

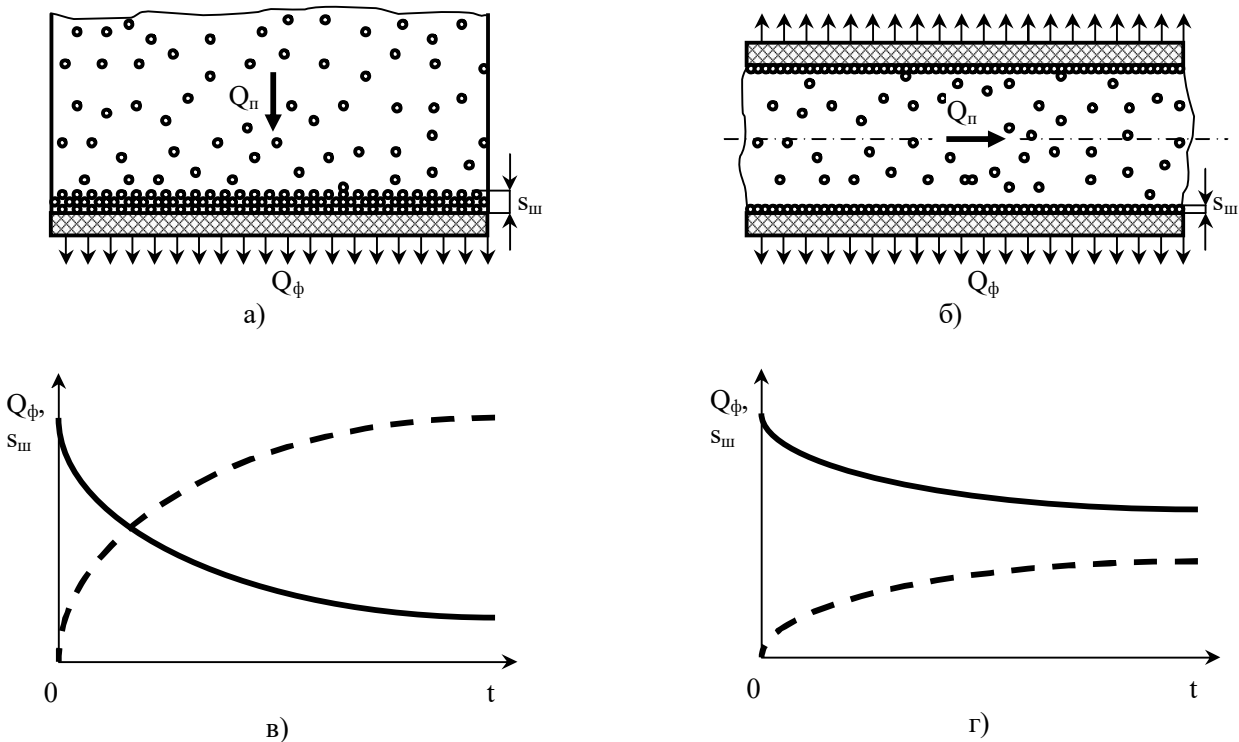
**ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСІВ ФІЛЬТРУВАННЯ ВОЛОГИХ ДИСПЕРСНИХ МАТЕРІАЛІВ ПІД ВПЛИВОМ УДАРНИХ ХВИЛЬ НАПРУГ ТА ДЕФОРМАЦІЙ**

*В статтє на основани расчетов доказывается высокая эффективность процессов тангенциально-поточного фильтрования влажных дисперсных материалов под воздействием волн напряжений и деформаций, создаваемых в фильтруемой среде с помощью гидромпульсного привода. Приводятся расчетные зависимости для определения основных рабочих параметров процессов.*

*It is proved on the bases of calculations the high efficiency of the processes tangential-production filtration of the damp dispersion materials under the influence of the waves of the tensions and the deformations, that creating in the filtering medium with the help of hydraulic pulse drive in this article. It is gives calculating formulas for the definition of the basic working parameters of the processes.*

Останнім часом процеси фільтрування вологих дисперсних матеріалів знаходять все більш широке застосування у різних галузях народного господарства України, в тому числі: у харчовій промисловості – при концентрації молока та молочних продуктів, 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 матеріалів каналізації); під час обробки води (підготовка процесорної води, виробництво особливо чистої води,



**Рис. 1. Схеми (а, б) та графіки залежностей основних параметрів (в, г) статичного та тангенціально-поточного фільтрування вологих дисперсних матеріалів**

депірогенізування); для захисту навколишнього середовища та при обробці стічних вод (догляд за ваннами для обезжирювання, очищення стічних вод та емульсій у поліграфії та при виробництві кераміки, відокремлення фарбувальних речовин та пігментів, очищення ЗОР тощо).

Для реалізації вказаних процесів найбільш ефективним типом фільтрувальних елементів є трубчасті керамічні мембрани для тангенціально-потокowego (cross-flow) мікро-, ультра-, та нанофільтрування, а також зворотного осмосу [1], що випускаються фірмами “Membraflow filtersysteme”, “Aaflow systems”, “Tami”, «Della Toffola» та іншими. Наприклад, у порівнянні із статичним фільтруванням (рис. 1, а) при тангенціальному фільтруванні (рис. 1, б) спостерігається збереження достатньо високих значень витрат фільтрату  $Q_f$  у продовж тривалого часу за рахунок забезпечення стабільної малої товщини шару частинок  $s_{ul}$  (гелю), затриманих

фільтром (рис. 1, в, г). Останнє пояснюється тим, що потік вологого дисперсного продукту  $Q_n$  постійно проходить вздовж внутрішніх поверхонь тангенціального фільтра і змиває більшу частину гелю, тоді як при статичному фільтруванні  $s_{ul}$  постійно збільшується і це змушує періодично очищувати або замінювати фільтрувальний елемент.

Однак і при тангенціальному фільтруванні для зменшення забивання мембрани потрібно забезпечувати достатньо високі швидкості протікання через неї вологої дисперсної сировини. Так, за експериментальними даними фірм-виробників мембран,  $Re$  потоку фільтрату повинно складати понад 2400 [2]. Як відомо, зростання швидкості течії рідкого середовища призводить до зменшення у ньому тиску, який при тангенціальному фільтруванні повинен зберігатись достатньо високим для підтримання заданої продуктивності процесу. Таким чином, для забезпечення під час фільтрування оптимальних величин швидкості та тиску середовища потрібно збільшувати потужності насоса та приводного електродвигуна, що у випадку використання розглядуваних керамічних мембран в умовах потокowego виробництва при значних обсягах перероблюваної сировини призводить до суттєвого зростання вартості установок та витрат електроенергії при їх експлуатації.

Для підвищення ефективності тангенціального фільтрування доцільно здійснювати його при створенні у оброблюваному середовищі ударних хвиль напруг та деформацій, що забезпечуються при швидких короткоходових зворотно-поступальних переміщеннях поршня гідроциліндра, приєднаного до одної лінії з мембранним фільтрувальним елементом.

З метою дослідження процесів тангенціального фільтрування вологих дисперсних матеріалів в умовах генерування в їх потоці ударних хвиль у ВНТУ була розроблена експериментальна установка, схема якої показана на рис. 2. Діючий зразок установки створений на базі спеціального вібропреса з гідроімпульсним приводом (ГП) моделі ІМЗГК-5 [3] зі зворотно-гвинтовим рухом столу 10 і окрім нього включає відцентровий насос 4, зворотний клапан 5, регульовані дроселі 6, 1, трубчасту керамічну мембрану 3 у корпусі 2 з відводами 7, баки 11, 8 з фільтратом та відфільтрованою рідиною, а також

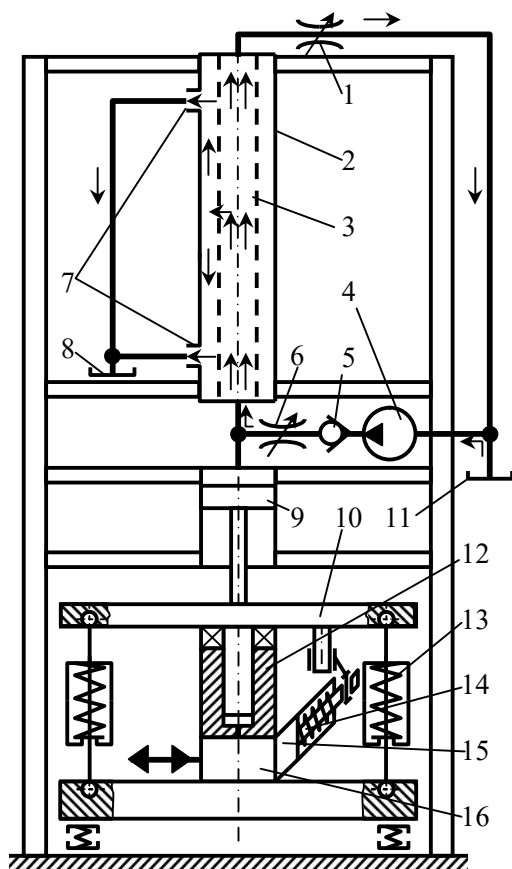


Рис. 2. Схема експериментальної установки для мікрофільтрування вологих дисперсних матеріалів на базі вібропреса зі зворотно-гвинтовим рухом столу

гідроциліндр 9. Фільтрат у безперервному режимі подається по замкненій системі з бака 11, через клапан 5, дросель 6, мембрану 3 та дросель 1 назад у бак 11; відфільтрована рідина стікає через відводи 7 у бак 8. Поршнева порожнина гідроциліндра 9 пов'язана із нагнітальною гідролінією, шток гідроциліндра закріплений на столі 10, при зворотно-гвинтових вертикальних рухах якого у стовпі середовища, що протікає через мембрану 3 створюються коливання і виникають подовжні хвилі напруг та деформацій. При регулюванні площі прохідного перерізу дроселів 1, 6 у мембрані встановлювався необхідний для мікрофільтрування тиск у  $p_{\phi} = 0,2$  МПа. Як фільтрувальний елемент застосовувалась мембрана фірми "Тамі" довжиною  $l_m = 300$  мм і діаметром  $D_m = 25$  мм, з 39 каналами гідравлічного діаметру  $d_m = 2,5$  мм, виготовлена із суміші частинок оксидів титану та цирконію, з розмірами пор від 0,14 до 1,4 мкм [2].

Установимо зв'язок між кількісними параметрами повздовжніх ударних хвиль напруг та деформацій, що забезпечують інтенсифікацію процесу тангенціального фільтрування вологого дисперсного матеріалу, який проходить через мембрану, та параметрами експериментальної установки.

При достатньо високій частоті зворотно-поступальних переміщень поршня гідроциліндра 9 ( $\nu = 60$  Гц і вище) та довжині прямих і зворотних ходів  $l_{x.n} = 2 \div 3$  мм у середовищі, що протікає через фільтрувальний елемент мають місце неповні гідравлічні удари [4]. При цьому, на етапі переміщення поршня вгору, збільшення тиску в каналах мембрани можна знайти за формулою Жуковського [4]

$$\Delta p_{y\phi} = \rho \cdot c(v_{c1} - v_{c0}) = \rho \cdot c \cdot v_n, \quad (1)$$

де  $\rho$  – густина середовища;  $c$  – швидкість розповсюдження ударної хвилі;  $v_{c0}$ ,  $v_{c1}$  – середні швидкості потоку середовища у мембрані до та після прямого ходу поршня;  $v_n$  – середня швидкість переміщення поршня.

Величина  $c$  у формулі (1) обчислюється як

$$c = \frac{l}{\sqrt{\frac{\rho}{K_c} + \frac{\rho \cdot d_m \cdot n_k}{\delta_m \cdot K_m}}},$$

де  $K_c$ ,  $K_m$  – модулі об'ємної пружності середовища та матеріалу мембрани;  $n_k$ ,  $\delta_m$  – число каналів та середня товщина її стінок.

Внаслідок високої жорсткості мембрани ( $K_m \rightarrow \infty$ ), складовою  $\frac{\rho \cdot d_m \cdot n_k}{\delta_m \cdot K_m}$  можна знехтувати.

Тоді

$$c = \sqrt{\frac{K_c}{\rho}}. \quad (2)$$

Швидкість поршня  $v_n$  знаходимо за формулою

$$v_n = \frac{l_{x.n}}{t_{x.n}}, \quad (3)$$

в якій  $t_{x.n}$  – час прямого ходу поршня, що відповідає тривалості  $t_{n.m}$  етапу набору тиску у робочих порожнинах гідроциліндрів 12, 15 (див. рис. 2). Остання величина розраховується як [3]

$$t_{n.m} = \frac{p_1 W_0}{Q_{n1} K_{np}},$$

де  $p_1$  – тиск відкриття вібробудувача ГПП [3];  $W_0$  – об'єм гідросистеми ГПП, в якому змінюється тиск;  $Q_{n1}$  – подача насоса ГПП (насос і вібробудувач на схемі рис. 2 не показані);  $K_{np0}$  – приведений модуль об'ємної пружності порожнин та каналів об'єму  $W_0$ , а також робочої рідини в ньому.

Об'єм  $W_0$  дорівнює сумі мінімального початкового об'єму  $W_{0min}$  гідросистеми ГПП, в якому змінюється тиск та об'ємів робочих порожнин гідроциліндрів 12, 15 у момент завершення прямого ходу столу 10

$$W_0 = W_{0min} + f_{12} \cdot l_{x.n} + f_{15} \cdot l_{x.n},$$

де  $f_{12}$ ,  $f_{15}$  – площі поперечного перерізу плунжерів гідроциліндрів 12, 15.

Значення  $K_{np}$  можна підрахувати за формулою

$$K_{np0} = 1 / \left( \frac{1}{K_{z-p.a.cp}} + \frac{1}{K_{к.н}} + \frac{1}{K_{к.6}} + \frac{1}{K_{к.з12}} + \frac{1}{K_{к.з15}} + \frac{1}{K_{н.з12}} + \frac{1}{K_{н.з15}} + \frac{1}{K_p} \right),$$

$$\text{де } K_{z-p.a.cp} = \frac{K_{z-p.a1} + K_{z-p.a2}}{2} - \text{ середня}$$

величина адиабатного модуля об'ємної пружності робочої рідини в об'ємі  $W_0$  при зміні тиску від  $p_1$  до  $p_2$  (тиску закриття вібробуджувача [3]) з урахуванням вмісту в ній нерозчиненого повітря.

Адиабатний модуль пружності для швидких процесів  $K_{p.a} \approx 1,5 \cdot K_p$  [4].

Об'ємний модуль пружності газорідинної суміші [4]

$$K_{z-p} = \frac{K_p \left( \frac{W_p}{W_z} + 1 \right)}{\frac{W_p}{W_z} + K_p \frac{p_0}{p_1^2}}, \quad (4)$$

де  $K_p$  – модуль пружності рідини, що не містить повітря;  $W_p$ ,  $W_z$  – відповідно, об'єми рідинної і газової фаз при атмосферному тиску  $p_0$ .

Приведені модулі об'ємної пружності стінок каналів насоса  $K_{к.н}$ , вібробуджувача  $K_{к.6}$ , гідроциліндрів 12  $K_{к.з12}$  та 15 –  $K_{к.з15}$ , порожнин гідроциліндрів –  $K_{н.з12}$ ,  $K_{н.з15}$ , а також розподільної порожнини 16 –  $K_p$ , з якою через канали пов'язані насос, вібробуджувач та гідроциліндри, визначаємо за формулою [4]

$$K_{np} = \frac{K_m \cdot \delta}{d},$$

де  $K_m$  – модуль об'ємної пружності матеріалу гідролінії або порожнини;  $\delta$ ,  $d$  – товщина її стінки та діаметр.

Величина  $t_{н.м}$  може бути наближено обчислена як половина періоду  $T_u$  спрацьовування ГП [5], який, в свою чергу, залежить від частоти коливань  $\nu$  столу 10. Таким чином

$$t_{н.м} = \frac{1}{2\nu}. \quad (5)$$

Підставляємо (2, 3, 5) у формулу (1), отримуємо

$$\Delta p_{y\partial} = 2\nu \cdot l_{x.n} \sqrt{K_c \rho}. \quad (6)$$

Збільшення тиску  $\Delta p_{y\partial}$  можна знайти також за формулою [4]

$$\Delta p_{y\partial} = \frac{2\rho \cdot v_{c1} l_m}{t_{н.м}}, \quad (7)$$

З врахуванням (1 – 3, 5) формула (7) переписється у вигляді

$$\begin{aligned} \Delta p_{y\partial} &= 4\rho \cdot v \cdot (v_n + v_{c0}) l_m = \\ &= 8\rho \cdot v \cdot l_m \left( l_{x.n} \nu + \frac{2Q_{н2}}{\pi \cdot d_m^2 \cdot n_k} \right), \end{aligned} \quad (8)$$

де  $Q_{н2}$  – подача насоса 4.

Визначимо наближене значення  $\Delta p_{y\partial}$  для робочих та конструктивних параметрів розглядуваної експериментальної установки при фільтруванні з її допомогою спиртової барди, яка є вторинним продуктом відповідного виробництва і після зневоднення до вологості 20 – 30% може ефективно застосовуватись як цінна високопоживна добавка до сільськогосподарських кормів. За допомогою сіткових металевих фільтрів барда попередньо розділювалась на концентрат вологістю 70 – 75% та фільтрат вологістю 95 – 97% (в умовах потокового виробництва з цією метою можуть застосовуватись декантерні установки). Далі концентрат віджимався на інерційному вібропрес-молоті з ГП моделі ІВПМ-16 [3, 5, 6] до вказаної вище остаточної вологості, а фільтрат піддавався мікрофільтруванню на експериментальній установці (див. рис. 2).

Підставляємо у формулу (6)  $\nu = 60$  Гц і  $l_{x.n} = 2$  мм.

За формулою (4), при  $K_p = 1,33 \cdot 10^9$  Па, вмісті у фільтраті барди нерозчиненого повітря 0,003% та  $p_1 = p_\phi = 0,2$  МПа знаходимо

$$K_{z-p.a} = \frac{1,995 \cdot 10^9 \left( \frac{99,997}{0,003} + 1 \right)}{\frac{99,997}{0,003} + 1,995 \cdot 10^9 \frac{101300}{(0,2 \cdot 10^6)^2}} =$$

$$= 1,732 \cdot 10^9 \text{ Па}$$

Обчислюємо густину барди з врахуванням середнього підвищення робочої температури  $\Delta t = 5^\circ\text{C}$  [4]

$$\rho_t = \frac{\rho}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta t} = \frac{850}{1 + 8 \cdot 10^{-4} \cdot 5} = 846,61 \text{ кг/м}^3.$$

Тоді

$$\Delta p_{y\partial} = 2 \cdot 60 \cdot 0,002 \sqrt{1,732 \cdot 10^9 \cdot 846,61} = 290621 \text{ Па}$$

$$\approx 0,3 \text{ МПа.}$$

Таким чином, створення у середовищі вологого дисперсного матеріалу, що проходить по трубчастій керамічній мембрані, ударних хвиль напруг та деформацій, забезпечує періодичне підвищення в ньому тиску у 2,5 рази. І це при частоті коливань столу  $10 \nu = 60$  Гц, залежність від якої  $\Delta p_{y\partial}$  є прямо пропорційною (нагадаємо, що в ГПП установки забезпечується легке, точне та безступінчасте регулювання  $\nu$  в межах  $0 \div 150$  Гц, отже, відповідне періодичне збільшення тиску у порівнянні із  $p_\phi$  може складати до 4-х разів).

Крім цього, на етапах переміщення столу 10 у верхнє положення зростає й швидкість потоку середовища в мембрані. Згідно із формулою (8) її наближене значення можна розрахувати як

$$v_{c1} = v_{c0} + v_n = \frac{4 \cdot Q_{n2}}{\pi \cdot d_m^2 n_k} + 2 \cdot l_{x.n} \nu =$$

$$\frac{4 \cdot 0,00077}{3,14 \cdot 0,0025^2 \cdot 39} + 2 \cdot 0,002 \cdot 60 \approx 4,26 \text{ м/с}$$

Згідно із графіком [2] для розглядуваної 39-канальної мембрани при такій швидкості потоку втрати тиску в ній під час безвібраційного фільтрування складатимуть 0,25 МПа, що із залишком компенсується розрахованим за формулою (6) ударним підвищенням тиску  $\Delta p_{y\partial}$  на етапах переміщення столу 10 в верх. Дані результати підтверджуються попередніми дослідженнями з фільтрування спиртової барди, проведеними на експериментальній установці.

Отже, на підставі проведених розрахунків можна стверджувати, що при реалізації тангенціально-потокового фільтрування вологих дисперсних матеріалів під впливом вібрацій забезпечується істотне підвищення продуктивності процесу при одночасному зменшенні забивання керамічної мембрани у порівнянні із аналогічними параметрами процесу безвібраційного очищення. При цьому енерго- та металоемість основної фільтрувальної установки залишаються незмінними.

Певним недоліком запропонованого способу фільтрування є те, що окрім мембрани ударні хвилі передаються й до інших елементів гідросистеми установки, але вони значною мірою гасяться за допомогою дроселів 1, 6 та зворотного клапану 5. Окрім них з цією ж метою можна при необхідності застосовувати різноманітні спеціальні пристрої для гасіння гідравлічних ударів, наприклад, мембранного типу [4], які установлювати у відводах на вході і виході фільтрувального елемента.

### Список літератури

1. Валентас К. Дж., Ротштейн Э., Сингх Р. П. Пищевая инженерия: справочник с примерами расчетов. – СПб.: Профессия, 2004. – 848 с.
2. Техническое руководство по трубчатым керамическим мембранам INSIDE CèRAM. Document B. BL. Handbuch Ru, 2004. – Rev. 23. – 36 с.
3. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Севостьянов І. В. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 291 с.
4. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 338 с.
6. Іскович-Лотоцький Р. Д., Севостьянов І. В. Визначення ефективності вібропресового обладнання з гідроімпульсним приводом при зневодненні вторинних продуктів переробних та харчових виробництв// Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. - №3, 2007. – Ч. 1. – С. 105 – 109.