

УДК 66.061.34

О.О.Акимов, канд. техн. наук<sup>\*</sup>,

О.Л.Ігнатенков, канд. техн. наук<sup>\*</sup>,

Є.К.Платонов, канд. техн. наук<sup>\*\*</sup>

## Коливання пружно закріплених робочих органів диференційно-струминного екстрактора

Чернігівський державний технологічний університет м. Чернігів, Україна<sup>\*</sup>,  
Чернігівський інститут МАУП, м. Чернігів, Україна<sup>\*\*</sup>

Коливальна система диференційно-струминного екстрактора[1] складається з ексцентрикового валу, що здійснює обертальний рух, на якому розміщені тяги з закріпленими на них тарілками. В роботі [2] коливальна система розглядається як абсолютно жорстка. Для створення коливання тарілок значної амплітуди необхідно виготовляти вал зі значним ексцентриситетом та приводити його в обертальний рух, що потребує підвищеної витрати механічної енергії.

Перспективним напрямом розвитку екстракторів вібраційного типу є використання явища резонансу його робочих елементів (тарілок). Для забезпечення коливань тарілок з однаковими амплітудами бажано виконати кріплення кожної тарілки до тяг окремо. Динамічна модель представлена на рисунку 1. Тарілки масою  $m_1, m_2, m_3$  закріплені на тягах, що мають жорсткості  $C_1, C_2, C_3$ , за допомогою пружних елементів  $C_{01}, C_{02}, C_{03}$ . Демпфування коливань відбувається за рахунок переміщення середовища через отвори тарілок.

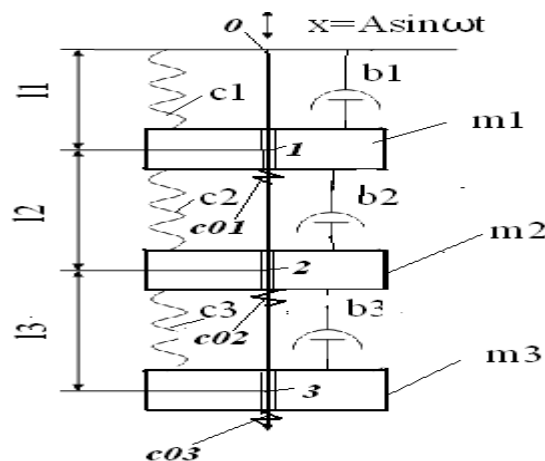


Рис.1. Динамічна модель вібраційної системи з пружним кріпленням тарілок

Для складання математичної моделі використаємо метод Лагранжа другого роду [3]. Узагальненими координатами є переміщення тарілок в вертикальному напрямку  $x_1, x_2, x_3$ .

Кінетична енергія системи визначиться як сума енергій поступального руху тарілок.

$$T = \frac{1}{2} m_1 \ddot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \ddot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \ddot{x}_3^2 . \quad (1)$$

Потенційна енергія системи буде складатися з суми потенційних енергій деформованих тяг та пружин.

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 x_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2} c_3 (x_3 - x_2)^2 . \quad (2)$$

Дисипація енергії визначиться з виразу:

$$\Phi = \frac{1}{2} b_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2} b_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2 . \quad (3)$$

Результуюча жорсткість визначиться як результуюча двох пружних елементів з'єднаних послідовно [3]:

$$C_1 = \frac{C01 * C1}{C01 + C1}; \quad C_2 = \frac{C02 * C2}{C02 + C2}, \quad C_3 = \frac{C03 * C3}{C03 + C3} . \quad (4)$$

Система диференційних рівнянь має наступний вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 + (C_1 + C_2)x_1 - C_2 x_2 = C_1 A \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - C_2 x_1 + (C_2 + C_3)x_2 - C_3 x_3 = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - C_3 x_2 + C_3 x_3 = 0 \end{cases} . \quad (5)$$

Для вихідних даних, що характеризують екстрактор, значення частот власних коливань будуть наступні:  $p_1=10.7$  рад/с;  $p_2=28.6$  рад/с;  $p_3=42.7$  рад/с.

Значення частот власних коливань знаходяться близько до частоти вимушених коливань, що робить можливим досягнення коливань близьких до резонансних (при амплітуді вимушених коливань  $A=0,0025$ м коливання тарілок може досягти  $0.05$  м.).

Коливання являються результатом складування коливань з частотами власних та вимушених коливань.

На рис.2 для порівняння коливання трьох тарілок накладені на один графік.

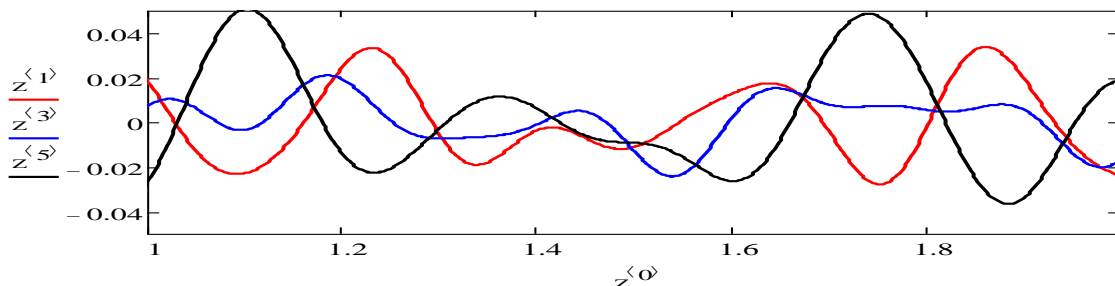


Рис.2. Часова залежність коливань тарілок екстрактора

Коливання тарілок несинфазні, що приводить до дезорганізації потоків робочого середовища і, як наслідок, підвищення ефективності процесу екстракції.

Шляхом регулювання жорсткості кріплення тарілок можливе забезпечення наростаючих амплітуд коливання тарілок в напрямку руху сировини.

Розроблена модель дозволяє враховувати пружність штоків, жорсткості елементів індивідуальної підвіски тарілок до штоків та оптимізувати характеристики пружної системи.

## Література

1. Городецкий И.Я. Вибрационные массообменные аппараты. изд. «Химия», М.: 1980 г, 192 с.
2. Игнатенков А.Л. Противоточные твердофазные массообменные аппараты. Учебное пособие на пр. монографии. – К.: УМК ВО, 1992, 68с.
3. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.