

## Дослідження впливу пружності групового кріплення тарілок на динамічні характеристики екстрактора

Д.С.Петренко, студ. гр. ММА – 081; Г.О. Касьян, студ. гр. МА-091  
 Наукові керівники: канд. техн. наук, доцент кафедри МАВХВ і ТП Акимов О.О.;  
 канд. техн. наук, доцент кафедри МАВХВ і ТП Ігнатенков О.Л.  
 Чернігівський державний технологічний університет

Екстрагування подрібнених матеріалів широко застосовується у багатьох галузях промисловості, зокрема у харчовій, хімічній промисловості та інших [1].

Одним з перспективних видів екстракторів є апарати з сопловими диференціально - струминними елементами. Конструктивне вирішення апаратів у вигляді пульсаційної (вібраційної) колони з тарілками має також і ту позитивну якість, що останні окрім функції транспортування фаз виконують також і роль насадки, що знижує поздовжнє перемішування, тобто підвищує ефективність процесу [2].

Промислове використання диференційно-струминного екстрактора можливе при екстрагуванні цукру з подрібнених на м'ясорубці відходів - хвостиків і бою буряка, подрібнених виноградних вичавок, солодових паростків і інших матеріалів [3].

Найбільш ефективно проведення цих процесів здійснюється при протитоці фаз. Тому вибір типу екстрактора та його конструкції є важливою задачею при проектуванні технологічних систем переробки подрібнених матеріалів. З точки зору енергозатрат найбільш економічними є апарати з вібраційним рухом робочих органів резонансного типу

В рамках виконання випускної роботи здійснена розробка коливального пристрою резонансного типу диференційно-струминного екстрактора для промивання подрібненої сировини харчових виробництв, що забезпечує інтенсивне отримання корисних речовин [4]. В екстракторі тяги на яких розміщені тарілки закріплені в пружній ресорі, що дає їм змогу коливатися. Тарілки з тягами приймемо за жорстке тіло яке коливається на пружній опорі в вертикальному напрямку з однією ступеню вільності.

Динамічною моделлю механічної системи є осцилятор з кінематичним збудженням (Рис. 1)

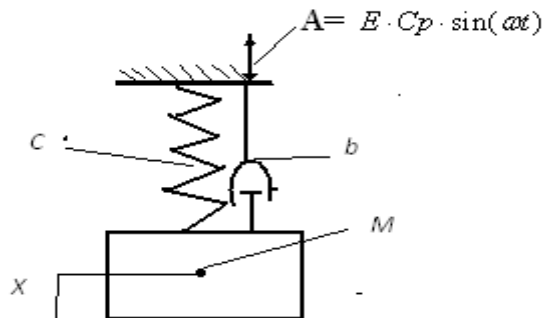


Рис. 1. Динамічна модель коливальної системи

Згідно з [2], математична модель коливального процесу має вигляд:

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} x(t) + b(t) \cdot \frac{d}{dt} x(t) + C_p \cdot x(t) = E \cdot C_p \cdot \sin(\omega t) \quad (1),$$

де  $m$  маса коливальної системи;

$b$  – коефіцієнт опору середовища[4];

$C$  – жорсткість підвісу;

$E$  ексцентриситет приводного валу ( $E=2,5 \times 10^{-3}$  м.).

За допомогою математичного пакету Mathcad проведемо числове інтегрування диференційного рівняння. Матриця рівняння та початкові умови мають вигляд:

$$D(t, X) := \begin{bmatrix} X_1 \\ \frac{1}{m} \cdot (F(t) - b(t) \cdot X_1 - \tilde{N} \cdot X_0) \end{bmatrix}, \quad X := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Числове інтегрування проводимо методом Рунге–Кутта з фіксованим кроком інтегрування:

(3)

$$Y := \text{rkfixed}(X, 0, 45, 5000, D)$$

На рис. 2 наведено числове рішення рівняння в період розгону коливальної системи вібратора.

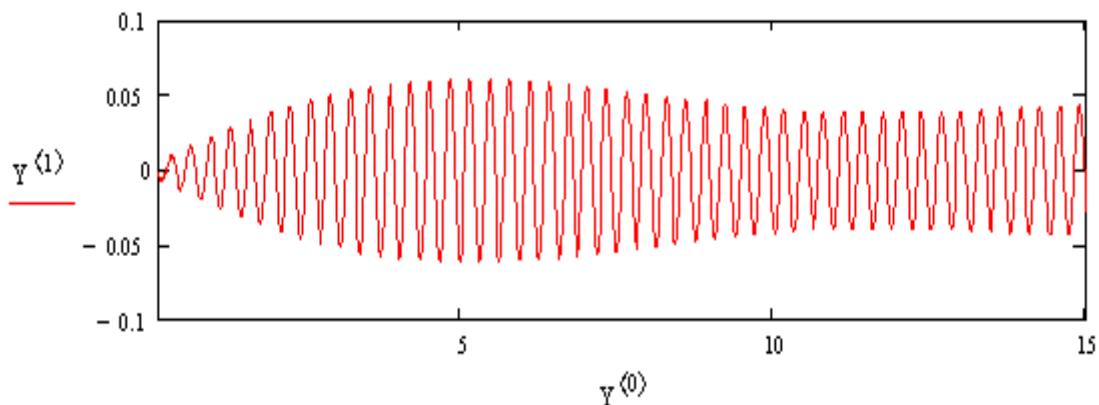


Рис. 2. – Часова залежність амплітуди коливань тарілок періоду пуску ( $Y^{(0)}$  - час процесу,  $Y^{(1)}$  - амплітуда коливань системи, м)

При стаціонарному режимі власні коливання затухають і не впливають суттєво на амплітуду вимушених коливань. Амплітуда вимушених коливань значно перевищує ексцентриситет валу, що досягається наближенням частоти вимушених коливань до власних.

Частота власних коливань визначиться з виразу:

$$p = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{4276}{11}} = 19,716 \text{ рад/с.} \quad (3.15)$$

Частота вимушених коливань становить 20 рад /с, амплітуда вимушених коливань визначається коефіцієнтом динамічності та опором середовища (особливо при переході через резонанс).

Залежність коефіцієнта динамічності від відношення частот наведено на рис. 3

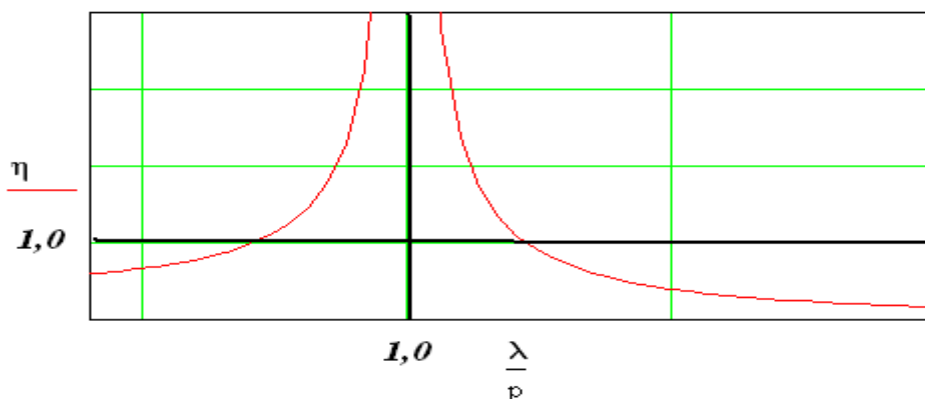


Рис. 3. Залежність коефіцієнта динамічності від відношення частот

При прийнятій величині опору максимальна амплітуда стаціонарних коливань може досягти 0.035м.

Дослідження показали, в резонансному екстракторі можливо досягнення значно більшої амплітуди коливань тарілок в порівнянні з жорстким підвісом.

## Література

1. Технология и оборудование пищевых производств / Под ред. Н.И. Назарова.-М.:Пищевая промышленность, 1977.-350с .
2. Городецкий И.Я. Вибрационные массообменные аппараты. изд. «Химия», М.: 1980 г, 192 с.
3. Игнатенков А.Л. Противоточные твердофазные массообменные аппараты. Учебное пособие на пр. монографии. – К.: УМК ВО, 1992, 68с.
4. Акимов О.О.,Игнатенков О.Л., Петренко Д.Е. Колебания рабочих органов дифференциально-струйного экстрактора. Матеріали 2 міжнар. наук.практич. конф. «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» 23-25 травня 2012 року, ЧДТУ, Чернівці –с.47-49.

