 4 відкривається і стічні води з похилої труби 12, що розташовується між заслінками 2 та плитою 10 зливається з системи через клапан 13 на металеву стрічку конвеєра 17, яка виконує функцію сита. При цьому води, що зливаються під дією гідростатичного тиску у перерізі біля плити 10 змивають з неї та з цанг 11 забруднення. Далі електромагніт 15

вимикається і пружина 16 повертає важіль 14 у вихідне положення, що призводить до закривання клапана 13. За допомогою гідроциліндрів 3 плита 7 із цангами 11 відводиться у вихідне положення, таким чином, отвори плити 10 знову відкриваються.

Після засмічення прохідних отворів плити 21 та цанг 22 заслінки 19 висувуються в середину труби 18, тоді як заслінки 2 відводяться в протилежні сторони. В роботу знову вступає підсистема очищення з плитою 10 та цангами 11. Далі описаний робочий цикл установки безперервно повторюється раз за разом.

Таким чином, забезпечуються високі продуктивність, енергетична ефективність та надійність роботи обладнання, при компактних розмірах, простої на недорогій конструкції.

Зміну часу t_I повного засмічення пари отворів плит 10 або 21 та пазів цанг 11 або 22 можна визначити з використанням формули (7.18).

Для побудови графічної залежності t_I приймаємо $S_{p,max}$ в частках від площі прохідного перерізу труби S_m , яку, в свою чергу, можна виразити через діаметр D_m

$$S_{p,max} = 0,65 \cdot S_m = 0,65 \frac{\pi \cdot D_m^2}{4}. \quad (7.31)$$

Тоді при $D_m = 100$ мм

$$S_{p,max} = 0,65 \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Витрати Q_c визначаємо, виходячи із заданого добового обсягу стоків на підприємстві $Q_\Sigma = 500$ м³/добу, тривалості зміни $T_{зм} = 8$ год, коефіцієнта k_{np} , що враховує тривалість простоїв установки, обумовлених виконанням операцій планового технічного обслуговування установки (чищення, змащення, регулювання, заміни та поповнення робочої рідини в гідросистемі, профілактичні випробовування елементів електричної та електронної частин обладнання [181]), простоїв з організаційно-технічних причин (відсутності робітника, майстра, наладчика, роботи, сировини, електрики, документації тощо [181]), а також коефіцієнта змінності роботи $k_{зм} = 3$ за формулою

$$Q_c = \frac{Q_\Sigma}{3600 \cdot T_{зм} \cdot k_{зм} \cdot k_{np}} = \frac{500}{3600 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 0,8} = 7,23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (7.32)$$

Коефіцієнт $k_{o,p}$ визначаємо, виходячи із заданої концентрації забруднень $K_z = 30000$ мг/л, та їх густини $\rho_z = 560$ кг/м³ [177] – для підприємства м'ясо-молочної промисловості.

Тоді для визначення загального $k_{o,p\Sigma}$ для забруднень, що видаляються на трьох стадіях очищення стічних вод (попереднього, нормального та тонкого очищення) можна використати формулу

$$k_{o,p\Sigma} = \frac{K_3 \cdot 10^{-3}}{\rho_3} = \frac{30000 \cdot 10^{-3}}{560} = 0,054. \quad (7.33)$$

За даними [177] для підприємства м'ясо-молочної промисловості у одиниці об'єму стічних вод частинок розмірами $10 \div 25$ мм – 8% за об'ємом, розмірами $0,5 \div 10$ мм – 67% і розмірами $> 0 \div 0,5$ мм – 25%. Отже для першої стадії очищення

$$k_{o,p} = k_{o,p\Sigma} \cdot 0,08 = 0,054 \cdot 0,08 = 4,32 \cdot 10^{-3}. \quad (7.34)$$

Прийmemo, максимальний розмір затримуваних частинок забруднень $t_3 = 25$ мм.

Коефіцієнт $k_{з,p}$ визначаємо, виходячи із діаметра D_m , розмірів прохідних осередків плит та цанг ($B_n = H_u = 20$ мм). Тоді за формулою (7.18)

$$t_I = \frac{S_{p,\max} t_3}{Q_c k_{з,p} k_{o,p}} = \frac{5,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,025}{7,23 \cdot 10^{-3} \cdot 0,72 \cdot 4,32 \cdot 10^{-3}} = 5,66 \text{ с.}$$

Далі прораховуємо t_I при різних значеннях $k_{o,p} = 1 \cdot 10^{-3} - 6 \cdot 10^{-3}$ (при певних змінах складу стічних вод та концентрації в них забруднень), а також при зміні $Q_c = 4 \cdot 10^{-3} \div 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (у випадках меншого завантаження підприємства замовленнями на продукцію і відповідно менших об'ємах стічних вод).

За отриманими значеннями будуємо графіки $t_I(k_{o,p})$ і $t_I(Q_c)$ подані на рисунку 7.10, а, б.

Як бачимо з графіка на рисунку 7.10, а, зі збільшенням $k_{o,p}$ t_I практично за експонентою убуває, що обумовлено більш швидким забиванням плит та цанг, при збільшенні концентрації у стічних водах великих забруднювальних частинок.

В подібних випадках рекомендується для забезпечення оптимального режиму роботи установки за можливістю зменшувати витрати Q_c до неї стічних вод (див. рисунок 7.10, б). Якщо це неможливо потрібно передбачити аналогічну резервну установку, тоді обидві установки будуть працювати зі значно меншим навантаженням, таким чином потреба у чищенні плит та цанг може виникати значно рідше, ніж при реалізації прорахованих вище режимів.

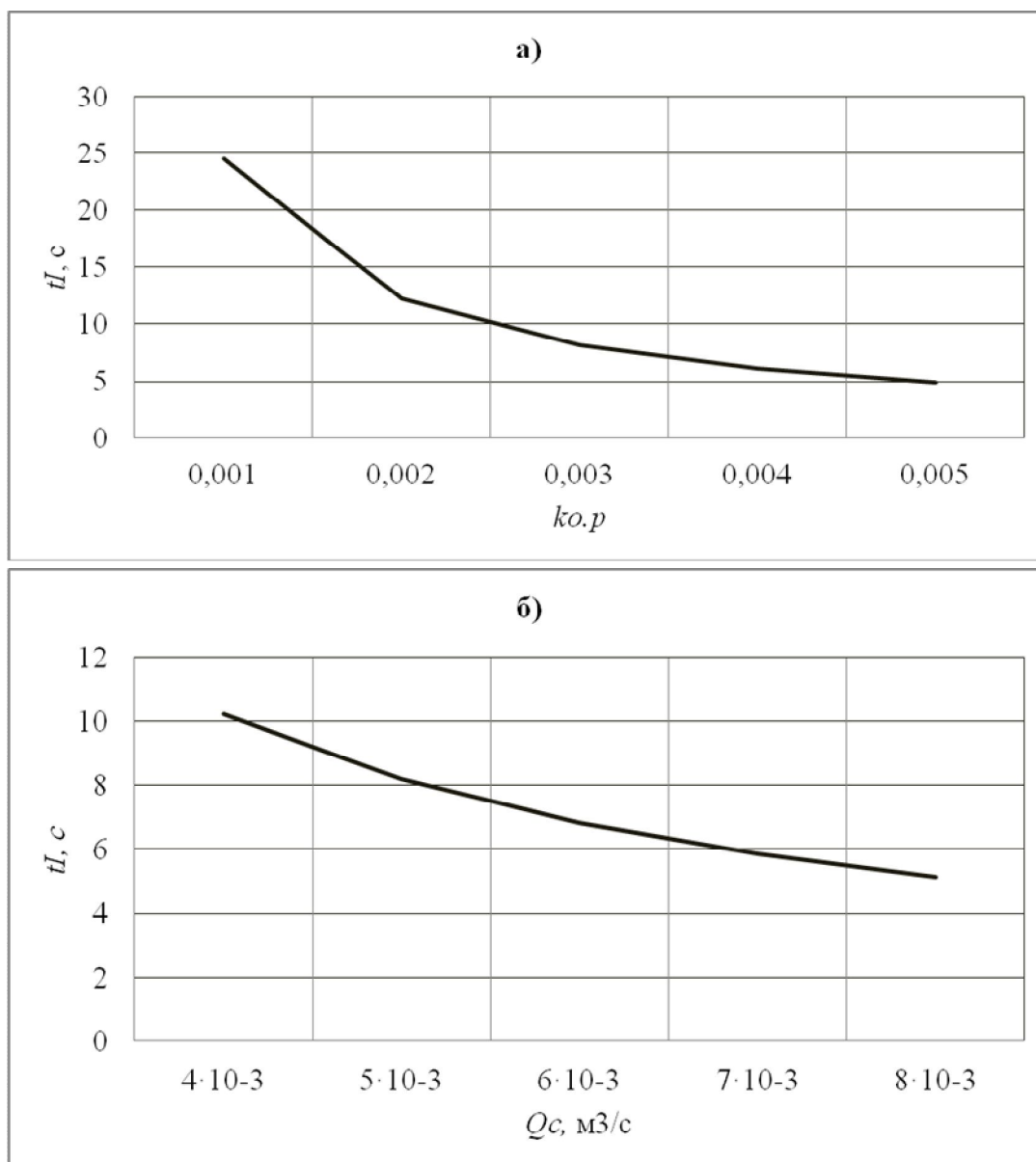


Рисунок 7.10 – Залежності часу t_l забивання плит та цанг установки від коефіцієнта $k_{o,p}$ об'ємного вмісту у 1 м^3 стоків забруднень, затримуваних плитами та цангами (а) та від середніх витрат Q_c стоків, що проходять по трубі (б)

Загалом будь яка установка повинна мати резерв за потужністю та продуктивністю на випадок вказаних змін вмісту стічних вод підприємства.

Згідно із рисунку 7.10, б зі збільшенням Q_c t_l експоненційно і дуже плавно зменшується, що обумовлено більш швидким проходженням через плити та цанги установки більших об'ємів стічних вод і відповідно накопиченням більшого об'єму забруднень, які швидше засмічують плити та цанги. У таких випадках можна також порекомендувати мати та використовувати на підприємстві додаткову установку для очищення стічних вод, що дозволить зменшити навантаження на першу установку,

забезпечити її роботу у оптимальному режимі, підвищити її надійність та ресурс. Потреба у збільшенні подачі стічної води на підприємстві може виникнути при отриманні додаткових замовлень на випуск основної продукції у короткі терміни. Це призводить до додаткових витрат води та відповідного збільшення обсягу її стоків.

Залежність зміни площі прохідного перерізу решіток з часом можна розрахувати за формулою (7.19). При цьому час t буде змінюватись від нуля до t_I з проміжком 1 с.

За отриманими значеннями будемо залежність $S_p(t)$ (рисунок 7.11). Фактично графік показує величину зменшення площі прохідного перерізу плит та цанг в міру їх забивання до моменту часу $t_I = 5,66$ с, коли весь прохідний переріз плит та цанг буде закритий частинками забруднень $S_{p5} = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Графік на рисунку 7.11 має лінійний характер.

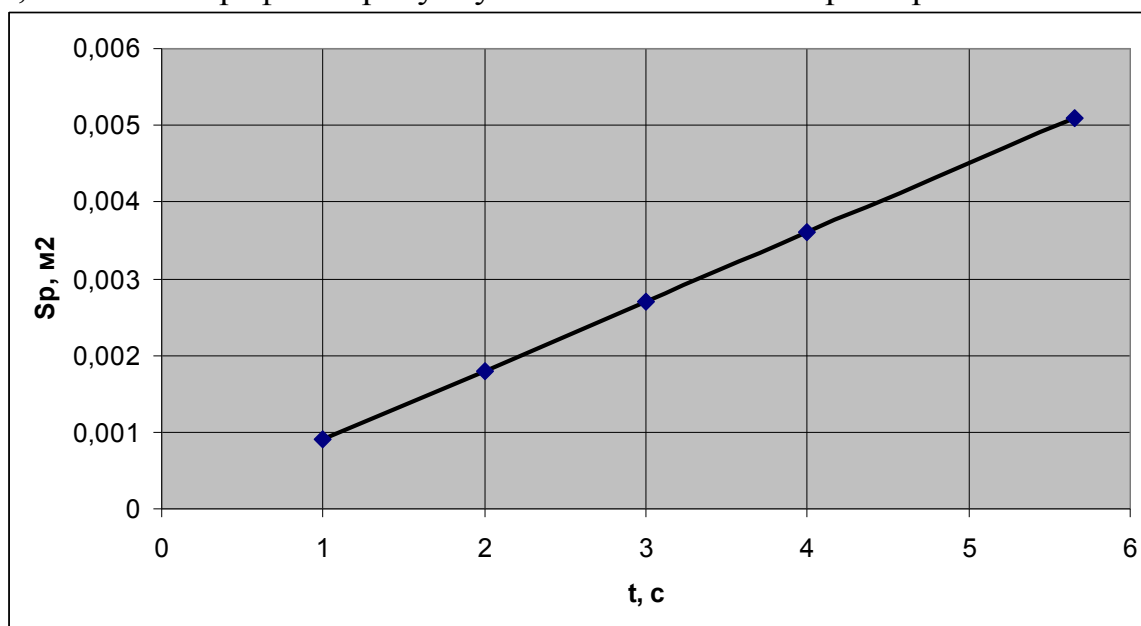


Рисунок 7.11 – Залежність зміни площі прохідного перерізу S_p решіток з часом

Максимальні витрати стоків через плити та цанги можуть бути виражені через площу їхнього прохідного перерізу відповідно до формули (7.20).

За допомогою формули (7.20) виводимо залежність для розрахунку потрібного перепаду тисків на решітках – Δp , що забезпечить необхідні витрати $Q_c = 7,23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, які, в свою чергу, визначаються заданою продуктивністю роботи установки.

Замість $S_{p.max}$ у формулі (7.20) підставляємо середнє значення S_p , таким чином враховуючи забивання решіток частинками забруднень.

$$S_{p.сер} = \frac{S_{p.max}}{2} = \frac{5,1 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (7.35)$$

Отримаємо залежність для визначення Δp

$$\Delta p = \left(\frac{Q_c}{\mu_p S_{p.cер}} \right)^2 \frac{\rho_c}{2}. \quad (7.36)$$

Густина ρ_c у формулі (7.36) з врахуванням того, що концентрація забруднень $K_3 = 30000 \text{ мг/л} = 0,03 \text{ кг/м}^3$ (див. даний підрозділ вище) наближено приймаємо рівною густині чистої води $\rho_c = \rho_e = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт витрат μ_p для решіток установки у формулі (7.36) приймаємо таким самим, як для отвору у тонкій стінці [96] $\mu_p = 0,62$.

Отже за формулою (7.36)

$$\Delta p = \left(\frac{7,23 \cdot 10^{-3}}{0,62 \cdot 2,55 \cdot 10^{-3}} \right)^2 \frac{1000}{2} = 10456,4 \text{ Па} = 10,4 \text{ кПа}.$$

У випадку, якщо цей тиск створюється за рахунок гідростатичного напору стічних вод у баку, з якого вони подаються до установки потрібну мінімальну висоту баку визначаємо за формулою

$$H_{б.min} = \frac{\Delta p}{\rho_c g} = \frac{10456,4}{1000 \cdot 9,81} = 1,1 \text{ м}. \quad (7.37)$$

Якщо стоки до установки подаються відцентровим насосом, який забезпечує також потрібний перепад тиску та подачу тоді потужність даного насосу знаходимо за формулою [96]

$$N_n = \frac{Q_c \rho_c \Delta p}{102 \cdot \eta_n} = \frac{7,23 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 10456,4}{102 \cdot 0,87} = 851,9 \text{ Вт} = 0,85 \text{ кВт}, \quad (7.38)$$

де η_n – загальний ККД відцентрового насоса, згідно із [96] знаходиться в межах $\eta_n = 0,87 - 0,92$.

Якщо стоки каналізаційної води потрібно підняти додатково на певну висоту h_2 для того, щоб вона потрапила у приймальний бак установки з тиском над вільною поверхнею p_2 при перекачуванні з бака з тиском p_1 над вільною поверхнею потрібно врахувати всі гідравлічні опори, які, як відомо, залежать від швидкості руху стоків (рисунок 7.12).

При цьому потрібний напір буде визначатись за формулою

$$H_{нотр} = h_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_c g} + h_n, \quad (7.39)$$

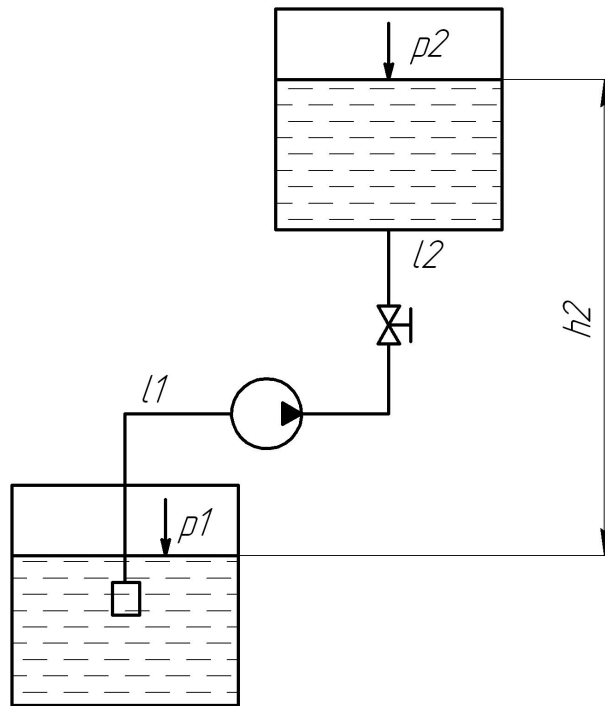


Рисунок 7.12 – Схема подачі стічних вод підприємства на вхід досліджуваної установки

де h_n – втрати напору на тертя за довжиною та у місцевих опорах з'єднувальних гідроліній l_1 та l_2 (див. рисунок 7.12), які можна знайти за формулою

$$h_n = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \Sigma \zeta_1 \right) \frac{8 \cdot Q_c^2}{\pi^2 g \cdot d_1^4} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \Sigma \zeta_2 \right) \frac{8 \cdot Q_c^2}{\pi^2 g \cdot d_2^4}, \quad (7.40)$$

в якій λ_1, λ_2 – коефіцієнти гідравлічного тертя гідроліній довжинами l_1 та l_2 та діаметрами d_1 та d_2 ;

$\Sigma \zeta_1$ та $\Sigma \zeta_2$ – суми коефіцієнтів втрат напору у місцевих опорах гідроліній довжинами l_1 та l_2 [9, 10], які будемо визначати за формулами

$$\Sigma \zeta_1 = \zeta_{вс} + \zeta_{пов} + \zeta_{вх.н}; \quad \Sigma \zeta_2 = \zeta_{вих.н} + \zeta_{пов} + \zeta_{др} + \zeta_{вх.б}, \quad (7.41)$$

де $\zeta_{вс}, \zeta_{пов}, \zeta_{вх.н}, \zeta_{вих.н}, \zeta_{др}, \zeta_{вх.б}$ – коефіцієнти місцевих опорів розглядуваного гідропривода на всмоктуванні у гідролінії l_1 , на поворотах гідроліній l_1 та l_2 , на вході в насос, на виході з насоса, на дроселі та на вході гідролінії l_2 у бак.

Для більш точного визначення коефіцієнтів гідравлічного тертя та місцевих опорів розраховуємо число Рейнольдса для даної гідросистеми

$$Re = \frac{4 \cdot Q_c}{\pi \cdot d_1 \cdot v_c} = \frac{4 \cdot 7.23 \cdot 10^{-3}}{3.14 \cdot 0.1 \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 91101. \quad (7.42)$$

Отримане значення Re набагато більше критичного значення $Re = 2300$, отже потік в гідросистемі привода та у самій досліджуваній установці є турбулентним [96].

Визначаємо дані коефіцієнти за [96], отримуємо: $\zeta_{вс} = 0,5$; $\zeta_{нов} = 0,2$; $\zeta_{вх.н} = 0,22$; $\zeta_{вих.н} = 0,05$; $\zeta_{др} = 0,75$; $\zeta_{вх.б} = 1$. Тоді за формулами (7.41)

$$\Sigma \zeta_1 = 0.5 + 0.2 + 0.22 = 0.92; \quad \Sigma \zeta_2 = 0.05 + 0.2 + 0.75 + 1 = 2.$$

Розрахуємо та побудуємо характеристику насосного привода установки, показаного на рисунку 7.12 – залежність $H_{номп} = f(Q_c)$.

Приймаємо значення параметрів розглядуваного привода: $p_1 = p_2 = p_{атм}$; $l_1 = l_2 = 1,5$ м; $d_1 = d_2 = 0,1$ м; $h_2 = 3$ м.

Коефіцієнти λ_1, λ_2 визначаємо залежно від шорсткості гідроліній довжинами l_1 та l_2 [96] – $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,15$ (для нової сталеві оцинкованої труби). Далі за номограмою [96] залежно від відношення $\frac{\Delta_1}{d_1} = \frac{\Delta_2}{d_2} = \frac{0,15}{100} = 0.0015$ та визначеного вище числа Рейнольдса $Re = 91101$

установлюємо, що $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,023$.

Тоді за формулами (7.39, 7.40) при підстановці різних значень Q_c отримуємо залежність $h_n(Q_c)$, яка показана на рисунку 7.13.

За графіком можна зробити висновок, що втрати напору зі збільшенням витрат стоків через трубопровід привода установки параболічно монотонно зростають. Однак дане зростання є дуже несуттєвим для величини $H_{номп}$.

Виходячи із отриманого значення $H_{номп}$, визначаємо Δp_2

$$\Delta p_2 = H_{номп4} \cdot g \cdot \rho_c = 3.16 \cdot 9.81 \cdot 1000 = 31000 \text{ Па} = 31 \text{ кПа}.$$

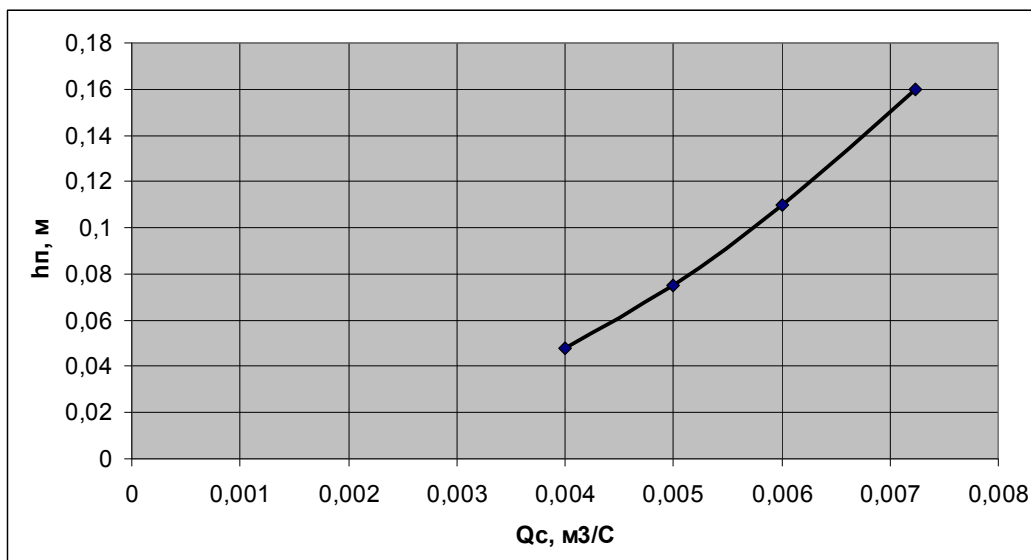


Рисунок 7.13 – Залежність витрат напору h_n у гідросистемі привода від витрат стоків Q_c

При оптимальних витратах Q_c розраховуємо потужність відцентрового насоса для даного варіанту привода установки (див. формулу 7.38)

$$N_{н2} = \frac{Q_c \rho_c \Delta p_2}{102 \cdot \eta_n} = \frac{7,23 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot 31000}{102 \cdot 0,87} = 2526 \text{ Вт} = 2,52 \text{ кВт},$$

На підставі наведених вище формул може розроблена методика проектного розрахунку запропонованої установки для попереднього механічного очищення стічних вод.

Запропоновані у даному підрозділі схеми удосконалених установок для попереднього механічного очищення стічних вод, забезпечують безперервний робочий процес та необхідну якість очищення, при мінімальних витратах енергії та часу, мають просту, надійну та технологічну у виробництві конструкцію.

Отримані рівняння для розрахунку основних робочих параметрів установок: тривалості забивання прохідних отворів та пазів, зміни площі їх прохідних перерізів з часом, зміни витрат стоків, перепаду тиску останніх на фільтрувальних перегородках, потрібної потужності насосного привода установок. З використанням даних рівнянь розраховані та побудовані графічні залежності для вказаних параметрів.

7.4 Висновки до розділу

1. На підставі рівнянь та залежностей математичних моделей процесів та обладнання для потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ розроблена методика його проектного розрахунку, що дозволяє, виходячи із заданих значень параметрів навантаження середовищ та їх фізико-механічних характеристик визначати оптимальні конструктивні параметри обладнання для забезпечення найвищої ефективності процесів фільтрування: максимальної продуктивності та мінімальної енергоємності, при заданій якості очищення середовищ.

2. Запропоновані перспективні конструктивні та принципові гідрокінематичні схеми обладнання для реалізації досліджуваних процесів, що можуть використовуватись в складі технологічних комплексів, з метою ефективного розв'язання проблем утилізації відходів на підприємствах харчової та переробної промисловості, зменшення їх негативного впливу на навколишнє середовище та одержання цінного висококалорійного сільськогосподарського корму або палива для виробничих чи побутових потреб.

3. Також у розділі проведено аналіз відомого обладнання для попереднього механічного очищення стічних вод підприємств харчової та

переробної промисловості і в результаті зроблено висновок, що воно не відповідає сучасним вимогам за продуктивністю, енерго- та матеріалоемністю, надійністю, вартістю, зручністю експлуатації та ремонту.

4. Запропоновано схему удосконаленої установки для попереднього механічного очищення стічних вод, яка забезпечує безперервний робочий процес та необхідну якість очищення, при мінімальних витратах енергії та часу, має просту, надійну та технологічну у виробництві конструкцію.

5. Отримані рівняння для розрахунку основних робочих параметрів установки: тривалості забивання прохідних отворів та пазів, зміни площі їх прохідних перерізів з часом, зміни витрат стоків, перепаду тиску останніх на фільтрувальних перегородках, потрібної потужності насосного привода установки. З використанням даних рівнянь розраховані та побудовані графічні залежності для вказаних параметрів.

6. Запропоновані рівняння можуть послужити основою для розробки методики проектного розрахунку розробленої установки.

ВИСНОВКИ

1. У монографії детально проаналізовано відомі способи очищення вологих дисперсних середовищ, зокрема фільтратів відходів харчових та переробних виробництв (спиртової барди, пивної дробини, бурякового жому, кавового шламу), за основними показниками ефективності (продуктивністю, енергоємністю, якістю очищення) та зроблено висновок про необхідність удосконалення цих способів.

2. Розроблено класифікацію відомих способів та обладнання для очищення вологих дисперсних середовищ, запропоновано досконаліший спосіб потокового віброударного фільтрування на установках із гідроімпульсним приводом (ГП).

3. За допомогою стенду з ГП, створеного на основі вібропресу ІВПМ, експериментально доведено високу ефективність пропонованого способу потокового віброударного фільтрування при очищенні за його допомогою фільтратів кавового шламу, бурякового жому та спиртової барди. Віброударне фільтрування цих середовищ у порівнянні з безударним фільтруванням забезпечує на 20–30% вищу та стабільнішу в часі продуктивність процесу.

4. Досліджено закономірності протікання процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ. З метою спрощення процесу аналізу його було здійснено окремо для кожного етапу циклу спрацьовування обладнання з ГП для фільтрування, кожної фази й кожної ділянки порції оброблюваного середовища.

5. На основі проведених експериментів та розрахунків встановлено, що висока ефективність віброударного фільтрування зумовлена створенням під час його реалізації в середовищі, що циркулює по каналах фільтрувальної мембрани, хвиль напружень і деформацій. Це призводить до створення в середовищі періодичного підвищення тиску (у 3–4 рази під час фільтрування спиртової барди), збільшення швидкості його руху (на 10–12%), зменшення сил тертя між твердими частинками середовища, руйнування склепінь із частинок на внутрішній поверхні мембрани, зменшення товщини шару осаду на ній та забивання пор мембрани, підвищення (на 20%) та стабілізації продуктивності процесу в часі.

6. Розроблено динамічні та математичні моделі досліджуваних процесів та обладнання, що дають змогу забезпечувати залежності між робочими параметрами процесів, параметрами ефективності останніх, конструктивними параметрами обладнання, параметрами навантаження середовищ та їх фізико-механічними характеристиками. Коректність моделей перевірено експериментально за допомогою стенду з ГП способом зіставлення відповідних розрахункових та експериментальних залежностей для процесів потокового віброударного фільтрування кавового шламу, бурякового жому і спиртової барди. При цьому, число

експериментальних вимірювань-записів на кожному досліджуваному режимі становило не менше 9, максимальна результуюча середня квадратична похибка вимірювань була не більшою 5,2%, а максимальна відносна величина розбіжностей не перевищувала 11,3%, що доводить адекватність розроблених моделей реальним процесам та обладнанню.

7. На підставі математичних моделей досліджуваних процесів та обладнання розроблено методику його проектного розрахунку, що дає змогу визначати оптимальні конструктивні параметри обладнання, виходячи із заданих фізико-механічних характеристик вологих дисперсних середовищ і параметрів їх навантаження.

8. Запропоновано перспективні схеми та вимоги до схем обладнання для потокового віброударного фільтрування, а також рекомендації щодо впровадження обладнання на виробництві.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. — 2-е видання, доп. та випр. — Х.: Світ Книг, 2014. — 495 с.
2. Азаров Б. М. Технологическое оборудование пищевых производств/ Азаров Б. М. - М.: Агропромиздат, 1988. - 463 с.
3. Севостьянов І. В. Технологія та обладнання для віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів : монографія / І. В. Севостьянов; Вінн. нац. аграр. ун-т. – Вінниця : ВНАУ, 2020. – 303 с. - ISBN 978-617-7789-16-0.
4. Севостьянов І. В. Машина для зневоднення відходів харчових виробництв / І. В. Севостьянов, А. І. Ольшевський // Науковий журнал «Молодий учений», 2014. - №7(10). - С. 14 - 17.
5. Севостьянов І. В. Проектирование технологических линий для утилизации отходов пищевых производств / И. В. Севостьянов, А. И. Ольшевский // Вібрації в техніці та технологіях, 2014. - №1 (73). - С. 113 - 121.
6. Севостьянов І. В. Віброударне зневоднення відходів харчових виробництв / І. В. Севостьянов, А. І. Ольшевський // Промислова гідравліка та пневматика, 2014. - №3(45). - С. 85 - 92.
7. Севостьянов І. В. Віброударне зневоднення відходів харчових виробництв / І. В. Севостьянов // Наукові нотатки. Межвузівський збірник (за напрямом "Інженерна механіка"), 2015. - Випуск 48. - С. 195 - 203.
8. Потапков А. Г. Совершенствование технологии регенерации отработанных смазочных материалов путем моделирования регенерационного комплекса: Дис... канд. техн. наук – Санкт-Петербург, 1999. – 172 с.
9. Шашкин П. И., Брай И. В. Регенерация отработанных нефтяных масел. – М.: Химия, 1970. – 303 с.
10. Гриценко В. О. Разработка технологии регенерации моторных масел на основе микро- и ультрафильтрации: Дис... канд. техн. наук – Москва, 2003. – 176 с.
11. Драгилев А. И. Устройство и эксплуатация оборудования предприятий пищевой промышленности/ Драгилев А. И. - М.: Пищевая промышленность, 1979. – 304 с.
12. Стабников В. Н. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств/ Стабников В. Н. - К.: Вища школа, 1982. – 199 с.
13. Соколов В. И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств/ Соколов В. И. - М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.

14. Харламов С. В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств/ Харламов С. В. - Л.: Агропромиздат, 1991. – 256 с.
15. Горбатюк В. И. Процессы и аппараты пищевых производств/ Горбатюк В. И. - М.: Колос, 1999. – 335 с.
16. Драгилев А. И. Технологические машины и аппараты пищевых производств/ А. И. Драгилев, В. С. Дроздов. – М.: Колос, 1999. – 376 с.
17. Кавецкий Г. Д. Процессы и аппараты пищевой технологии/ Г. Д. Кавецкий, Б. В. Васильев. - М.: Колос, 1999. – 551 с.
18. Валентас К. Дж. Пищевая инженерия: справочник с примерами расчетов/ Валентас К. Дж., Ротштейн Э., Сингх Р. П. – СПб.: Профессия, 2004. – 848 с.
19. Sevostyanov I. The analysis of methods and the equipment for clearing of the damp disperse waste of food productions / I. Sevostyanov // Tehnomus. New technologies and products in machine manufacturing technologies, 2013. – No. 20. – P. 44 – 49.
20. Севостьянов И. В. Процессы и оборудование для виброударного разделения пищевых отходов. Монография/ И. В. Севостьянов. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 417 с.
21. Севостьянов И. В. Теоретичні основи процесів та обладнання для віброударного зневоднення відходів харчових виробництв: Дис... докт. техн. наук – Вінниця, 2013. – 450 с.
22. Севостьянов І. В. Теоретичні основи процесів фільтрування вологих дисперсних матеріалів під впливом ударних хвиль напруг та деформацій / Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р. // Промислова гідравліка та пневматика. – №2, 2008. – С. 40 – 43.
23. Севостьянов І. В. Методика расчета параметров гидроимпульсной установки для потокового виброударного фильтрования дисперсных пищевых отходов/ И. В. Севостьянов// Вісник національного технічного університету «ХПІ», 2013. - №26. - С. 164 – 169.
24. Севостьянов І. В. Моделювання процесів потокового виброударного фільтрування вологих дисперсних матеріалів/ Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Любин В.С. // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: Технічні науки, 2010. – Випуск 4. – С. 13 – 23.
25. Воробьев О. Г. Инженерная защита окружающей среды: Учебное пособие/ Воробьев О. Г. – СПб.: Изд. "Лань", 2002. – 288 с.
26. Туровский И. С. Обработка осадков сточных вод/ Туровский И. С. – 3-е изд. М.: Стройиздат, 1985. – 256 с.
27. Яковлев С. В. Обработка и утилизация осадков производственных сточных вод/ Яковлев С. В., Волков Л. С., Воронов Ю. В., Волков В. Л. – М.: Химия, 1999. – 448 с.

28. Пудовкин В. А. Очистка сточных вод: Учебное пособие/ Пудовкин В. А. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 58 с
29. Севостьянов И. В. Регенерация отработанных масел с использованием виброударной инерционной нагрузки/ И. В. Севостьянов// Двойные технологии, 2013. - № 2. – С. 45 - 50.
30. Іскович-Лотоцький Р. Д. Аналіз способів сепарування вологих дисперсних матеріалів та обладнання для їх реалізації/ Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов // Вісник національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Машинобудування, 2009 – Випуск №57. – С. 50 - 55.
31. Жданович Г. А. Фильтры для винодельческой промышленности/ Жданович Г. А. - М.: Пищевая промышленность, 1977. – 33 с.
32. ООО «Гидроматик»/ Ленточный пресс-фильтр L – SBP [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://hydromatic.ru/.php/>.
33. Космодемьянский Ю. В. Процессы и аппараты пищевых производств/ Космодемьянский Ю. В. - М.: Колос, 1997. – 208 с.
34. Дикис М. Я. Технологическое оборудование консервных заводов/ М. Я. Дикис, А. Н. Мальский. – М.: Пищевая промышленность, 1969. – 777 с.
35. Антипов С. Т. Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн. Кн. 1/ Антипов С. Т., Кретов И. Т., Остриков А. Н.; Под ред. В. А. Панфилова. – М.: Высш. шк., 2001. – 703 с.
36. Родионов А. И. Технологические процессы экологической безопасности (Основы энвайронменталистики)/ Родионов А. И., Клушин В. Н., Систер В. Г. - Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2000. – 256 с.
37. Воронов Ю. В. Водоотведение и очистка сточных вод. Учебник для вузов/ Ю. В. Воронов, С. В. Яковлев. - М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2006. – 704 с.
38. Назаров Н. И. Технология и оборудование пищевых производств/ Назаров Н. И. - М.: Пищевая промышленность, 1977. – 350 с.
39. Черкасов А. Н. Мембраны и сорбенты в биотехнологии/ А. Н. Черкасов, В. А. Пасечник. - Л.: Химия, 1991. – 249 с.
40. Braun M. Practical Short Course on Membrane Separations in Food Processing/ Braun M.// Review of Commercial dairy applications. – Texas: Food Protein Research and Development Center. - Texas A&M University. - College Station, 1994.
41. Cheryan M. Food and beverage industry applications in Membrane Separations Technology, Principles and Applications/ M. Cheryan, J. R. Alvarez. – London: Noble, R. D. and Stern, S. A., Eds. - Elsevier Applied Science, 1995.
42. Drioli E. Enzyme membrane reactors and membrane fermentors/ Drioli E., Iorio G., and Cetapano G// Handbook of Industrial

Membrane Technology. - NJ.: Potter, M. C, Ed., Noyes Publications. - Park Ridge, 1990.

43. Eycamp W. Microfiltration and ultrafiltration, in Membrane Separations Technology: Principles and Applications/ Eycamp W. – London: Noble, R. D. and Stern, S. A., Ed., Elsevier, 1995.

44. Техническое руководство по трубчатым керамическим мембранам INSIDE CÉRAM. Document B. BL. Handbuch Ru, 2004, Rev. 23, 36 с.

45. Kulkani S. S. Ultrafiltration: theory and mechanistic concepts/ Kulkani S. S., Funk E. W., Li N.N.// Membrane Handbook. – NY: Ho, W. S. W. and Sirkar, K. K., Eds., Van Nostrand Reinhold, 1992.

46. Севостьянов I. В. Теоретичні основи процесів фільтрування вологих дисперсних матеріалів під впливом ударних хвиль напруг та деформацій/ Севостьянов I. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р. // Промислова гідравліка та пневматика, 2008. - №2. – С. 40 – 43.

47. Севостьянов I. В. Процеси та машини для потокового віброударного фазового розділення вологих дисперсних матеріалів/ Севостьянов I.В.// Матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві». – Суми 17 – 20 квітня 2012 р. – Ч.2. С. 29 – 30.

48. Bhave R. R. Liquid filtration and separation with inorganic membranes, in Inorganic Membranes Synthesis, Characteristics and Applications/ Bhave, R. R. - NY.: Ed., Van Nostrand Reinhold, 1991.

49. Bradley R. Design consideration for reverse osmosis systems in Reverse Osmosis, Membrane Technology, Water Chemistry, and Industrial Applications/ Bradley R. – NY.: Ed., Van Nostrand Reinhold, 1993.

50. Darby R. Direct determination of optimum economic pipe diameter for non-Newtonian fluids/ R. Darby, J. D. Melson // Pipelines, 1982, №2, P. 11 - 21.

51. Дытнерский Ю. И. Обратный осмос и ультрафильтрация/ Дытнерский Ю. И. – М.: Химия, 1978. – 352 с.

52. Брык М. Г. Мембранная технология в пищевой промышленности/ Брык М. Г., Голубев В. Н., Чагарский А. П. – К.: Урожай, 1991. – 222 с.

53. Denn M. M. Process Fluid Mechanics/ Denn M. M. - Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1980.

54.136. Grovier G. W. The Flow of Complex Mixtures in Pipes/ G. W. Grovier, K. Aziz - Malabar, FL: R. E. Krieger, 1972.

55. Девисилов В. А. Гидродинамическое вибрационное фильтрование и конструкции фильтров/ В. А. Девисилов, И. А. Мягков // Безопасность жизнедеятельности//, 2004. - №7. - С. 37-47.

56. Kazakia J. Y. The influence of vibration on Poiseuille flow of a non-Newtonian fluid / J. Y. Kazakia, R. S. Rivlin // Rheol. Acta, 1978, Vol. 7, N. 3, P. 210 - 226.

57. Kazakia J. Y. The influence of vibration on Poiseuille flow of non-Newtonian fluid/ J. Y. Kazakia, R. S. Rivlin. // *Rheol. Acta*, 1979, Vol. 18, N. 3, P. 244 - 252.
58. Manero O. An interesting effect in non-Newtonian flow in oscillating pipes / O. Manero, B. Mena // *Rheol. Acta*, 1977, Vol. 16, N. 5, P. 573 - 576.
59. Phan-Thien N. Flow enhancement mechanisms of a pulsating flow of non-Newtonian liquids / Phan-Thien N. // *Rheol. Acta*, 1980, Vol. 19, N 3, P. 285 - 290.
60. Астарита Д. Основы гидромеханики не ньютоновских жидкостей: пер. с англ. / Д. Астарита, Д. Маруччи. - М. : Мир, 1978. - 309 с.
61. Kazakia J. Y. Flow of a viscoelastic fluid between eccentric rotating cylinders and related problems/ J. Y. Kazakia, R. S. Rivlin // *Rheol. Acta*, 1977, Vol. 16, N 3, P. 229 - 239.
62. Osorio F. A. Kinetic energy calculations for non-Newtonian fluids in circular tubes/ F. A. Osorio, J. F. Steffe // *J. Food Sci*, 1984, № 49, P. 1295 - 1296, 1315.
63. Lewicki P. P. Flow of fruit and vegetable purees through pipelines/ P. P. Lewicki, K. Skierkowski // *Progress and Trends in Rheology, II* / Giesekus, H. (Ed.) // *Proceedings of the Second Conference of European Rheologists, Prague, June 17 - 20, 1986.* - NY: Springer-Verlag, 1988, P. 443 - 445.
64. Dodge D. W. Turbulent flow of non-Newtonian systems/ D. W. Dodge, A. V. Metzner // *ASAE J.*, 1959, №5, P. 189 - 204.
65. Севостьянов І. В. Розробка та дослідження установки для двокомпонентного віброударного зневоднення відходів харчових виробництв / І. В. Севостьянов, О. В. Поліщук, А. В. Слабкий // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*, 2015. - №5/7(77). - С. 40 - 46.
66. Пат. 60694 U, Україна, МПК В21J 9/06: Вібраційна гідроімпульсна установка / Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Любин С. В. (Україна). – № u201014687; Заявл. 07.12.2010; Опубл. 25.06.2011. Бюл. №12, 2011 р.
67. Ветошкин А. Г. Технология защиты окружающей среды (теоретические основы). Учебное пособие/ А. Г. Ветошкин, К. Р. Таранцева. – Пенза: Изд-во Пенз. технол. ин-та, 2004. – 249 с.
68. Шифрин С. М. Очистка сточных вод предприятий рыбоперерабатывающей промышленности/ С. М. Шифрин, Е. В. Хосид. - М.: Пищевая промышленность, 1977. – 110 с.
69. Эфендиев О. Ф. Электроочистка жидкостей в пищевой промышленности/ О. Ф. Эфендиев, В. И. Чижиков. - М.: Пищевая промышленность, 1977. – 150 с.
70. Рогов И. А. Физические методы обработки пищевых производств/ И. А. Рогов, А. В. Горбатов. – М.: Пищевая промышленность, 1976. – 583 с.
71. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии/ Касаткин А. Г. - М.: «Химия», 1973. - 752 с.

72. Ковальская Л. П. Технология пищевых производств / Ковальская Л. П. - М.: Колос, 1999. – 752 с.
73. Хакимов Ф. И. Рекомендации по утилизации илов городских очистных сооружений/ Хакимов Ф. И., Керженцев А. С., Севостьянов С. М. - М.: Госком Экология России, 1999. – 52 с.
74. Аминов М. С. Процессы и аппараты пищевых производств/ Аминов М. С. - М.: Колос, 1999. – 504 с.
75. Lozano J. E. Shrinkage, porosity and bulk density of foodstuffs at changing moisture content/ Lozano J. E., Urbicain M. J., Rotstaine E. R. // J. Food. Sci., 1983, №48, 1497 – 1502, 1553.
76. Rao M. A. Viscoelastic Properties of Foods/ M. A. Rao, J. F. Steffe. – London: Elsevier, 1992.
77. Аткинсон Б. Биохимические реакторы/ Аткинсон Б. - М.: Пищевая промышленность, 1979. – 280 с.
78. Биологические способы очистки и биореакторы. Современность и перспективы. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://vikings.wicca.ru/page.php?id=110>.
79. Репин Б. Н. Биологические пруды для очистки сточных вод пищевой промышленности/ Репин Б. Н. - М.: Пищевая промышленность, 1977. – 208 с.
80. Бородулин Д. М. Основные конструкции пищевых аппаратов: учебное пособие / Бородулин Д. М., Менх В. Г., Шушпанников А. Б., Потапов А. Н. – Кемерово: Кемеровский технологический институт пищевой промышленности, 2009. - 167 с.
81. Стабников В. Н. Процессы и аппараты пищевых производств/ Стабников В. Н. - М.: Агропромиздат, 1985. – 503 с.
82. Жужиков В. А. Фильтрация. Теория и практика разделения суспензий/ Жужиков В. А. – М.: Химия, 1971. – 440 с.
83. Малиновская Т. А. Разделение суспензий в промышленности органического синтеза/ Малиновская Т. А. – М.: Химия, 1971. – 351 с.
84. Туровский И. С. Обезвоживание осадков сточных вод на барабанных вакуум-фильтрах/ Туровский И. С. – М.: Стройиздат, 1966. – 382 с.
85. Steffe J. E. Pipeline design and pump selection for non-Newtonian fluid foods/ J. E. Steffe, R. G. Morgan // Food Technol, 1986, №40, P. 78 - 85.
86. Rozema H. Laminar isothermal flow of non-Newtonian fluids in circular pipe/ H. Rozema, W. A. Beverloo // Lebensmitt. Wissenschaft und Technologie, 1974, № 7, P. 223 - 228.
87. Manero O. An elastic effects in unsteady pipe flows / O. Manero, K. Walters // Rheol. Acta, 1980, Vol. 19, N 3, P. 277 - 284.
88. Элементы теории фильтрования/ [Электронный ресурс] Режим доступа: http://ultra-filter.ru/tehnology_ochistka/el_t_f.php#gsf.

89. Rivlin R. S. Some recent results on the flow of Non-Newtonian Fluid Mech // R. S. Rivlin, 1979, Vol. 5, P. 79 - 101.
90. Rao M. A. Predicting the flow properties of food suspensions of plant origin/ Rao M. A. // Food Technol, 1987, №41, P.45 – 48.
91. Девис Р. И. Пищевые продукты с промежуточной влажностью/ Девис Р. И. -М.: Пищевая промышленность, 1980. – 208 с.
92. Rao M. A. Measurement of flow properties of fluid foods. Developments, limitations and interpretation of phenomena/ Rao M. A. // J. Texture Studies, 1978, №8, P. 257 – 282.
93. Fighi P. I. Review paper: characterization of structure breakdown of foods from their flow properties/ P. I. Fighi, C. F. Shoemaker // J. Texture Studies, 1981, №12, P. 287 – 305.
94. Mena B. Complex flow of visco-elastic fluids through oscillating pipes. Interesting effects and applications / Mena B., Manero O., Binding D. // Journal of Non-Newtonian Fluid Mech, 1979, Vol. 5, P. 427 - 448.
95. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии/ Касаткин А. Г. – М.: Химия, 1971. - 624 с.
96. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т. М. Башта, Б. Б. Некрасов. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
97. Johnson J. F. Determination of viscosity of food systems/ Johnson J. F., Martin J. R., Porter R. S. // Theory, Determination and Control of Physical Properties of Food Materials. Rha, C. (ed.). – Dordrecht, Holland: D. Reidel Publishing, 1975. – P. 28 – 35.
98. Балежин С. А. Основы физической и коллоидной химии/ С. А. Балежин, Г. С. Парфенов. – М.: Просвещение, 1964. – 726 с.
99. Электрокинетические свойства капиллярных систем// Сб. научных трудов под ред. П. А. Ребиндера. – М.: Изд. АН СССР, 1956.
100. Искович-Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія/ Искович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Севостьянов И. В. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 291 с.
101. Искович-Лотоцький Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування/ Искович-Лотоцький Р. Д. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 338 с.
102. Wein O. On the analogy between pulsating and vibrating flows / Wein O. // Coll. Grech. Ghem. Commun, 1979, Vol. 44, N. 11, P. 3231 - 3235.
103. Севостьянов И. В. Экономическая эффективность виброударного фазового разделения влажных дисперсных пищевых отходов / И. В. Севостьянов// Научная перспектива, 2013. - № 6(40). – С. 51 - 54.
104. Севостьянов И. В. Установка для виброударного обезвоживания отходов пищевых производств в пресс-форме / И. В. Севостьянов, А. В. Слабкий, А. В. Полищук // Технологический аудит и резервы производства, 2015. - №4/4 (24). - С. 41 - 46.

105. Севостьянов И. В. Повышение энергетической эффективности виброударного обезвоживания отходов пищевых производств / И. В. Севостьянов // Промислова гідравліка та пневматика, 2015. - №3(49). - С. 69 - 76.
106. Севостьянов И. В. Установка для багатостадійного зневоднення відходів харчових виробництв / И. В. Севостьянов, В. Л. Луцик // Вісник машинобудування та транспорту, 2017. - №1. - С. 105 - 113.
107. Steffe J. F. Pressure drop across valves and fittings for pseudoplastic fluids in laminar flow/ Steffe J. F., Mohamed, I. O., Ford E. W. // Trans. ASAE, 1984, №27, P. 616 - 619.
108. Севостьянов И. В. Перспективні схеми гідроімпульсних машин для потокового виброударного фазового розділення вологих дисперсних матеріалів/ Севостьянов И. В.// Промислова гідравліка і пневматика, 2012. – №3. – С. 7 – 11.
109. Куприянов Б. В. Технологические измерения и КИП в пищевой промышленности/ Куприянов Б. В. - М.: Пищевая промышленность, 1977. – 279 с.
110. Грачев Ю. П. Математические методы планирования экспериментов / Грачев Ю. П. - М. : Пищевая промышленность, 1979. - 199 с.
111. Biegler L. T. Application of operation research techniques in chemical engineering/ Biegler L. T., Grossman L., Reklaitis E. // Engineering Design. Better Results through Operation Research Methods/ Levary R. (ed.). – NY.: North-Holland, 1988.
112. Севостьянов И. В. Аналіз механізму та ефективності процесів потокового виброударного очищення вологих дисперсних матеріалів/ Севостьянов И. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Любин С. В. // XIII міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Чернігів 19 – 20 вересня 2012 р. Матеріали конференції. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС. – С. 118.
113. Севостьянов И. В. Методика расчета параметров гидроимпульсной установки для потокового виброударного фильтрования дисперсных пищевых отходов/ И. В. Севостьянов// Вісник національного технічного університету «ХПІ», 2013. - №26. - С. 164 – 169.
114. Ребиндер П. А. Физико-химические основы пищевых производств/ Ребиндер П. А. – М.: Химия, 1952. – 320 с.
115. Свешников В. К. Станочные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
116. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика/ Башта Т. М. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
117. ГОСТ 12.2.017-93. Устаткування ковальсько-пресове. Загальні вимоги безпеки.

118. ДСТУ ГОСТ ИСО 10816-1:2007 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования

119. ДСТУ ГОСТ 23941:2004 Шум машин. Методы визначання шумових характеристик. Загальні вимоги (ГОСТ 23941-2002, IDT)

120. ГОСТ 12.4.026-2015. Система стандартов безопасности труда. Цвета сигнальные, знаки безопасности и разметка сигнальная. Назначение и правила применения. Общие технические требования и характеристики. Методы испытаний (с Поправками, с Изменениями №1).

121. ДСТУ EN 457-2001 Безпечність машин. Звукові сигнали небезпеки. Загальні вимоги, проектування та випробування (EN 457:1992, IDT)

122. ДСТУ ISO 9241-5:2004. Ергономічні вимоги до роботи з відеотерміналами в офісі. Частина 5. Вимоги до компонування робочого місця та до робочої пози.

123. ДСТУ ГОСТ ИСО 8995:2003 Принципы зрительной эргономики. Освещение рабочих систем внутри помещений (ГОСТ ИСО 8995-2002, IDT).

124. ДСТУ Б EN ISO 7730:2011 Эргономика тепловой среды. Аналитическое определение и интерпретация теплового комфорта на основе расчетов показателей PMV и PPD и критериев локального теплового комфорта (EN ISO 7730:2005, IDT).

125. ДСТУ EN 60204-1:2015 Безпечність машин. Електрообладнання машин. Частина 1. Загальні вимоги (EN 60204-1:2006; A1:2009; AC:2010, IDT). Зі зміною.

126. ДСТУ EN 60204-32:2018 Безпечність машин. Електрообладнання машин. Частина 32. Вимоги до вантажопідіймальних машин (EN 60204-32:2008, IDT; IEC 60204-32:2008, IDT)

127. ДСТУ EN ISO 4413:2014 Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування та вимоги щодо безпеки для систем та їх складових (EN ISO 4413:2010, IDT).

128. ГОСТ 17108-86. Гидроприводы объемные и смазочные системы. Методы измерения параметров.

129. ГОСТ 28988-91. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Вибрационные характеристики, испытания на виброустойчивость и вибропрочность.

130. ДСТУ ГОСТ 6134:2009 Насоси динамічні. Методи випробування (ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999), IDT; ISO 9906:1999, NEQ)

131. ДСТУ 2192-93 (ГОСТ 13823-93) Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги.

132. ГОСТ 27851-88. Насосы объемные для гидроприводов. Методы ускоренных сравнительных испытаний на ресурс.

133. ГОСТ 12.2.063-81 ССБТ. Арматура промислова трубопровідна. Загальні вимоги безпеки.

134. ГОСТ 33257-2015 Арматура трубопроводная. Методы контроля и испытаний.

135. ГОСТ 20245-74. Гидроаппаратура. Правила приемки и методы испытаний.

136. ДСТУ ГОСТ 31294:2018 Клапани запобіжні прямої дії. Загальні технічні умови (ГОСТ 31294-2005, IDT). Зі змінами № 1:2018, 2:2018 та поправкою № 1:2018

137. ГОСТ 21345-2005. Крани шарові, конусні і циліндричні на номінальний тиск не більше PN 250. Загальні технічні умови.

138. ДСТУ 3315-96 (ГОСТ 18464-96). Гідроприводи об'ємні. Гідроциліндри. Правила приймання і методи випробувань.

139. ГОСТ 25476-82 Гидроприводы объемные и смазочные системы. Фильтры. Правила приемки и методы испытаний.

140. Севостьянов И. В. Требования безопасности и методы контроля параметров гидроимпульсного оборудования для виброударного фазового разделения неоднородных жидких систем / И. В. Севостьянов // Все материалы. Энциклопедический справочник с Приложением "Комментарии к стандартам, ТУ, сертификатам", 2014. - №4. - С. 19 - 26.

141. Севостьянов И. В. Использование пружинных манометров для исследования быстропротекающих динамических процессов в среде неоднородных жидких систем / И. В. Севостьянов, Я. В. Иванчук // Все материалы. Энциклопедический справочник с Приложением "Комментарии к стандартам, ТУ, сертификатам", 2014. - №5. - С. 35 - 41.

142. Севостьянов И. В. Експериментальні дослідження процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних матеріалів/ Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Любин В.С. // Промислова гідравліка та пневматика, 2010. - №4. – С. 89 – 92.

143. Kokini J. L. Rheological properties of foods/ Kokini J. L. // Handbook of Food Engineering/ Heldman D. R. and Lund D. B. (eds.). – NY.: Marcel Dekker, 1992, P. 1 – 39.

144. Севостьянов И. В. Реологічні моделі та рівняння вологих дисперсних матеріалів під час їх віброударного інерційного навантаження/ Севостьянов І. В., Іванчук Я. В.// Вісник національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Машинобудування, 2012. – Випуск №65. – С. 63 – 70.

145. Zydney A. L. A concentration polarization model for the filtrate flux in cross flow microfiltration of particulate suspensions/ A. L. Zydney, C. K. Colton //Chem. Eng. Commun, 1986, №47, P. 21.

146. Севостьянов И. В. Перспективні схеми гідроімпульсних машин для потокового віброударного фазового розділення вологих дисперсних матеріалів/ Севостьянов І. В.// Матеріали XVII міжнародної науково-

технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». – 17 – 20 квітня 2012 р. - м. Черкаси. – С. 139.

147. Севостьянов І. В. Математичне моделювання процесів віброударного сепарування вологих дисперсних матеріалів/ І. В. Севостьянов, Р. Д. Іскович-Лотоцький // Вібрації в техніці та технологіях, 2008. - №2. - С. 39 – 45.

148. Кафаров В. В. Математическое моделирование основных процессов химических производств / В. В. Кафаров. - М. : Высш. шк., 1991.-400 с.

149. Сегеда Д. Г. Охрана труда в пищевой промышленности/ Д. Г. Сегеда, В. И. Дашевский. - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983. – 344 с.

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

151. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М. О. Штейнберга. - М.: Машиностроение, 1992.- 672 с.

152. Гончаревич И. Ф. Вибрационная техника в пищевой промышленности/ Гончаревич И. Ф., Урьев И. Б., Талейсник М. А. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 279 с.

153. Кузьмичев В. Е. Законы и формулы физики/ Кузьмичев В. Е. – Киев: Наук. думка, 1989. – 864 с.

154. Севостьянов И. В. Теоретические исследования процессов потокового виброударного фильтрования влажных дисперсных сред в пищевой промышленности/ И. В. Севостьянов, Я. В. Иванчук// MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2013. – Vol. 15/ - No. 4. – P. 90 – 96.

155. Севостьянов І. В. Моделювання процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних матеріалів/ Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Любин В.С. // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: Технічні науки, 2010. - Випуск 4. – С. 13 – 23.

156. Севостьянов І. В. Моделювання гідроімпульсної установки для потокового віброударного очищення вологих дисперсних матеріалів/ Севостьянов І. В., Іскович-Лотоцький Р. Д., Любин В. С.// Промислова гідраліка і пневматика, 2012. - №2 (36). – С. 10 – 15.

157. Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин/ Бочаров Ю. А. // Машины и технология обработки металлов давлением. Тр. МВТУ; №335. - М., 1980. - С. 12 - 40.

158. Іскович-Лотоцький Р. Д. Машины вибродійного і віброударного діяння/ Іскович-Лотоцький Р. Д., Матвеев І. Б., Крат В. А. - Киев: Техніка, 1982. - 208 с.

159. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики/ Чупраков Ю. И. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.
160. Чугаев Р. Р. Гидравлика: Учебник для вузов/ Чугаев Р. Р. - 4-е изд., доп. и перераб. - Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. - 672 с.
161. Бахвалов Н. С. Численные методы (анализ, алгебра, обыкновенные дифференциальные уравнения). /Н. С. Бахвалов. - М.: Наука, 1975. - 632 с.
162. Perkins J. D. Advanced computational methods for process modeling and simulation/ Perkins J. D.// Engineering and Food. – Vol. 1. – Physical Properties and Process Control/ Spiess W.B.L. and Shuber H. (eds.). – London: Elsevier, 1990.
163. Garcia E. J. Comparison of factor equations for non-Newtonian fluids in tube flow/ E. J. Garcia, J. F. Steffe //J. Food Proc. Eng., 1987, № 9, P. 93 - 120.
164. Спасский М. Р. Модель вибрационно-уплотняемой дисперсной среды/ М. Р. Спасский, Е. Д. Щукин // Коллоидный журнал, 1970. - №35. - С. 897 - 905.
165. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний/ Бидерман В. Л. - М.: Высшая школа, 1972. - 416 с.
166. Шушкевич В. А. Основы электротензометрии/ Шушкевич В. А. - Минск.: Высшейша школа, 1975. - 352 с.
167. Тиль Р. Электрические измерения неэлектрических величин/ Тиль Р. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 192 с.
168. Гутер Р. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта / Р. Гутер, Б. В. Овчинский. - М.: Наука, 1970. - 432 с.
169. Perkins J. D. Advanced computational methods for process modeling and simulation/ Perkins J. D.// Engineering and Food. – Vol. 1. – Physical Properties and Process Control/ Spiess W.B.L. and Shuber H. (eds.). – London: Elsevier, 1990.
170. Искович-Лотоцкий Р. Д. Методика проектного розрахунку параметрів гідроімпульсного привода вібропреса/ Р. Д. Искович-Лотоцкий, І. В. Севостьянов // Вибрации в технике и технологiях, 2003. - №5 (31). – С. 31-34.
171. Иванов М. Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. Заведений/ Иванов М. Н. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
172. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет. – М.: Машиностроение, 1993. – 464 с.
173. Яковлев С. В. Очистка производственных сточных вод / С. В. Яковлев, Я. А. Карелин, Ю. М. Ласков, Ю. В. Воронов. – М. : Стройиздат, 1985. – 336 с.

174. Кривошеин Д. А. Инженерная защита поверхностных вод от промышленных стоков: Учеб. пособие/ Д. А. Кривошеин, П. П. Кукин, В. Л. Лапин и др. – М. : Высшая школа, 2003. – 344 с.
175. Воронов Ю. В. Водоотведение и очистка сточных вод : Учебник пособие для вузов / Ю. В. Воронов, С. В. Яковлев. – М. : Издательство Ассоциации строительных вузов, 2006. – 704 с.
176. Цыбина А. В. Состояние и перспективы обработки и утилизации осадков сточных вод / А. В. Цыбина, М. С. Дьяков, Я. И. Вайсман // Экология и промышленность России, 2013. – №12. – С. 56 – 61.
177. Ковалева О. М. Методы очистки промышленных сточных вод / О. М. Ковалева, А. А. Фомин // Экология производства, 2011. – № 12. – С. 85 – 87.
178. Панов В.П. Теоретические основы защиты окружающей среды: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.П.Панов, Ю.А.Нифонтов, А.В.Панин; под ред. В.П.Панова. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 320 с. ISBN 978-5-7695-4721-8.
179. Комарова Л. Ф. Использование воды на предприятиях и очистка сточных вод в различных отраслях промышленности: учебное пособие / Л. Ф. Комарова, М. А. Полетаева. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2010. – 185 с.
180. Зеленский О. В. Справочник по проектированию ленточных конвейеров / О. В. Зеленский, А. С. Петров. – М. : Недра, 1986. – 223 с.
181. Севостьянов І. В. Експлуатація та обслуговування машин. Навчальний посібник/ Севостьянов І. В. - Вінниця: ВНТУ, 2006. – 127 с.
182. Старшов Г. И. Основы проектирования и расчет технологического оборудования пищевых предприятий / Г. И. Старшов, С. Н. Никаноров, А. И. Никитин. – Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2008. – 187 с.
183. Вакина В. В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров. – К. : Вища школа, 1986. – 208 с.
184. Пат. 2044643 Российская Федерация, МПК 6В28С5/18. Бетоносмеситель / Г.В. Серга, С.Г. Шеховцов, В.В. Стрельников, К.М. Кретинин; заявитель и патентообладатель Кубанский государственный аграрный университет № 5066133/33; Заявл. 24.08.1992; Опубл. 27.09.1995, Бюл. № 27.- 3с.:ил.
185. Пат. 2139150 Российская Федерация, МПК В07В 1/22. Барабанный грохот / Г. В. Серга, А. В. Ляу, А. Н. Иванов; заявитель и патентообладатель Кубанский государственный аграрный университет. – №98114703/03; Заявл. 28.07.1998; Опубл. 10.10.1999. – 3 с.: ил.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А
 ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СПОСОБІВ ПОТОКОВОГО
 БЕЗУДАРНОГО ТА ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ
 ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

Визначимо можливе підвищення тиску p_c у фільтраті вологих дисперсних середовищ та збільшення швидкості v_c руху його частинок під час потокового віброударного фільтрування на експериментальному стенді з ГПІ (див. рисунок 2.1) у порівнянні із безударним фільтруванням на тому ж стенді [20, 46, 142]. Від вказаних параметрів (p_c та v_c) у найбільшій мірі залежить продуктивність досліджуваних процесів [18, 40].

Ударне підвищення тиску $\Delta p_{уд. max}$ фільтрату вологих дисперсних середовищ у каналах мембрани (див. підрозділ 4.2) на I-му етапі циклу спрацьовування ГПІ установки для потокового фільтрування, прототипом якої є експериментальний з стенд ГПІ, показаний на рисунку 2.1, визначаємо за формулою (4.27) [116]. Значення амплітуди z_{Ia} та частоти ν коливань вібростолу з ГПІ установки для підстановки в цю формулу приймаємо за експериментальними графіками залежностей на рисунку 2.4, а, б (див. також пункт 2.2.4): $z_{Ia} = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $\nu = 130$ Гц.

Адіабатний модуль K_c об'ємної пружності вологого дисперсного середовища – фільтрату спиртової барди вологістю 95 – 97%, з $K_p = 2,03 \cdot 10^9$ Па [46, 116], при вмісті у ньому 0,003% нерозчиненого повітря обчислюємо за формулою (4.3), в якій p_1 приймаємо рівним $p_{м.н} = 0,2$ МПа – оптимальному для мембрани експериментального з ГПІ стенду тиску безударного потокового мікрофільтрування [44]. Тоді

$$K_c = \frac{1,5 \cdot K_p \left(\frac{W_p}{W_2} + 1 \right)}{\frac{W_p}{W_2} + 1,5 \cdot K_p \frac{p_0}{p_{c.н}^2}} = \frac{1,5 \cdot 2,03 \cdot 10^9 \left(\frac{99,997}{0,003} + 1 \right)}{\frac{99,997}{0,003} + 1,5 \cdot 2,03 \cdot 10^9 \frac{101300}{(0,2 \cdot 10^6)^2}} = 2,47 \cdot 10^9 \text{ Па.}$$

Густина фільтрату барди з врахуванням середнього підвищення його робочої температури $\Delta t_c = 5^\circ\text{C}$, при $\rho_c = 1187$ кг/м³ [96] визначаємо за формулою (4.13)

$$\rho_{м.т} = \frac{\rho_m}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \Delta t_m} = \frac{1187}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \cdot 5} = 1182,3 \text{ кг/м}^3.$$

Тоді ударне підвищення тиску, розраховане за формулою (4.27) буде складати

$$\Delta p_{уд. max} = 2\nu \cdot z_{Ia} \sqrt{K_c \cdot \rho_{c.т}} = 2 \cdot 130 \cdot 0,002 \sqrt{2,47 \cdot 10^9 \cdot 1182,3} = 807417,2 \text{ Па.}$$

Таким чином, створення у вологому дисперсному середовищі, що проходять по трубчастій керамічній мембрані, ударних хвиль напружень та деформацій, забезпечує періодичне підвищення в ньому тиску у 4 рази.

Крім цього, на етапах переміщення вібростолу установки у верхнє положення зростає й швидкість переміщення фільтрату вологого дисперсного середовища по каналах мембрани. Для параметрів мембрани фірми «Таті» [44], що використовувалась на експериментальному з ГП стенді: $n_k = 39$; $d_\phi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м та подачі насоса, який забезпечував постійну циркуляцію фільтрату вологих дисперсних середовищ $Q_{н2} = 7,7 \cdot 10^{-4}$ м³/с (див. підрозділ 2.1) за формулою (4.34) обчислюємо максимальну швидкість потоку фільтрату у мембрані, одразу після проходження через його середовище ударної хвилі [46]

$$v_{c.\max} = v_{c0} + v_I = \frac{4 \cdot Q_{н2}}{\pi \cdot d_\phi^2 \cdot n_k} + 2 \cdot Z_{la} v$$

$$= \frac{4 \cdot 0,00077}{3,14 \cdot 0,0025^2 \cdot 39} + 2 \cdot 0,002 \cdot 130 \approx 4,54 \text{ м/с},$$

що на 11,5% більше, ніж під час фільтрування без ударного навантаження. Згідно із графіком технічного керівництва з експлуатації [44], для розглядуваної 39-канальної мембрани при розрахованій за формулою (4.34) швидкості v_{c0} потоку, втрати тиску в ній під час безударного потокового фільтрування складатимуть 0,25 МПа, що із залишком компенсує розраховане вище ударне підвищення тиску $\Delta p_{уд.\max}$ на етапах переміщення вібростолу стенду з ГП вверх. Дані результати підтверджені дослідями з фільтрування спиртової барди, проведеними на експериментальному стенді з ГП (див. рисунок 2.1) [142].

Результати даних дослідів також показали, що періодичне підвищення тиску у фільтраті вологого дисперсного середовища, що циркулює по каналах трубчастої керамічної мембрани під час потокового віброударного фільтрування, а також зростання швидкості його руху дійсно забезпечує збільшення продуктивності процесу та вищу стабільність її в часі у порівнянні із безударним потоковим фільтруванням [56, 59, 112] (див. рисунок 2.5).

Таким чином, високу ефективність пропонованого способу та установок з ГП для його реалізації можна вважати доведеною і розрахунковим шляхом.

ДОДАТОК Б
 РОЗРАХУНОК ЗНАЧЕНЬ ТИСКУ, СТВОРЮВАНОВОГО У ВОЛОГИХ
 ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩАХ ПІД ЧАС І-ГО ЕТАПУ ЦИКЛУ ЇХ
 ПОТОКОВОГО ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ НА УСТАНОВЦІ З
 ГП

Отримана в результаті розрахунку залежність максимальних значень тиску $p_c(t)$, створюваного у фільтраті вологого дисперсного середовища (кавового шламу) під час І-го етапу циклу його потокового віброударного фільтрування на установці з ГП (див. підрозділ 4.1) від максимального тиску p_{c1} у порожнині гідроциліндра її ГП, буде порівнюватись із відповідною експериментальною залежністю, знятою на стенді з ГП (див. рисунок 2.1) при відповідному режимі фільтрування на ньому того ж самого виду середовищ. Дане порівняння дасть можливість перевірити коректність наведених у підрозділі 4.1 математичних моделей досліджуваних процесів потокового віброударного фільтрування вологих дисперсних середовищ [20].

Тривалість t_I І-го етапу циклу потокового віброударного фільтрування визначаємо за осцилограмами експериментального стенду – прототипа (див. рисунок 2.1) під час фільтрування на ньому кавового шламу (див. пункт 6.1.2). На рисунку 3.2 представлені фрагменти даних осцилограм, згідно із якими $t_I = 0,067$ с. Також за допомогою рисунку 3.2 складені емпіричні формули (3.5) для визначення поточних значень переміщення $z_I(t)$ вібростолу установки та тиску $p_c(t)$ робочої рідини у гідроциліндрі її ГП на І-му етапі робочого циклу.

Масу $m_{p,\phi}$ рідинної частинки фільтрату кавового шламу, що піддається фільтруванню на установці і має початкову вологість $U_n = 96\%$ (див. підрозділ 2.1) для спрощення її розрахунку обчислюємо, виходячи з маси цієї частинки під час зневоднення шламу з початковою вологістю $U_n = 75\%$ [5]: $m_p = 1,04 \cdot 10^{-6}$ кг. Тоді $m_{p,\phi}$ складатиме

$$m_{p,\phi} = m_p + m_p(0,96 - 0,75) = 1,04 \cdot 10^{-6} + 1,04 \cdot 10^{-6}(0,96 - 0,75) = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг.}$$

Тиск $p_m(t)$ визначаємо за рівнянням, одержаним з рівняння (4.6)

$$p_c(t) = p_{c,z}(t) + p_{c,n} - \Delta p_{m,\phi}(t) - \Delta p_{c,vx,n2}(t) - \Delta p_{c,p,n2}(t) - \Delta p_{c,vx,\phi}(t); 0 \leq t \leq t_I. \text{ (Б.1)}$$

Для розрахунку складових у даному рівнянні використовуємо рівняння та залежності підрозділу 4.1, в тому числі формули (4.9, 4.10, 4.12 – 4.19):

$$p_{c.z}(t) = \frac{F_{\partial.z}(t)}{S_{\partial.z}}; 0 < t \leq t_I;$$

$$F_{\partial.z}(t) = p_z(t) \cdot S_z - p_{c.n} S_{\partial.z} + m_{\Sigma}(\ddot{z}_I - g) - \alpha_I \dot{z}_I - \alpha_{mz} \dot{z}_m - \alpha_{pz} \dot{z}_{pz} - \\ - c_y(z_{0y} + z_I) - c_{mz} z_m - c_{pz} z_p - \sigma_{0z}; 0 < t \leq t_I;$$

$$m_{\Sigma} = m_z + m_{\sigma} + m_{\partial.z} + m_c;$$

$$m_c = \frac{1}{3} S_z^2 \rho_{c.t} \left(\frac{l_{\partial.z}}{S_{\text{д.Г}}} + \frac{l_{n2}}{f_{n2}} + \frac{l_{\phi}}{f_{\phi}} + \frac{l_4}{f_4} \right);$$

$$\rho_{c.t} = \frac{\rho_c}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \Delta t_c};$$

$$m_{p.\phi}(\ddot{z}_p - g) - \alpha_{pz} \dot{z}_p - c_{pz} z_p + p_c(t) \cdot f_{\phi} = 0; 0 < t \leq t_I;$$

$$f_{\phi} = \frac{n_{\kappa} \pi \cdot d_{\phi}^2}{4};$$

$$\Delta p_{m.\phi}(t) = \lambda_{\phi} \rho_{c.t} \frac{l_{\phi}}{d_{\phi} n_{\kappa}} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; 0 < t \leq t_I;$$

$$\Delta p_{c.ex.n2}(t) = \zeta_{ex.n2} \rho_{c.t} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; 0 < t \leq t_I;$$

$$\Delta p_{c.p.n2}(t) = \zeta_{p.n2} \rho_{c.t} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; \Delta p_{c.ex.\phi}(t) = \zeta_{ex.\phi} \rho_{c.t} \frac{\dot{z}_p^2}{2}; 0 < t \leq t_I;$$

$$m_m \frac{\rho_p}{\rho_m} (\ddot{z}_m - g) - \alpha_{mz} \dot{z}_m - c_{mz} z_m - \sigma_{0z} + p_c(t) \cdot f_{\phi} = 0; 0 < t \leq t_I.$$

Підставляємо до наведених вище формул чисельні значення фізико-механічних характеристик кавового шламу [5], а також конструктивних і робочих параметрів експериментального стенда-прототипу з ГПІ (див. рисунки 2,1. 2.3 та додаток А). В результаті отримуємо

$$f_{\phi} = \frac{39 \cdot 3,14 \cdot (2,5 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$\rho_{c.t} = \frac{1195}{1 + 8 \cdot 10^{-4} 5} = 1190,24 \text{ кг} / \text{м}^3$$

$$m_c = \frac{1}{3} S_z^2 \rho_{c.t} \left(\frac{l_{d.z}}{S_{д.г}} + \frac{l_{n2}}{f_{n2}} + \frac{l_{\phi}}{f_{\phi}} + \frac{l_4}{f_4} \right);$$

$$m_c = \frac{1}{3} (5,02 \cdot 10^{-3})^2 1190,24 \times$$

$$\times \left(\frac{0,01}{9,62 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,097}{1,81 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,3}{1,87 \cdot 10^{-4}} + \frac{2,8}{3,14 \cdot 10^{-4}} \right) = 105,83 \text{ кг};$$

$$m_{\Sigma} = 170 + 105,83 = 275,83 \text{ кг};$$

$$1,2 \cdot 10^{-6} \ddot{z}_p - 0,13 \cdot \dot{z}_p + 1,87 \cdot 10^{-4} p_c - 1,17 \cdot 10^{-5} = 0; 0 < t \leq 0,067 \text{ с};$$

$$\Delta p_{m.\phi} = 0,037 \cdot 1190,24 \frac{0,3}{2,5 \cdot 10^{-3} 39} \frac{\dot{z}_p^2}{2} = 67,69 \cdot \dot{z}_p^2; 0 < t \leq 0,067 \text{ с}; \quad (\text{Б.2})$$

$$\Delta p_{c.ex.n2} = 0,5 \cdot 1190,24 \frac{\dot{z}_p^2}{2} = 297,53 \cdot \dot{z}_p^2; 0 < t \leq 0,067 \text{ с}; \quad (\text{Б.3})$$

$$\Delta p_{c.p.n2} = 0,6 \cdot 1190,24 \frac{\dot{z}_p^2}{2} = 357,1 \cdot \dot{z}_p^2; 0 < t \leq 0,067 \text{ с}; \quad (\text{Б.4})$$

$$\Delta p_{c.ex.\phi} = 0,5 \cdot 1190,24 \frac{\dot{z}_p^2}{2} = 297,53 \cdot \dot{z}_p^2; 0 < t \leq 0,067 \text{ с}; \quad (\text{Б.5})$$

$$0,471 \cdot 10^{-6} \frac{1000}{162} (\ddot{z}_m - 9,81) - 1,5 \cdot 10^{-3} \dot{z}_m - 4,97 \cdot 10^4 z_m - 74 + 1,87 \cdot 10^{-4} p_c = 0;$$

$$2,9 \cdot 10^{-6} \ddot{z}_m - 1,5 \cdot 10^{-3} \dot{z}_m - 4,97 \cdot 10^4 z_m - 74 + 1,87 \cdot 10^{-4} p_c = 0; 0 < t \leq 0,067 \text{ с};$$

$$\begin{aligned}
F_{\partial,z} &= 5,02 \cdot 10^{-3} \cdot p_z - 0,2 \cdot 10^6 \cdot 9,62 \cdot 10^{-4} + 275,83 \cdot (\ddot{z}_I - 9,81) - \\
&- 200,72 \cdot \dot{z}_I - 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{z}_m - 0,13 \cdot \dot{z}_{pz} - 2,37 \cdot 10^6 \cdot (4 \cdot 10^{-3} + z_I) - \\
&- 4,97 \cdot 10^4 z_m - 74 = 5,02 \cdot 10^{-3} \cdot p_z + 275,83 \cdot \ddot{z}_I - 200,72 \cdot \dot{z}_I - \\
&- 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{z}_m - 0,13 \cdot \dot{z}_{pz} - 2,37 \cdot 10^6 \cdot z_I - 4,97 \cdot 10^4 z_m - 1,25 \cdot 10^4; 0 < t \leq 0,067;
\end{aligned}$$

$$p_{c,z} = \frac{F_{\partial,z}}{9,62 \cdot 10^{-4}} = 5,22 \cdot p_z + 2,87 \cdot 10^5 \cdot \ddot{z}_I - 2,09 \cdot 10^5 \cdot \dot{z}_I - 1,56 \cdot \dot{z}_m -$$

(Б.6)

$$-135,14 \cdot \dot{z}_{pz} - 2,46 \cdot 10^9 \cdot z_I - 5,16 \cdot 10^7 z_m - 1,3 \cdot 10^7; 0 < t \leq 0,067c.$$

Підставляємо до рівняння (Б.1) формули (Б.2 – Б.6), отримуємо

$$\begin{aligned}
p_c &= p_{c,z} + 0,2 \cdot 10^6 - 1020 \cdot \dot{z}_p^2 = 5,22 \cdot p_z + 2,87 \cdot 10^5 \cdot \ddot{z}_I - 2,09 \cdot 10^5 \cdot \dot{z}_I - \\
&- 1,56 \cdot \dot{z}_m - 135,14 \cdot \dot{z}_p - 2,46 \cdot 10^9 \cdot z_I - 5,16 \cdot 10^7 z_m - 1,3 \cdot 10^7 + 0,2 \cdot 10^6 -
\end{aligned}$$

(Б.7)

$$\begin{aligned}
-1020 \cdot \dot{z}_p^2 &= 5,22 \cdot p_z + 2,87 \cdot 10^5 \cdot \ddot{z}_I - 2,09 \cdot 10^5 \cdot \dot{z}_I - 1,56 \cdot \dot{z}_m - 5,16 \cdot 10^7 z_m - \\
&- 1020 \cdot \dot{z}_p^2 - 135,14 \cdot \dot{z}_p - 1,28 \cdot 10^7; 0 < t \leq 0,067c.
\end{aligned}$$

Підставляємо у (Б.7) рівняння (3.5) і отримуємо систему рівнянь

$$\begin{aligned}
1,2 \cdot 10^{-6} \ddot{z}_p - 0,13 \cdot \dot{z}_p + 1,87 \cdot 10^{-4} p_c - 1,17 \cdot 10^{-5} &= 0; \\
2,9 \cdot 10^{-6} \ddot{z}_m - 1,5 \cdot 10^{-3} \dot{z}_m - 4,97 \cdot 10^4 z_m + 1,87 \cdot 10^{-4} p_c - 74 &= 0; \\
p_c &= 4,61 \cdot 10^8 \cdot t + 2,87 \cdot 10^5 \cdot \ddot{z}_I - 2,09 \cdot 10^5 \cdot \dot{z}_I - 1,56 \cdot \dot{z}_m - \\
&- 5,16 \cdot 10^7 z_m - 1020 \cdot \dot{z}_p^2 - 135,14 \cdot \dot{z}_p - 1,84 \cdot 10^6;
\end{aligned}$$

(Б.8)

$$z_I = 4,88 \cdot 10^{-2} t; \quad 0 < t \leq 0,067 c.$$

З використанням системи (Б.8) у середовищі Matlab Simulink R2007a складаємо програму (див. рисунок 3.3) та розраховуємо при різних значеннях p_{z1} графіки $p_c(t)$ (див. рисунок 3.4), з використанням яких будемо залежність $p_{c.max} = f(p_{z1})$, що буде у пункті 6.1.3 зіставлятись з відповідною експериментальною залежністю (див. також рисунок 6.3, в).

ДОДАТОК В
РОЗРАХУНОК ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ПАРАМЕТРІВ НАВАНТАЖЕННЯ
ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ ПІД ЧАС ЇХ ПОТОКОВОГО
ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ ВІД КОНСТРУКТИВНИХ
ПАРАМЕТРІВ УСТАНОВКИ З ГПІ

Як визначено вище (див. пункт 2.2.2 та підрозділи 4.1, 5.3), основними параметрами навантаження вологих дисперсних середовищ під час їх віброударного фільтрування на установці з ГПІ є: амплітуда z_{1a} та частота ν коливань вібростолу, а також максимальний тиск $p_{c.max} = p_{c1}$ у середовищі фільтрату на I-му етапі циклу спрацьовування ГПІ.

Формули підрозділів 4.1, 4.2, 5.3, а також дані додатку А послужили підставою для складеної у Microsoft Office Excel 2019 програми розрахунку залежностей параметрів навантаження вологих дисперсних середовищ від конструктивних параметрів установки з ГПІ: максимального тиску p_{c1} у порожнині гідроциліндра ГПІ, площі прохідного перерізу $f_{др.в}$ дроселя вібробуджувача (див. рисунок 5.2) та попереднього стискання z_{0y} пружин вібростолу [20].

При цьому об'єм $W_{ГПІ}$ гідросистеми ГПІ, в якому змінюється тиск p_c (див. формулу (4.1)) визначався, як сума об'ємів порожнин у насосі привода (довжиною l_{n1} та з площею поперечного перерізу f_{n1}), у гідролінії l_1 (див. рисунок 5.2), у каналах вібробуджувача ($l_{зб1}, f_{зб1}, l_{зб2}, f_{зб2}$), у розподільній порожнині l_{n1} ($l_{n11}, f_{n11}, l_{n12}, f_{n12}, l_{n13}, f_{n13}$) та у гідроциліндрі ГПІ ($l_2, S_2, l_{22}, S_{22}, l_{23}, f_{23}$).

Зведені модулі об'ємної пружності порожнин та гідроліній установки (див. рисунок 5.2) визначали, виходячи зі значень модулів об'ємної пружності силуміну ($K_{сил}$), сталі ($K_{ст}$), латуні ($K_{лат}$), гуми ($K_{гум}$) та гумово-тканинного рукава ($K_{гум-тк}$).

Швидкість фільтрування v_ϕ (див. підрозділи 1.1, 4.2) визначаємо за формулою (1.1), з використанням отриманих під час експериментів на з ГПІ стенді (див. рисунок 2.1) результатів (див. рисунок 2.4):

$$Q_\phi = \frac{W}{\tau} = 14 \text{ л / год. Тоді}$$

$$v_\phi = \frac{W_c}{S_\phi \cdot \tau} = \frac{Q_\phi}{S_\phi} = \frac{14 \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot 0,124} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м / с.} \quad (\text{В.1})$$

Нижче у таблиці В.1 наведені вихідні дані для розрахунку, а у таблиці В.2 – розрахункові формули та приклад результатів обчислень з використанням складеної Excel-програми. Отримані за результатами розрахунків залежності представлені на рисунках 5.6 – 5.7 [20].

Таблиця В.1 - Вихідні дані для розрахунку залежностей параметрів навантаження вологих дисперсних середовищ під час їх потокового віброударного фільтрування від конструктивних параметрів установки з ГПП

$l_{н1} = 0,043$ м	$d_{н1} = 0,057$ м	$\delta_{н1} = 0,027$ м	$f_{н1} = 2,55 \cdot 10^{-3}$ м ²
$\lambda_{н1} = 0,062$	$l_1 = 0,11$ м	$d_1 = 0,045$ м	$\delta_1 = 0,01$ м
$f_1 = 1,59 \cdot 10^{-3}$ м ²	$\lambda_1 = 0,049$	$l_{3\delta 1} = 0,054$ м	$d_{3\delta 1} = 0,025$ м
$\delta_{3\delta 1} = 0,025$ м	$f_{3\delta 1} = 4,9 \cdot 10^{-4}$ м ²	$\lambda_{3\delta 1} = 0,027$	$l_{3\delta 2} = 0,15$ м
$d_{3\delta 2} = 0,013$ м	$\delta_{3\delta 2} = 0,009$ м	$f_{3\delta 2} = 1,3 \cdot 10^{-4}$ м ²	$\lambda_{3\delta 2} = 0,039$
$l_{н11} = 0,115$ м	$d_{н11} = 0,057$ м	$\delta_{н11} = 0,067$ м	$f_{н11} = 2,57 \cdot 10^{-3}$ м ²
$\lambda_{н11} = 0,062$	$l_{н12} = 0,19$ м	$d_{н12} = 0,025$ м	$\delta_{н12} = 0,023$ м
$f_{н12} = 4,9 \cdot 10^{-4}$ м ²	$\lambda_{н12} = 0,027$	$l_{н13} = 0,034$ м	$d_{н13} = 0,036$ м
$\delta_{н13} = 0,077$ м	$f_{н13} = 1,02 \cdot 10^{-3}$ м ²	$\lambda_{3\delta 1} = 0,039$	$l_2 = 0,005$ м
$d_2 = 0,08$ м	$\delta_2 = 0,02$ м	$S_2 = 5,02 \cdot 10^{-3}$ м ²	$\lambda_2 = 0,087$
$l_{22} = 0,005$ м	$d_{22} = 0,04$ м	$\delta_{22} = 0,035$ м	$S_{22} = 1,26 \cdot 10^{-3}$ м ²
$\lambda_{22} = 0,042$	$l_{23} = 0,05$ м	$d_{23} = 0,025$ м	$\delta_{23} = 0,035$ м
$f_{23} = 4,9 \cdot 10^{-4}$ м ²	$\lambda_{23} = 0,027$	$l_{n2} = 0,097$ м	$d_{n2} = 0,048$ м
$\delta_{n2} = 3,5 \cdot 10^{-3}$ м	$f_{n2} = 1,81 \cdot 10^{-3}$ м ²	$\lambda_{n2} = 0,052$	$l_2 = 1,5$ м
$d_2 = 0,054$ м	$\delta_2 = 0,007$ м	$f_2 = 2,3 \cdot 10^{-3}$ м ²	$\lambda_2 = 0,061$
$l_3 = 1,6$ м	$d_3 = 0,02$ м	$\delta_3 = 0,003$ м	$f_3 = 3,14 \cdot 10^{-4}$ м ²
$\lambda_3 = 0,065$	$l_4 = 2,8$ м	$d_4 = 0,02$ м	$\delta_4 = 0,003$ м
$f_4 = 3,14 \cdot 10^{-4}$ м ²	$\lambda_4 = 0,065$	$l_\phi = 0,3$ м	$n_\kappa = 39$
$d_\phi = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м	$f_\phi = 1,87 \cdot 10^{-4}$ м ²	$S_\phi = 0,124$ м ²	$\lambda_\phi = 0,037$
$Q_{н1} = 2,3 \cdot 10^{-3}$ м ³ /с	$Q_{н2} = 7,7 \cdot 10^{-4}$ м ³ /с	$c_\gamma = 2,37 \cdot 10^6$ Н/м	$z_{0\gamma} = 4 \cdot 10^{-3}$ м
$P_{с.н} = 0,2 \cdot 10^6$ Па	$K_{см} = 2,03 \cdot 10^{11}$ Па	$K_{сум} = 0,7 \cdot 10^{11}$ Па	$K_{лам} = 0,95 \cdot 10^{11}$ Па
$K_{сум} = 8 \cdot 10^6$ Па	$K_{сум-мк} = 1,7 \cdot 10^9$ Па	$p_{21} = 10 \cdot 10^6$ Па	$p_{22} = 5 \cdot 10^6$ Па
$K_{p,p} = 1,995 \cdot 10^9$ Па	$W_p = 9,997$	$W_2 = 0,003$	$p_0 = 101300$ Па
$p_3 = 1960$ Па	$K_p = 2,03 \cdot 10^9$ Па	$\nu_\phi = 3 \cdot 10^{-5}$ м/с	$\beta = 0,005$
$d_{\delta,2} = 0,035$ м	$S_{\delta,2} = 9,62 \cdot 10^{-4}$ м ²	$l_{n,\delta} = 0,01$ м	$\delta_{\delta,2} = 0,0065$ м
$\lambda_{n,\delta} = 0,038$	$\rho_{p.p.t} = 836$ кг/м ³	$\rho_{c.t} = 1190,24$ кг/м ³	$\zeta_{ex,2} = 0,75$
$\zeta_{p,n1} = 1,5$	$\zeta_n = 0,18$	$\zeta_{p,n2} = 0,6$	$\zeta_{ex,\phi} = 0,5$
$\zeta_{\delta,\phi} = 0,2$	$\zeta_{kp2} = 0,3$	$\zeta_{p4} = 0,9$	$\zeta_{ex,\delta} = 1$
$\zeta_{ex,n2} = 0,5$	$\zeta_{ex,n2} = 0,5$	$\zeta_{3,\kappa} = 0,75$	$\zeta_{kp1} = 0,2$
$\zeta_{3\delta,3\delta} = 13$	$\zeta_{\delta,2} = 0,4$	$g = 9,81$ м/с ²	$m_l = 170$ кг
$f_{\delta p,6} = 0,15 \cdot 10^{-6}$ м ²	$\mu_{\delta p,6} = 0,67$	$W_6 = 3 \cdot 10^{-5}$ м ³	$\sigma_c = 74$ Н
$c_{mz} = 49749,4$ Н/м	$c_{pz} = 163880294$ Н/м	$\alpha_{mz} = 0,0015$ Па·с	$\alpha_{pz} = 0,13$ Па·с

Таблиця В.2 – Формули та результати розрахунку залежностей параметрів навантаження вологих дисперсних середовищ під час їх потокового віброударного фільтрування від конструктивних параметрів установки з ГП

$W_{ГП} = l_{n1}f_{n1} + l_1f_1 + l_{зб1}f_{зб1} + l_{зб2}f_{зб2} + l_{n11}f_{n11} + l_{n12}f_{n12} + l_{n13}f_{n13} + l_2S_2 + l_{22}S_{22} + l_{23}f_{23}$	0,00080974 м ³
$K_{n1} = \frac{K_{см}\delta_{n1}}{d_{n1}} \quad (4.4)$	33157894737 Па
$K_1 = \frac{K_{см}\delta_1}{d_1} \quad (4.4)$	45111111111 Па
$K_{зб1} = \frac{K_{см}\delta_{зб1}}{d_{зб1}} \quad (4.4)$	2,03E+11 Па
$K_{зб2} = \frac{K_{см}\delta_{зб2}}{d_{зб2}} \quad (4.4)$	1,40538E+11 Па
$K_{n11} = \frac{K_{см}\delta_{n11}}{d_{n11}} \quad (4.4)$	2,38614E+11 Па
$K_{n12} = \frac{K_{см}\delta_{n12}}{d_{n12}} \quad (4.4)$	1,8676E+11 Па
$K_{n13} = \frac{K_{см}\delta_{n13}}{d_{n13}} \quad (4.4)$	4,34194E+11 Па
$K_2 = \frac{K_{см}\delta_2}{d_2} \quad (4.4)$	50750000000 Па
$K_{22} = \frac{K_{см}\delta_{22}}{d_{221}} \quad (4.4)$	1,77625E+11 Па
$K_{23} = \frac{K_{см}\delta_{23}}{d_{23}} \quad (4.4)$	2,842E+11 Па
$K_{\delta.2} = \frac{K_{см}\delta_{\delta.2}}{d_{\delta.2}} \quad (4.4)$	37700000000 Па
$K_{n2} = \frac{K_{лат}\delta_{n2}}{d_{n2}} \quad (4.4)$	6927083333 Па
$K_2 = \frac{K_{сум-тк}\delta_2}{d_2} \quad (4.4)$	220370370,4 Па
$K_3 = \frac{K_{сум}\delta_3}{d_3} \quad (4.4)$	1200000 Па
$K_4 = \frac{K_{сум}\delta_4}{d_4} \quad (4.4)$	1200000 Па

$K_{p1} = \frac{K_{p.p} \left(\frac{W_p}{W_2} + 1 \right)}{\frac{W_p}{W_2} + K_{p.p} \frac{p_0}{p_{21}^2}} \quad (4.3)$	1994389157 Па
$K_{p.3} = \frac{K_{p.p} \left(\frac{W_p}{W_2} + 1 \right)}{\frac{W_p}{W_2} + K_{p.p} \frac{p_0}{p_3^2}} \quad (4.3)$	126401,9964 Па
$K_{p.cp} = \frac{K_{p1} + K_{p.3}}{2} \quad (5.9)$	997257779,7 Па
$K1 = \frac{1}{K_{p.cp}} + \frac{1}{K_{n1}} + \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_{361}} + \frac{1}{K_{362}} +$ $+ \frac{1}{K_{n11}} + \frac{1}{K_{n12}} + \frac{1}{K_{n13}} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_{22}} + \frac{1}{K_{23}}$	1,10782E-09
$K_{36\Gamma III}^I = \frac{1}{K1}$	902674577,7 Па
$K_{36.\phi} = \frac{1}{\frac{1}{K_{\partial.2}} + \frac{1}{K_{n2}} + \frac{1}{K_4}} \quad (5.8)$	1199753,974 Па
$t_{н.м} = \frac{p_{21} W_{\Gamma III}}{Q_{н1} K_{36\Gamma III}} \quad (4.1)$	0,003900197 с
$E1 = \frac{Q_{н1} (p_{21} + p_3)}{2} \quad (5.2)$	11502,254
$E_{к.н1}^I = E1 \cdot t_{н.м} \quad (5.2)$	44,86105674 Дж
$E2 = Q_{н2} \cdot p_{м.н} \quad (5.2)$	154
$E_{к.н2}^I = E2 \cdot t_{н.м} \quad (5.2)$	0,600630341 Дж
$M1 = \frac{l_{н1}}{f_{н1}} + \frac{l_1}{f_1} + \frac{l_{361}}{f_{361}} + \frac{l_{362}}{f_{362}} + \frac{l_{н11}}{f_{н11}} + \frac{l_{н12}}{f_{н12}} + \frac{l_{н13}}{f_{н13}} + \frac{l_2}{S_2} + \frac{l_{22}}{S_{22}} + \frac{l_{23}}{f_{23}}$	1922,935974
$m_{36.p}^I = \frac{1}{3} S_2^2 \cdot \rho_{p.p.t} \cdot M1 \quad (5.4)$	13,50383993 кг
$m_{3c} = \frac{1}{3} \rho_{c.t} l_3 f_3 \quad (5.4)$	0,14177728 кг

$m_{3\phi.c} = \frac{1}{3} S_{\partial.2}^2 \cdot \rho_{c.l} \left(\frac{l_{n.\partial}}{S_{\partial.2}} + \frac{l_{n2}}{f_{n2}} + \frac{l_{\phi}}{f_{\phi}} + \frac{l_4}{f_4} \right) \quad (5.4)$	2,345528581 кг
$v_I^I = \frac{Q_{H1}}{S_2} \quad (5.5)$	0,458167331 м/с
$v_{3\phi.M}^I = \frac{Q_{H1} + Q_{H2}}{S_{\partial.2}} \quad (5.5)$	3,191268191 м/с
$v_{3.M} = \frac{Q_{H2}}{f_3} \quad (5.5)$	2,452229299 м/с
$\lambda_{3\phi\Gamma\Pi\Pi}^I = \lambda_{n1} \frac{l_{n1}}{d_{n1}} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \lambda_{3\phi1} \frac{l_{3\phi1}}{d_{3\phi1}} + \lambda_{3\phi2} \frac{l_{3\phi2}}{d_{3\phi2}} + \lambda_{n11} \frac{l_{n11}}{d_{n11}} +$ $+ \lambda_{n12} \frac{l_{n12}}{d_{n12}} + \lambda_{n13} \frac{l_{n13}}{d_{n13}} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \lambda_{22} \frac{l_{22}}{d_{22}} + \lambda_{23} \frac{l_{23}}{d_{23}}$	1,10667826
$\lambda_{3\phi.\phi} = \lambda_{n.\partial} \frac{l_{n.\partial}}{2} \sqrt{\frac{\pi}{S_{\partial.2}}} + \lambda_{n2} \frac{l_{n2}}{d_{n2}} + \lambda_{\phi} \frac{l_{\phi}}{f_{\phi}} + \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \quad (5.6)$	68,57422713
$\zeta_{3\phi\Gamma\Pi\Pi}^I = 3 \cdot \zeta_n + \zeta_{p.n1} + \zeta_{ex.2} \quad (5.6)$	2,79
$\zeta_{3\phi.\phi} = \zeta_{ex.n2} + \zeta_{p.n2} + \zeta_{ex.\phi} + \zeta_{\phi.\phi} + \zeta_{kp2} + \zeta_{p4} + \zeta_n + \zeta_{ex.\phi} \quad (5.6)$	4,18
$\zeta_{3\phi3} = \zeta_{ex.n2} + \zeta_{3.k} + \zeta_{kp1} \quad (5.6)$	1,45
$E_{K.3\phi.p}^I = \frac{m_{3\phi.p}^I (v_I^I)^2}{2} (1 + \lambda_{3\phi\Gamma\Pi\Pi}^I + \zeta_{3\phi\Gamma\Pi\Pi}^I) \quad (5.3)$	6,940281607 Дж
$E_{K1}^I = \frac{m_1 (v_I^I)^2}{2} \quad (5.3)$	17,84297075 Дж
$E_{K.3\phi.c}^I = \frac{m_{3\phi.c} (v_{3\phi.c}^I)^2}{2} (1 + \lambda_{3\phi.\phi} + \zeta_{3\phi.\phi}) \quad (5.3)$	880,8952271 Дж
$E_{K3c}^I = \frac{m_{3c} v_{3c}^2}{2} (1 + \lambda_3 + \zeta_{3\phi3}) \quad (5.3)$	1,072103683 Дж
$E_{n.3\phi.p}^I = \frac{W_{\Gamma\Pi\Pi} (p_{21}^2 - p_3^2) (K_{3\phi.\Gamma\Pi\Pi}^I + K_{p.cp})}{2 \cdot K_{3\phi.\Gamma\Pi\Pi}^I K_{p.cp}} \quad (5.7)$	85,45059198 Дж
$v_{M0} = \frac{Q_{H2}}{f_{\phi}} \quad (4.23)$	4,117647059 м/с
$v_{c.max} = v_{c0} + v_I^I \quad (4.31)$	4,57581439 м/с

$\Delta p_{y\partial.\max} = \frac{2\rho_{c.t} v_{c0} l_{\phi}}{t_{н.т}} \quad (4.28)$	536280,6009 Па
$\Delta p_{m.\phi}^I = \lambda_{\phi} \rho_{c.t} \frac{l_{\phi}}{d_{\phi} n_{\kappa}} \frac{v_{c.\max}^2}{2} \quad (4.35)$	11,68022591 Па
$\Delta p_{\Sigma c.\phi}^I = (\zeta_{ex.n2} + \zeta_{p.n2} + \zeta_{ex.\phi}) \rho_{c.t} \frac{v_{c.\max}^2}{2} \quad (4.35)$	1,709230802 Па
$p_{cI} = p_{c.n} + \Delta p_{y\partial.\max} - \Delta p_{m.\phi}^I - \Delta p_{\Sigma c.\phi}^I \quad (4.32)$	736267,2114 Па
$c_M = c_{mz} + c_{pz}$	164377788
$E5 = \frac{(p_{cI}^2 - p_{c.n}^2)(l_{n.\partial} S_{\partial.z} + l_{n2} f_{n2} + l_{\phi} f_{\phi} + l_4 f_4)}{2 \cdot K_{3\phi}} \quad (5.7)$	187,5767888 Дж
$E_{n3c}^I = \frac{c_c (v_{3c} t_{н.м})^2}{2} + \frac{p_{c.n}^2 l_3 f_3}{2 \cdot K_3} \quad (5.7)$	7524,803585 Дж
$\alpha_I = 2 \cdot \beta \sqrt{c_y m_I} \quad (5.13)$	200,7236907 Па·с
$E_{\kappa.n.\partial 3c}^I = \sigma_c v_{3c} t_{н.м} \quad (5.15)$	0,707749128 Дж
$\alpha_c = \alpha_{mz} + \alpha_{pz}$	0,1348 Па·с
$E_{\kappa.в.м3c}^I = \alpha_c v_{3c}^2 t_{н.м} \quad (5.6)$	0,003161539 Дж
$E6 = \alpha_c \left(v_I^I + \frac{Q_{n1} + Q_{n2}}{f_{n2}} + \frac{Q_{n1} + Q_{n2}}{f_{\phi}} + \frac{Q_{n1} + Q_{n2}}{f_4} \right)$	3,821375413
$\Delta p_{\phi I} = p_{cI} - p_3 \quad (4.36)$	734307,2114 Па
$Q_{\phi} = v_{\phi} S_{\phi} \quad (4.37)$	0,00000372 м ³ /с
$W_{\phi I} = Q_{\phi} t_{н.м} \quad (4.38)$	1,45087E-08 м ³
$E_{\phi}^I = W_{\phi I} \Delta p_{\phi I} \quad (4.40)$	0,010653867 Дж
$E3 = E_{\kappa.n1}^I + E_{\kappa.n2}^I - E_{\kappa.3\phi.p}^I - E_{\kappa I}^I - E_{\kappa.3\phi.c}^I - E_{n.3\phi.p}^I -$ $- E_o^I - E_{\kappa 3c}^I - E_{n3c}^I - E_{\kappa.в.м3c}^I - E_{\kappa.n.\partial 3c}^I - \frac{c_y \cdot z_{0y}^2}{2} - E5$	1166,82934 Дж
$E4 = E6 + \sigma_c + \alpha_I \cdot v_I^I + c_y z_{0y} + m_I \cdot g + 0,1 \cdot \frac{p_{c1} + p_3}{2} S_{\partial.z}$	11388,31532 Дж
$z_{In} = \frac{-E4 + \sqrt{E4^2 - 2 \cdot E3(c_y + c_c)}}{c_y + c_c}$	0,0011712272 м
$v_I^{II} = \frac{v_I^I}{2} \quad (5.5, 5.20)$	0,229083665 м/с

Продовження таблиці В.2

$v_c^{II} = v_{c0} + v_I^{II}$	
$\Delta p_{m.\phi}^{II} = \lambda_{\phi} \rho_{c.t} \frac{l_{\phi}}{d_{\phi} n_{\kappa}} \frac{(v_c^{II})^2}{2} \quad (4.35)$	0,098382442 Па
$\Delta p_{\Sigma c.\phi}^{II} = (\zeta_{ex.n2} + \zeta_{p.n2} + \zeta_{ex.\phi}) \rho_{c.t} \frac{(v_c^{II})^2}{2} \quad (4.35)$	1,382672155 Па
$p_{cII} = p_{c.n} + \Delta p_{y0.max} / 2 - \Delta p_{m.\phi}^{II} - \Delta p_{\Sigma c.\phi}^{II} \quad (4.33)$	199998,5189 Па
$Z1 = \frac{S_z(p_{z1} + p_{z2})}{2} - (\lambda_{zv.\phi} + \zeta_{zv.\phi}) \frac{(v_I^{II})^2}{4} -$ $-(\alpha_I + \alpha_c) v_I^{II} - c_y(z_{0y} + z_{In}) - c_M z_{In} - 0,1 \cdot \frac{p_{z1} + p_{z2}}{2} S_{\partial.z} -$ $-\sigma_c - p_{cII} S_{\partial.z} - m_I \left(g - \frac{(v_I^{II})^2}{2 \cdot z_{In}} \right)$	2775,8165
$z_{I8} = \frac{2 \cdot Z1}{c_y + c_c}$	0,0011706035 м
$z_{Ia} = z_{In} + z_{I8} \quad (5.32)$	0,0043418308 м
$K_{p2} = \frac{K_{p.p} \left(\frac{W_p}{W_z} + 1 \right)}{\frac{W_p}{W_z} + K_{p.p} \frac{p_0}{p_{z2}}} \quad (4.3)$	1990769372 Па
$K_{p.cp2} = \frac{K_{p2} + K_{p.3}}{2} \quad (5.42)$	995447887,1 Па
$\Delta W_{\epsilon} = \frac{W_{\epsilon}(p_{z2} - p_3)}{K_{p.cp2}} \quad (5.50)$	1,50627E-07 м ³
$t_{n.m} = \frac{\Delta W_{\epsilon}}{f_{\partial p.\epsilon} \mu_{\partial p.\epsilon}} \sqrt{\frac{\rho_{p.p.t}}{2(p_{z2} - p_3)}} \quad (5.50)$	0,006152821 с
$v = \frac{l}{t_{n.m} + t_{n.m}} \quad (5.51)$	99,47261686 Гц

ДОДАТОК Г
ФОТОГРАФІЇ, СХЕМИ ТА ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ
КОНТРОЛЬНО-ВИМІРЮВАЛЬНОЇ АПАРАТУРИ,
ВИКОРИСТОВУВАНОЇ ПІД ЧАС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВІБРОУДАРНОГО
ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

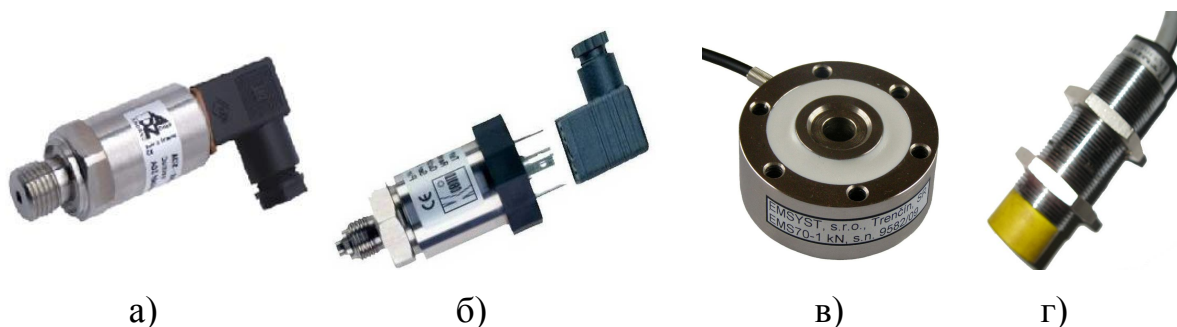


Рисунок Г.1 – Фотографії використовуваних під час експериментів тензометричних датчиків: а - ADZ-SML-10.0; б - KOBOLD SEN 8701-165; в – EMS70; г - TURCK Ni8-M18-LiU

Таблиця Г.1 – Технічні характеристики тензометричних датчиків контрольно-вимірювального комплексу

Технічні характеристики	Датчики			
	ADZ-SML-10.0	KOBOLD SEN 8701-165	EMS70	TURCK Ni8-M18-LiU
Робочий діапазон	0 – 60 МПа	0 – 60 МПа	0 – 500 кН	1-5 мм
Сила струму вихідного сигналу	4 - 20 мА	4 - 20 мА	4 - 20 мА	0 - 20 мА
Напруга живлення	10 - 30 VDC	15-32 VDC	10 VDC	15-30 VDC
Похибка	0,5%	0,5%	0,2%	1%
Робочий діапазон температур	- 40 °С...+ 100 °С	- 40 °С...+ 100 °С	- 10 °С... + 70 °С	-10 °С ...+ 70 °С
Ступінь захисту	IP - 65	IP - 65	IP - 54	IP - 67

Таблиця Г.2 – Технічні характеристики АЦП E14-140

Кількість каналів	16 диференціальних або 32 із загальною "землею"
Розрядність АЦП	14 біт
Ефективна розрядність	13,3 біт (100 кГц, діапазон вимірювань 2,5 В)
Діапазон вхідного сигналу	± 10 В; $\pm 2,5$ В; $\pm 0,625$ В; $\pm 0,156$ В
Максимальна частота перетворення	100 кГц
Захист входів	± 30 В (живлення ввімкн.) ± 10 В (живлення вимк.)



Рисунок Г.2 – Фотографія АЦП моделі E14-140

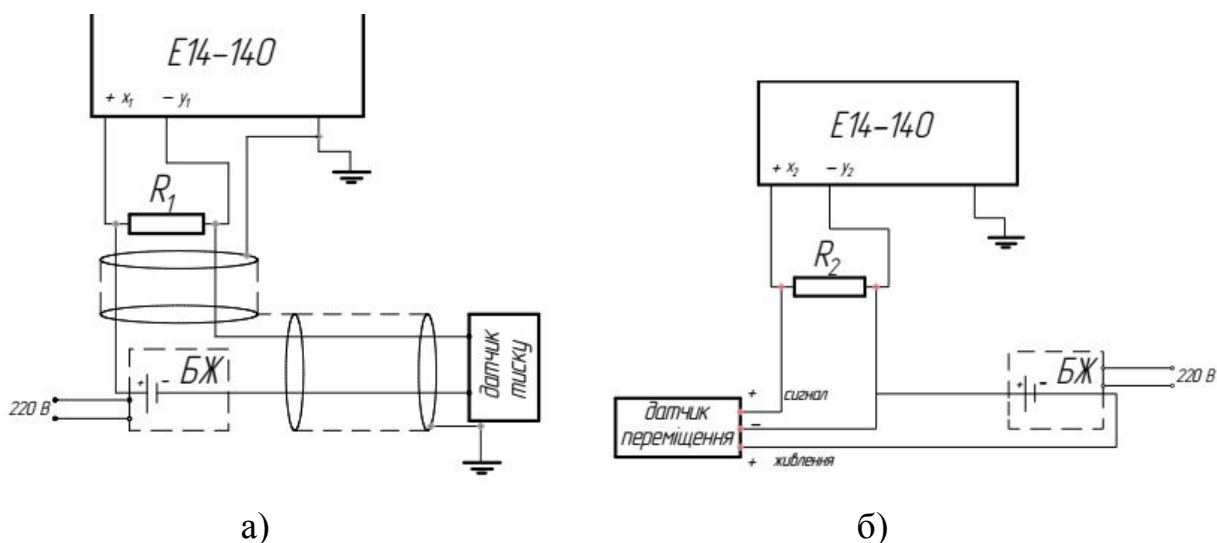


Рисунок Г.3 – Схеми підключення датчиків контрольно-вимірювального комплексу: а – датчиків тиску та зусилля; б – датчика переміщень

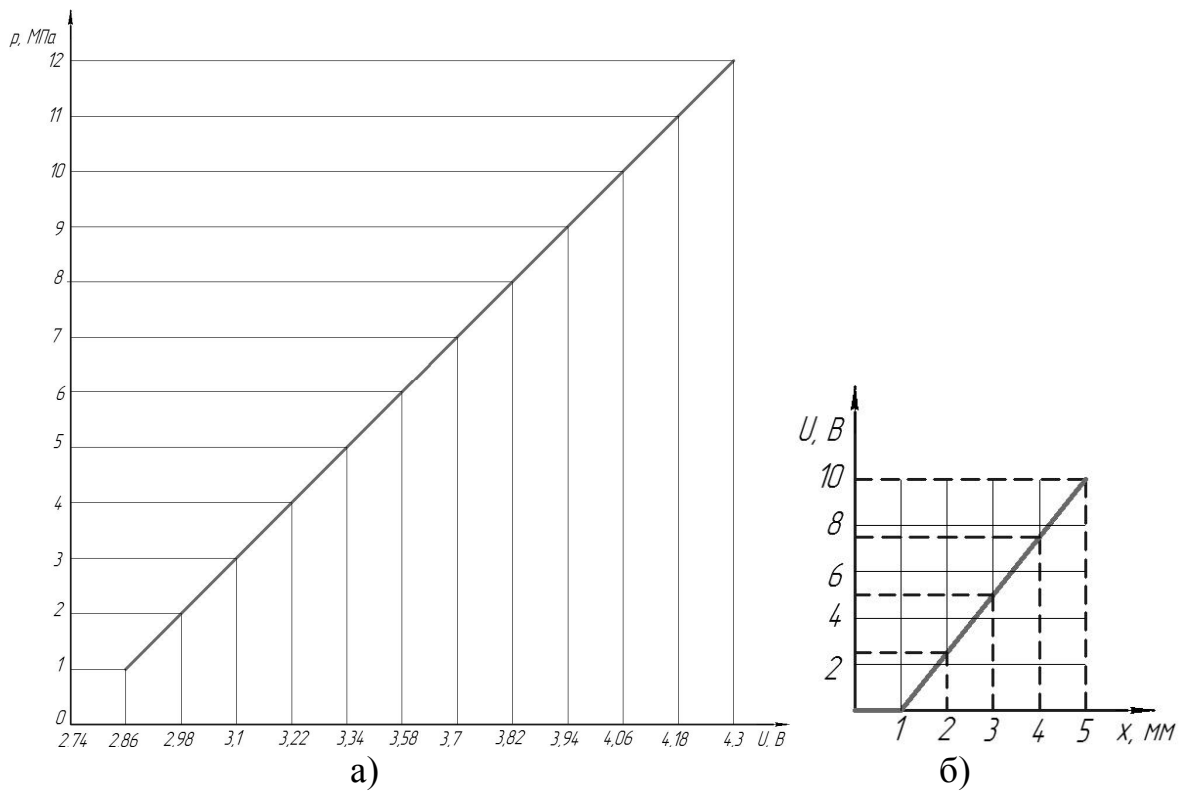


Рисунок Г.4 – Тарувальні графіки датчиків контрольно-вимірювального комплексу: а – тиску ADZ-SML-10.0; б – переміщення TURCK Ni8-M18-LiU



Рисунок Г.5 – Фотографія пресового пристрою для тарування датчиків тиску

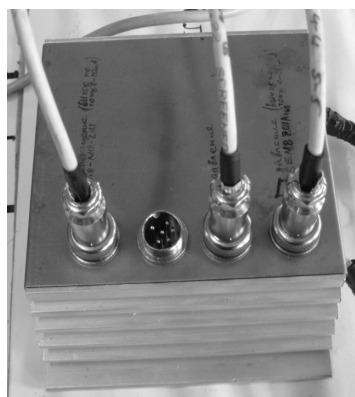


Рисунок Г.6 – Блок живлення датчиків контрольно - вимірювального комплексу

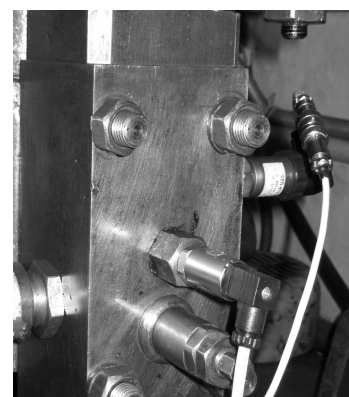


Рисунок Г.7 – Фотографія датчиків тиску, установлених у порожнинах віброзбуджувача ГП

ДЛЯ НОТАТОК

Наукове видання

І. В. Севостьянов

**ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ
ВІБРОУДАРНОГО ФІЛЬТРУВАННЯ
ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ**

Монографія

Викладено в авторській редакції

Підписано до друку 21.04.2021.
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Друк цифровий.
Друк. арк. 11,5. Умов. друк. арк. 10,7.
Наклад 100 прим. Зам. № 2393/1.

Віддруковано з оригіналів замовника.
ФОП Корзун Д.Ю.

Свідоцтво про державну реєстрацію фізичної особи-підприємця
серія В02 № 818191 від 31.07.2002 р.

Видавець ТОВ «ТВОРИ».

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції серія ДК № 6188 від 18.05.2018 р.

21034, м. Вінниця, вул. Немирівське шосе, 62а.

21027, м. Вінниця, вул. Келецька, 51а, прим. 143.

Тел.: 0 (800) 33-00-90, (096) 97-30-934, (093) 89-13-852, (098) 46-98-043.

e-mail: info@tvoru.com.ua

<http://www.tvoru.com.ua>