

**І. В. Коц**  
**М. М. Кутняк**

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ВІБРАЦІЙНИХ ЕКСТРАКТОРАХ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ**

Вінницький національний технічний університет

*На підставі теоретичного огляду існуючих екстракційних апаратів та аналізі їх основних недоліків, запропонована нова конструкція екстрактора з гідроімпульсним приводом. Складена математична модель роботи обладнання. Виведені узагальнені функціональні залежності, що зв'язують між собою основні параметри привідної гідросистеми і конструкції гідропривідного вузла поршневого активатора, додатні для практичних розрахунків при попередній оцінці і, виборі їхніх раціональних параметрів на стадії ескізного проектування.*

*Ключові слова: вібраційний екстрактор, гідроімпульсний привід, математична модель робочого процесу, робочий цикл гідравлічного приводу.*

### **Вступ**

Складна фінансова ситуація, енергетична криза та значний ріст конкуренції, порівняно з зарубіжними підприємствами, викликали необхідність розвитку нових технологій вилучення цільових компонентів з рослинних матеріалів, які знаходять своє застосування у всіх галузях харчової та переробної промисловості.

Україна має великий потенціал отримання цінних компонентів рослинних матеріалів, але наразі створилась така ситуація, що використання великих об'ємів сировини не дає вітчизняним підприємствам переваг. Існуючі методи вилучення не дозволяють ефективно і раціонально проводити процес вилучення цільових компонентів, що обумовлює необхідність пошуку нових інтенсифікуючих технологій.

Одним з перспективних методів інтенсифікації процесів є використання низькочастотних механічних коливань. Вібраційний вплив сприяє руйнуванню сировини, що екстрагується під дією знакозмінних перепадів тиску, що в свою чергу, зменшує внутрішній дифузійний опір. У випадку використання методу в процесах вилучення спостерігається підвищення повноти екстракції цільових компонентів, прискорення протікання процесів масообміну та в більшості випадків - зниження енергетичних витрат.

Узагальнюючи вищесказане, можна стверджувати, що дослідження ефектів дії низькочастотних механічних коливань на рослинну сировину з метою інтенсифікації процесів екстрагування є актуальними в сучасних умовах розвитку ефективних і енергозберігаючих технологій.

### **Мета та завдання дослідження**

Метою роботи є підвищення ефективності масообмінних процесів при екстрагуванні рослинної сировини шляхом науково-обґрунтованого вибору способу протікання процесів та обґрунтуванню конструктивних особливостей обладнання для інтенсифікації отримання цільових компонентів.

Створенню ефективної технології вилучення цільових компонентів з рослинної сировини заважає брак даних щодо оптимальних режимів роботи і умов, що забезпечують інтенсифікацію тепломасообміну при збереженні або поліпшенні якості кінцевої продукції (екстрактів).

### **Основна частина**

Дифузійні процеси характеризуються великою тривалістю, внаслідок чого при масовому виробництві спостерігається недостатнє вилучення цільових компонентів із сировини, висока енергоємність, збільшення розмірів та матеріалоемності обладнання [46]. Усунути перераховані недоліки дозволить вибір і раціональна організація відповідного методу інтенсифікації.

Найбільш раціональним способом інтенсифікації масообмінних процесів екстрагування рослинної сировини, є використання низькочастотних механічних коливань. Вібраційний вплив сприяє руйнуванню сировини, що екстрагується під дією знакозмінних перепадів тиску, що в свою чергу, зменшує внутрішній дифузійний опір. Крім того, накладення на оброблювану систему поля

низькочастотних механічних коливань веде до створення затоплених турбулентних струменів, що сприяють зменшенню товщини прикордонного шару (збільшення коефіцієнта масообміну), а також порівняно кращого перемішування об'ємів рідини, внаслідок чого спостерігається вирівнювання поля концентрацій цільових компонентів у всьому об'ємі екстрактора і участь у процесі масообміну всієї поверхні твердих частинок [10, 96]. Екстракційне обладнання, що реалізує вплив на оброблювану систему низькочастотних механічних коливань, характеризується простотою конструкції і невисокими капітальними і експлуатаційними витратами [25, 115].

У відомих вібраційних екстракторах поле низькочастотних коливань в робочому обсязі екстрактора формується під впливом виконавчого органу - насадки, виконаної у вигляді штока із закріпленою на ньому перфорованої тарілкою (тарілками). При цьому у таких апаратах зазвичай використовуються механічні приводи для збудження вібрації (дебалансний, кривошипо-шатунний чи ексцентриковий). Головною перевагою яких є простота конструкції, низька вартість, можливість створення великих амплітуд при малій частоті.

Незважаючи на ряд переваг та широке застосування, дані приводні системи мають і недоліки: недовговічність, схильність до поломок, відносно мала потужність, відсутність можливості керування робочими параметрами плавно та дистанційно, складність регулювання частоти та амплітуди, які б забезпечували ефективну роботу вібротурбулізуючої системи, що впливає на якість оновлення поверхні фазового контакту системи екстрагент-сировина і в кінцевому рахунку впливає на якість та продуктивність всього процесу екстрагування

Гідравлічні приводи працюють за рахунок переривання потоку робочої рідини за допомогою спеціальних пристроїв або внаслідок використання пульсуючого джерела робочої рідини. Віброприводи даного типу забезпечують можливість плавного регулювання швидкості поршня в широкому діапазоні частоти і амплітуди вібрації, значну питому потужність та точність відпрацювання сигналів керування. Мають малі габарити і вагу, мінімальну кількість пар тертя, що підвищує довговічність вузлів та знижений рівень шуму. Просто забезпечується запобігання перевантаженням. Розрахунки гідравлічного привода на початковій стадії проектування нескладні і базуються на вибраних значеннях вихідних характеристик [6, 11, 14, 15, 18, 22].

Недоліком гідравлічних віброприводів є невисока швидкодія (швидкість передачі командних сигналів внаслідок їх сповільненого проходження в рідкому середовищі значно менша порівняно з електро- та пневмоприводами), підвищена складність конструкції, що вимагає високої культури виробництва та точності виготовлення окремих деталей. Необхідність гідростанції і пристроїв очищення робочої рідини; практично неможливо уникнути витоків робочої рідини, тому потрібні спеціальні, конструктивні заходи для збору і відведення витоків, а також підвищені вимоги до обслуговуючого і ремонтного персоналу. Частотні характеристики гідравлічних віброприводів залежать від температури робочої рідини, тому необхідно стабілізувати температуру робочої рідини [6, 11, 14, 15, 18].

Зважаючи на наведені недоліки віброекстракційних апаратів пропонується нова конструкція віброекстрактора з гідравлічним приводом.

На рис.1 схематично зображено загальний вигляд устаткування, на рис.2 зображено розміщення гнучкої мембрани.

Вібраційний екстрактор (рис. 1) складається з вертикального корпусу 1 з пристроями введення фаз 2 і виведення фаз 3, встановлений в вертикальному корпусі 1 з можливістю поздовжнього зворотно-поступального руху шток 4 із закріпленими на ньому тарілками 5, перфорованими отворами для проходу фаз, гнучкої мембрани – всмоктуючого клапана 6 (рис. 2), а перфоровані отвори тарілок 5 виконані у вигляді гідравлічних насадок.

Вібраційний екстрактор працює таким чином.

Суміш твердої та рідкої фаз подається у екстрактор через пристрій введення фаз 2, у якому розміщена гнучка мембрана – всмоктуючий клапан 6. Потрапляючи у нижню частину вертикального корпусу 1, суміш піддається вібраційному впливу першої з тарілок 5, закріплених на штоку 4. При рухові тарілок 5 вниз, об'єм нижньої частини вертикального корпусу 1 у якому знаходиться суміш твердої та рідкої фаз зменшується, а тиск порівняно з тиском у пристрої введення фаз 2 та рештою об'єму вібраційного екстрактора піднімається, що спричинює перекриття пристрою введення фаз 2 гнучкою мембраною – всмоктуючим клапаном 6, та перетікання суміші твердої та рідкої фаз через отвори у тарілках 5 у простір над ними. Рух тарілок 5 вгору призводить до збільшення об'єму та зниження тиску нижньої частини вертикального корпусу 1, що спричиняє відкриття гнучкою мембраною – всмоктуючим клапаном 6, пристрою

введення фаз 2. Перетікання суміші у нижню частину екстрактора відбувається також і з простору над тарілками 5, проте зважаючи на те, що перфоровані отвори тарілок 5 виконані у вигляді гідравлічних насадок, які мають різний гідравлічний опір перетікання через них середовища у взаємно протилежних напрямках, подібне явище має незначний вплив, порівняно з надходженням суміші твердої та рідкої фаз через пристрій введення фаз 2. Всі наведені ефекти створюють підпір з боку пристрою введення фаз 2, та сприяють виходу готової суспензії через пристрій виведення фаз 3.

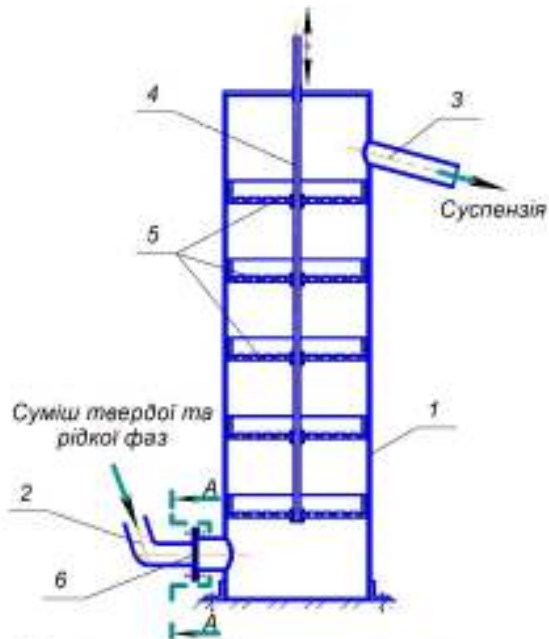


Рисунок 1 – Загальний вигляд устаткування

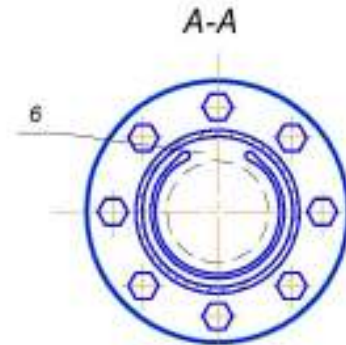


Рисунок 2 – Вигляд гнучкої мембрани

Коливальні рухи штока 4 з закріпленими на ньому тарілками 5 створюють активний вібробуджений шар, який забезпечує: активне перемішування суміші, руйнування утворених агломератів твердої фази, збільшення площі контакту твердої та рідкої фаз, змивання прикордонного шару рідкої фази з поверхні твердої. Для підвищення ступеня виділення цільових компонентів з твердої фази, можливим є часткова рециркуляція рідкої фази з кінцевої суспензії, з повторною її подачею через пристрій для введення фаз.

Продуктивність роботи екстрактора регулюється параметрами коливань штока 4 з закріпленими на ньому тарілками 5: амплітудою та частотою, тому необхідною задачею є встановлення законів руху тарілок закріплених на штоку від гідравлічного приводу.

### Робочі процеси гідравлічного приводу вібраційного екстрактора

Аналіз осцилограм робочих процесів досліджуваних гідравлічних приводів (наприклад, [1-3], керованих дистанційними блоками автоматичного керування, дає підставу прийняти допущення про миттєве релейне їхнє спрацьовування. Виходячи з прийнятого допущення вважаємо, що робочий цикл досліджуваного гідравлічного приводу поршневого активатора складається з трьох основних фаз:

I – підвищення тиску робочої рідини в напірній магістралі гідросистеми, а також пов'язаних з нею порожнинах від величини  $p_n = p_{зл}$  до  $p_n = p_{но}$ , при якій починається переміщення виконавчого органу;

II – переміщення – робочий хід виконавчого органу і стиснення пружних елементів повернення – пружин;

III – переміщення – холостий хід виконавчого органу під дією зусилля стиснутих пружних елементів повернення.

При здійсненні робочого ходу запірний орган автоматичного блока керування закритий, а при зворотному ході – відкритий. При здійсненні холостого ходу клапан другого каскаду залишається відкритим до його закінчення, забезпечуючи при цьому злив робочої рідини з напірної магістралі і пов'язаних з нею порожнин через дросельну щілину постійного перерізу  $f_{зл}$ . Це допущення

узгоджується з дослідженнями, виконаними нами в роботах [1, 5, 6], а також дослідженнями інших авторів, наприклад, [3, 7], де указано, що якщо тривалість фази відкриття менше ніж 0,05 с, то можна приймати відкриття гідророзподільного пристрою як релейне. Витоками робочої рідини з гідросистеми, як показали чисельні експерименти з повною математичною моделлю, нехтуємо, оскільки вони набагато менші витрат рідини, що перепускаються по основних каналах гідросистеми. Вважаючи, що контакт з обмежувачем в кінці холостого ходу абсолютно непружний, нехтуємо явищем відскоку (вважаємо коефіцієнт відновлення швидкості  $R=0$ ).

З врахуванням прийнятих допущень системи диференціальних рівнянь математичної моделі робочого циклу можуть бути представлені наступними рівняннями, відповідно до прийнятих вище фаз.

1. Фаза підвищення тиску в гідросистемі може бути представлена наступним рівнянням:

$$Q_H = (W_H \beta_1 + W_1 \beta) \frac{dp_n}{dt}. \quad (1)$$

Вирішуючи рівняння (1) при початкових умовах:  $t=0, p_n=0$  одержуємо

$$p_n = \frac{Q_H t}{W_H \beta_1 + W_1 \beta}. \quad (2)$$

Початок другої фази характеризується тиском, при якому починається рух виконавчого органу – плунжера з інерційною масою. Цей тиск можна представити виразом

$$P_{HO} \geq \frac{C(y_n + y) + R_m}{F_n}. \quad (3)$$

З рівняння (3.10) знайдемо тривалість часу, за який в гідросистемі відбудеться набір тиску до  $p_{HO}$ :

$$t_1 = \frac{p_{HO}(W_H \beta_1 - W_1 \beta)}{Q_H} = \frac{[C(y_n + y) + R_m](W_H \beta_1 - W_1 \beta)}{Q_H F_n}. \quad (4)$$

II. Фазу переміщення – робочого ходу плунжера з інерційною масою – виконавчим органом можна представити у вигляді системи наступних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} M \frac{d^2 y}{dt^2} + \alpha \frac{dy}{dt} + C(y_n + y) + R_m = p_H F_n, \\ Q_H = (W_H \beta_1 - W_1 \beta) \frac{dp_n}{dt} + F_n \frac{dy}{dt}. \end{cases} \quad (5,6)$$

Вирішуючи рівняння (5) відносно тиску  $p_n$ , знаходимо що

$$p_H = [M \frac{d^2 y}{dt^2} + \alpha \frac{dy}{dt} + C(y_n + y) + R_m] / F_n. \quad (7)$$

Диференціюємо вираз (6) за часом і знаходимо

$$\frac{dp_H}{dt} = \frac{M}{F_n} \frac{d^3 y}{dt^3} + \frac{\alpha}{F_n} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{C}{F_n} \frac{dy}{dt}. \quad (8)$$

Підставляючи в рівність (5) похідну (8), після перетворень одержуємо наступне диференціальне рівняння руху виконавчого органу:

$$a_{01} \frac{d^3 y}{dt^3} + a_{11} \frac{d^2 y}{dt^2} + a_{21} \frac{dy}{dt} = b_1, \quad (9)$$

де

$$\begin{aligned} a_{01} &= (W_H \beta_1 - W_1 \beta) M / F_n; \\ a_{21} &= (W_H \beta_1 - W_1 \beta) C / F_n + F_n; \\ a_{21} &= (W_H \beta_1 - W_1 \beta) \alpha / F_n; \\ b_1 &= Q_H. \end{aligned} \quad (10)$$

Розв'язання лінійного неоднорідного диференціального рівняння (9) в загальному вигляді відомими в математиці способами [7,8], наприклад, варіації довільних постійних або невизначених

коефіцієнтів громіздке. Тому для визначення шуканої функції  $y(t)$  скористаємося методом перетворення Лапласа [86,96-102], при якому не вимагається знаходити загальний інтеграл.

Диференціальне рівняння (9) в операторній формі при початкових умовах:  $t=0; y=0; dy/dt=0; d^2t/dt^2=0$  має вигляд:

$$a_{01}S^3Y(S) + a_{11}S^2Y(S) + a_{21}SY(S) = b_1 / S . \quad (11)$$

Розв'яжемо рівняння (11) алгебраїчно відносно невідомої функції,  $Y(S) = \frac{b_{01}}{a_{01}} Y_1(S)$ ,

де

$$Y_1(S) = \frac{1}{S^2[S^2 + (a_{11}/a_{01})S + a_{12}/a_{01}]}, \quad (12)$$

Далі вважаємо,  $n = -\frac{a_{11}}{2a_{01}}$ ,  $k = \sqrt{h^2 - n^2}$ , так як  $h = \frac{a_{21}}{a_{01}}$ , то  $k = \frac{\sqrt{4a_{21}^2 - a_{11}^2}}{a_{01}}$  (розглянутий випадок  $h > n$ ).

Використовуючи теорему розкладання, знаходимо оригінал за зображенням:

$$Y_1(S) = \frac{1}{S^2[S - (n + k_i)][S - (n - k_i)]}.$$

Для функції  $Y_1(S)$  точка  $S_1 = 0$  є полюсом другого порядку  $S_2 = n + ki$  і  $S_3 = n - ki$  – прості комплексно зв'язані полюси.

Обчислимо вирахування ( $Re s$ ) функції  $f(s) = Y_1(S)e^{st}$  в цих полюсах по формулі [10]:

$$Re sf(S) = \frac{1}{(m_s - 1)!} \lim_{dS^{(m_s-1)!}} \frac{d^{(m_s-1)!}}{dS^{(m_s-1)!}} [(S - S_s)^{m_s} Y(S)e^{st}].$$

Тоді

$$\begin{aligned} Re sf(0) &= [1/(n^2 + k^2)][t + 2n/(n^2 + k^2)]; \\ Re sf(n + k_i) &= e^{(n+k_i)t} / 2(n + k_i)^2 ki; \\ Re sf(n - k_i) &= -e^{(n-k_i)t} / 2(n - k_i)^2 ki. \end{aligned}$$

Підсумовуючи вирахування, визначаємо шуканий оригінал

$$\begin{aligned} Y(S) \rightarrow Re sf(0) + Re sf(n + k_i) + Re sf(n - k_i) &= t/(n^2 + k^2) + 2n/(n^2 + k^2)^2 + \\ &+ [e^{nt}/(n^2 + k^2)] \{ [(n^2 - k^2)/k] \sin kt - 2n \cos kt \}. \end{aligned} \quad (13)$$

З урахуванням (13) запишемо загальне розв'язання диференціального рівняння (9):

$$Y = \frac{b_1}{a_{01}} [t/(n^2 + k^2) + 2n/(n^2 + k^2)^2 + [e^{nt}/(n^2 + k^2)] \{ [(n^2 - k^2)/k] \sin kt - 2n \cos kt \}]. \quad (14)$$

Аналіз отриманої залежності (14) з врахуванням вище прийнятих позначень  $k, n, a_{01}, a_{11}, a_{21}, b_1$  показує, що при заданих параметрах гідроприводу і конструкції гідравлічного вібраційного вузла по ній можна, знайти величину ходу переміщення інерційної маси, її швидкість, прискорення, а також характер зміни тиску робочої рідини в напірній магістралі. Побудувавши графіки руху можна знайти час переміщення залежно від величини робочого ходу.

III фазу зворотного ходу, при якому здійснюється зворотний хід рухомої інерційної маси під дією зусилля стиснутих пружин, що випрямляються, можна представити у вигляді наступного диференціального рівняння руху:

$$M \frac{d^2y}{dt^2} + \alpha_0 \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + R_{TP} = C[(y_n + y_{\max}) - y] - p_n^* F_{пл}, \quad (15)$$

де  $\alpha_0$  – коефіцієнт в'язкого опору, залежний від квадрата швидкості виконавчого органу (тут прийнята квадратична залежність, оскільки при великих швидкостях порядку  $V_y = 6...8$  м/сек, які мають місце при зворотному ході виконавчого органу під дією пружин повернення, прийняття такого коефіцієнта знижує похибку розрахунків [7,8]),  $p^* = p_{np} + p_{nn}$  – сумарний протитиск, створюваний плунжеру робочою рідиною, що витісняється ним на злив (тут  $p_{np}$  – складова

протитиску, утворювана від перепуску витрати активатора на злив через дросельну щілину клапана другого каскаду,  $p_{nn} = Q_n^2 \rho / 2\mu^2 f_{cl}^2$ ;  $p_{nn}$  – складова протитиску, утворювана швидкісним напором при зворотному ході плунжера [5, 7, 9-12]).

З врахуванням складових  $p_n^*$  перепишемо рівняння (11), виконавши необхідні перетворення і ввівши необхідні позначення

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + a_{12} \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + a_{22} F(y) = b_2, \quad (16)$$

де

$$a_{12} = \left(\frac{\alpha_0}{M} + \frac{F_{плл}^3 \rho}{2\mu^2 f_{cl}^2 M}\right); \quad a_{22} = \frac{1}{M};$$

$$b_2 = -\left(\frac{Q F_{плл} \rho}{2\mu^2 f_{cl}^2} + R_{TP}\right); \quad (17)$$

$$F_0 = C(y_{max} + y_n).$$

Отримане нелінійне диференціальне рівняння є окремим випадком рівняння Абеля [106], розв'язання якого можливе тільки наближеними способами. Використовуючи відому методику розв'язання подібних рівнянь [104, 106], розглянемо більш детально це розв'язання стосовно конкретного випадку.

Позначивши  $\frac{dy}{dt} = z$  і  $\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{dz}{dy} z$  вирішуємо рівняння (16) відносно  $z$ :

$$z = \frac{dy}{dt} = \sqrt{\frac{b_2}{a_{12}} - 2a_{22} e^{-2a_{22}y} \int F(y) e^{-2a_{22}y} dy + C_1 e^{-2a_{22}y}}, \quad (18)$$

де  $C_1$  – стала інтегрування.

Розділяємо змінні в останньому рівнянні і інтегруємо :

$$\int \frac{dy}{\sqrt{\frac{b_2}{a_{12}} - 2a_{22} e^{-2a_{22}y} \int F(y) e^{-2a_{22}y} dy + C_1 e^{-2a_{22}y}}} = t. \quad (19)$$

Знаючи закон зміни силової дії пружини повернення  $F(y)$ , обчислюємо інтеграл і, підставивши отримані значення в рівняння (18), (19), знаходимо закон руху виконавчого органу – плунжера з інерційною масою.

Розглянемо конкретний випадок, коли  $F(y) = F_0 - Cy$ , тобто коли силова дія пружини на виконавчий орган змінюється по лінійному закону (тут  $F_0 = C(y_n + y_{max})$  – початкова деформація пружини на початку руху). Тоді розв'язання рівняння (18) матиме такий вигляд:

$$\frac{dy}{dt} = \sqrt{\frac{b_2 - a_{22} F_0}{a_{12}} + \frac{a_{22}}{2a_{22}^2} (2a_{12}y - 1) + C e^{-2a_{22}y}}, \quad (20)$$

або

$$\frac{dy}{dt} = \sqrt{\frac{a_{22} C}{2a_{22}^2} 2a_{12}y + C_1 e^{-2a_{22}y} + b_3},$$

де

$$b_3 = \frac{1}{a_{12}} \left(b_2 - a_{22} F_0 - \frac{a_{22} C}{2a_{22}}\right). \quad (21)$$

Зробимо підстановку  $u = e^{-2a_{22}y}$  тоді :

$$y = -\frac{\ln u}{2a_{12}}; \quad \frac{dy}{dt} = -2a_{12}u \frac{du}{dt}.$$

Звідси

$$\frac{dy}{dt} = -\frac{1}{2a_{12}u} \frac{dy}{dt} = \sqrt{-\frac{a_{22}C}{2a_{12}^2} \ln u + C_1 u + b_3}. \quad (22)$$

Розкладемо  $\ln u$  в ряд  $\ln u = (u-1) - \frac{(u-1)^2}{2} + \frac{(u-1)^3}{3}$  і обмежувачись двома членами розкладання, що дають похибку не перевищуючу 5 %, підставимо в рівняння (22), яке набуде вигляду

$$-\frac{1}{2a_{12}u} \frac{du}{dt} = \sqrt{-\frac{a_{22}C}{2a_{12}^2} + [(u-1) - \frac{(u-1)^2}{2}] + C_1 u + b_3}.$$

Після перетворення маємо

$$-\frac{du}{\frac{1}{2a_{12}u} \sqrt{-\frac{a_{22}C}{4a_{12}^2} u^2 + (C_1 - \frac{a_{22}C}{a_{12}^2})u + (b_3 + \frac{3a_{22}C}{4a_{12}^2})}} = dt. \quad (23)$$

Далі позначивши:

$$h_1 = \frac{a_{22}C}{4a_{12}^2}; \quad h_2 = C_1 - \frac{a_{22}C}{a_{12}^2}; \quad h_3 = b_3 - \frac{3a_{22}C}{4a_{12}^2};$$

проінтегруємо рівняння (23)

$$\frac{1}{2a_{12}\sqrt{h_3}} \ln \left[ \frac{2\sqrt{h_3}(h_1 u^2 + h_2 u + h_3)}{u} + \frac{2h_3}{u} + h_2 \right] + C_2 = t.$$

Підставивши значення складових, перетворимо отримане рівняння

$$\frac{1}{2a_{12}\sqrt{h_3}} \ln [2\sqrt{h_3}(h_1 e^{-2a_{12}y} + h_2 e^{-2a_{12}y} + h_3) + 2h_3 e^{-2a_{12}y} + h_2] + C_2 = t. \quad (24)$$

Значення сталих інтегрування знаходимо з початкових умов:  $t=0, y=0, dy/dt=0, C_1=-b_3,$

$$C_2 = -\frac{1}{2a_{12}\sqrt{h_3}} \ln [2\sqrt{h_3}(h_1 + h_2 + h_3) + 2h_3 + h_2].$$

Рівняння (3.32) з урахуванням  $C_1$  і  $C_2$  набуде вигляду

$$t = \frac{1}{2a_{12}\sqrt{h_3}} \ln \frac{2\sqrt{h_3}(h_1 + h_2 e^{2a_{12}y} + h_3 e^{4a_{12}y} + h_3) + 2h_3 e^{-2a_{12}y} + h_2}{2\sqrt{h_3}(h_1 + h_2 + h_3) + 2h_3 + h_2}. \quad (25)$$

Вирішуючи це рівняння відносно  $y$ , отримаємо

$$y = \frac{1}{2a_{12}} \ln \frac{(b_4 e^{2a_{12}\sqrt{h_3}t} - h_2)^2 - 4h_1 h_3}{4h_3 b_4}, \quad (26)$$

де

$$b_4 = 2\sqrt{h_3}(h_1 + h_2 + h_3) + 2h_2 + 2h_3. \quad (26)$$

Рівняння (26) дозволяє з врахуванням граничних умов  $y_{\text{кон}} = L$  ( $L$  – величина переміщення при робочому ході плунжера) визначити тривалість фази холостого (зворотного) ходу  $t$ , з рівнянь (25). Диференціюючи рівняння (26), можливо знайти швидкість і прискорення рухомої інерційної маси під час холостого ходу, а також характер зміни тиску в робочих порожнинах.

Описану спрощену математичну модель можна використовувати для проектних розрахунків конструктивної компоновки вибраних об'єктів дослідження гідравлічних вузлів вібраційної дії, керованих клапанами-пульсаторами.

## Висновки

Запропонована нова конструкція вібраційного екстрактора з гідроімпульсним приводом, що дозволяє виконувати дистанційне плавне керування основними робочими параметрами (амплітуда, частота). Виведені узагальнені функціональні залежності, що зв'язують між собою основні параметри привідної гідросистеми і конструкції гідроприводного вузла поршневого активатора, придатні для практичних розрахунків при попередній оцінці і, виборі їхніх раціональних параметрів на стадії ескізного проектування.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. А. С. 1054587 СССР, МКИЗ F 15 В 21/12, В 28 В 1/08. Виброплощадка / А. Ф. Пономарчук, Р. Р. Обертюх, И. В. Коц, А. П. Гель (СССР). – № 3464879/25-06 ; заявл. 05.07.1982 ; опубл. 15.11.1983, Бюл. № 42.
2. Баранов В. Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы : теория, расчет и конструкции / В. Н. Баранов, Ю. Е. Захаров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1977. – 326 с.
3. Иванов М. Е. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий, В. А. Пишенин, И. В. Коц– М. : Машиностроение, 1977. – 174 с.
4. Гамынин Н. С. Динамика быстродействующего гидравлического привода / Н. С. Гамынин, Ю. К. Жданов, Д. Л. Климашин. – М. : Машиностроение, 1979. – 80с.
5. Петрусь В. В. Теоретичні засади створення математичної моделі гідропривода поршневого насоса / Віталій Петрусь, Іван Коц // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2006. – № 5. – С. 45–49.

## REFERENCES

1. A. S. 1054587 CCCR, MKY3 F 15 V 21/12, B 28 V 1/08. Vybroploshchadka / A. F. Ponomarchuk, R. R. Obertiukh, I. V. Kots, A. P. Hel (SSSR). – № 3464879/25-06 ; zaivl. 05.07.1982 ; opubl. 15.11.1983, Biul. № 42.
2. Baranov V. N. Elektrogidravlicheskie I gydravlicheskie vibratsyonnye mekhanyzmy: teoryia, raschet i konstruktssii / V. N. Baranov, Yu. E. Zakharov. – 2-e izd., pererab. i dop. – M. : Mashino-stroenie, 1977. – 326 s.
3. Ivanov M. E. Gydroprivod svaeopgruzhaiushchikh i gruntouplotniaiushchikh mashin / M. E. Ivanov, I. B. Matveev, R. D. Iskovych-Lototskiy, V. A. Pishenin, I. V. Kots.– M. : Mashinostroenie, 1977. – 174 s.
4. Hamynin N. S. Dynamika bystrodeistvuiushcheho gidravlicheskogo privoda / N. S. Hamynin, Yu. K. Zhdanov, D. L. Klymashin. – M. : Mashinostroenie, 1979. – 80s.
5. Petrus V. V. Teoretychni zasady stvorennia matematychnoi modeli gidropyvoda porshneвого nasosa / Vitaliy Petrus, Ivan Kots // Visnyk Khmelnytskogo natsionalnogo universytetu. Tekhnichni nauky. – 2006. – № 5. – S. 45–49.

**Коц Іван Васильович** – кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерних систем у будівництві Вінницького національного технічного університету. ORCID 0000-0003-0870-6385.

**Кутняк Микола Миколайович** – аспірант Вінницького національного технічного університету. ORCID 0000-0003-0885-5006.

**I. Kots**  
**M. Kutnyak**

## VIBRATION EXTRACTORS WITH HYDROPULSE DRIVE PROCESSES RESEARCH

Vinnitsia National Technical University

*On the basis of theoretical review of existing extraction vehicles and analysis of their main drawbacks, a new design of an extractor with a hydropulse drive is proposed. The mathematical model of equipment operation is made. The generalized functional dependencies are derived, which connect the basic parameters of the drive hydraulic system and the design of the hydraulic drive of the piston activator, suitable for practical calculations at the preliminary estimation and the choice of their rational parameters at the stage of sketch design.*

*Keywords: vibration extractor, hydropulse drive, mathematical model of working process, hydraulic cycle.*

**Kots Ivan** – Candidate of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Engineering Systems in the construction of Vinnitsa National Technical University.

**Kutnyak Nikolay** – Postgraduate Student of Vinnitsia National Technical University.

**I. V. Koц**  
**H. H. Kytniak**



## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРАЦИОННЫХ ЭКСТРАКТОРАХ С ГИДРОИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ

Винницкий национальный технический университет

*На основании теоретического обзора существующих экстракционных аппаратов и анализе их основных недостатков, предложена новая конструкция экстрактора с гидроимпульсным приводом. Составлена математическая модель работы оборудования. Выведены обобщенные функциональные зависимости, связывающие между собой основные параметры приводной гидросистемы и конструкции гидроприводных узла поршневого активатора, пригодные для практических расчетов при предварительной оценке и, выборе их рациональных параметров на стадии эскизного проектирования.*

*Ключевые слова: вибрационный экстрактор, Гидро привод, математическая модель рабочего процесса, рабочий цикл гидравлического привода.*

**Коц Иван Васильевич** – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой инженерных систем в строительстве Винницкого национального технического университета.

**Кутняк Николай Николаевич** – аспирант Винницкого национального технического университета.