

Дослідження впливу пружності ресорного кріплення тарілок на їх амплітуди вимушених коливань

Бас О.О., студ. гр. ММА – 111; Керівники: Акимов О.О., доц., Ігнатенков О.Л., доц.
Чернігівський національний 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

Перспективною є 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 прийемо за жорстке тіло яке коливається вертикальному напрямку на пружній опорі в вигляді горизонтально розташованих ресор.

Тарілки в корпусі закріплені на восьми ресорах прямокутного перерізу. Механічна система має одну ступінь вільності.

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

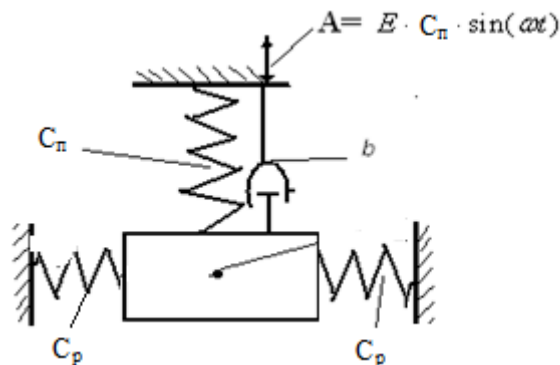


Рис. 1. Динамічна модель коливальної системи

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

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

де m маса коливальної системи;

b – коефіцієнт опору середовища[4];

C – жорсткість підвісу;

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

Жорсткість підвісу тарілки визначиться наступним чином:

$$C := C_n + 8 \cdot \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} \quad (2)$$

де C_1 – жорсткість пружини;
 I – момент інерції перерізу ресори;
 L – довжина ресори.

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

$$D(t, X) := \begin{bmatrix} X_1 \\ \frac{1}{m} \cdot (F(t) - b(t) \cdot X_1 - C \cdot X_0) \end{bmatrix} \quad X := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3)$$

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

$$Y := \text{rkfixed}(X, 0, 45, 5000, D) \quad (3)$$

На рисунках. 2,3,4 наведені числові рішення рівняння в період розгону і стабільної роботи коливальної системи екстрактора.

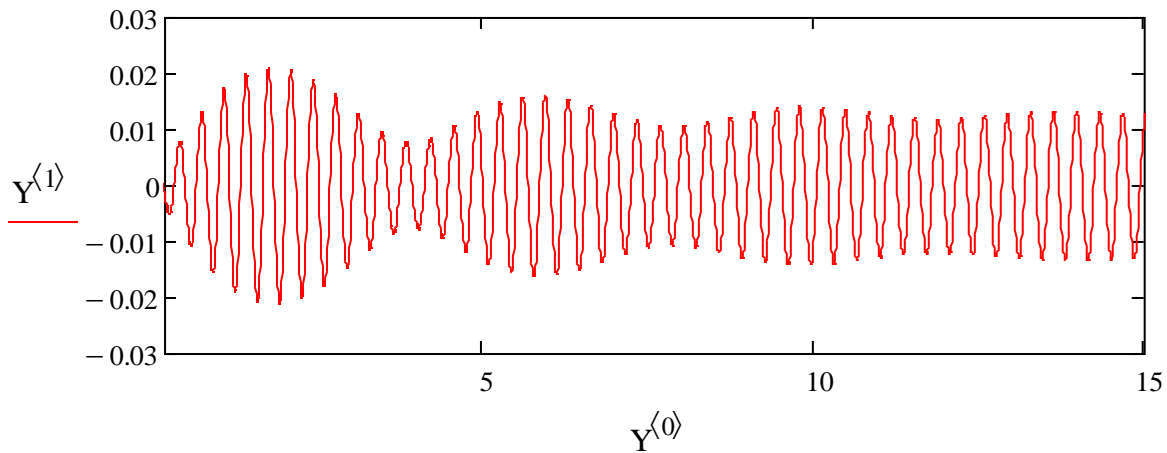


Рис. 2. – Часова залежність амплітуди коливань тарілок періоду пуску ($Y^{(0)}$ – час процесу, $Y^{(1)}$ – амплітуда коливань системи, м) при частоті вимушених коливань $\omega=18$ рад/с

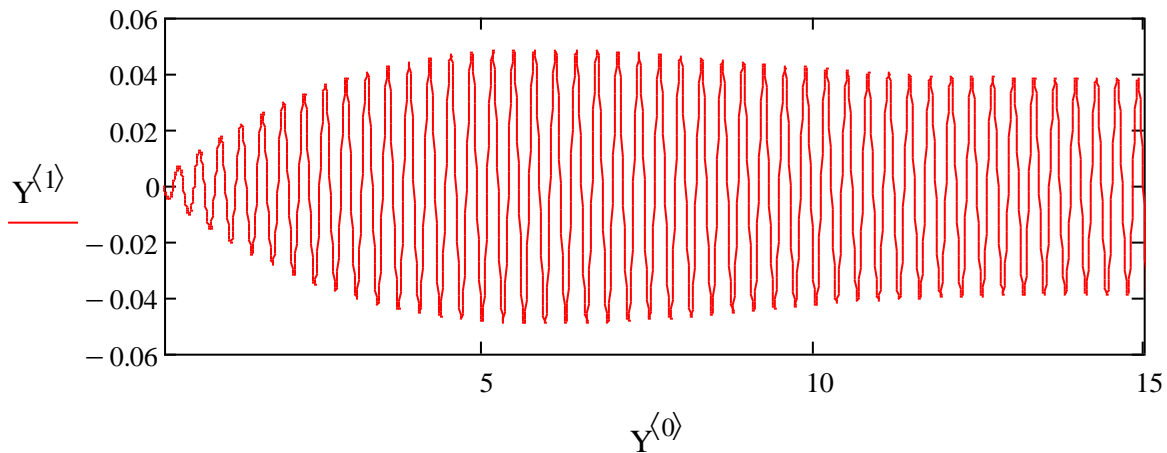


Рис. 3. – Часова залежність амплітуди коливань тарілок періоду пуску ($Y^{(0)}$ – час процесу, $Y^{(1)}$ – амплітуда коливань системи, м) при частоті вимушених коливань $\omega=20$ рад/с

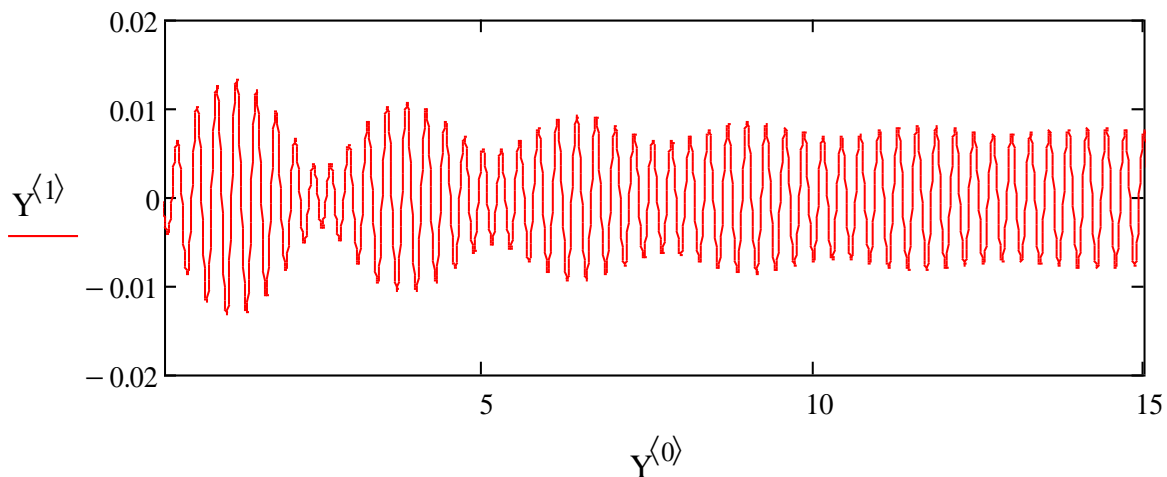


Рис. 4. – Часова залежність амплітуди коливань тарілок періоду пуску ($Y^{(0)}$ – час процесу, $Y^{(1)}$ – амплітуда коливань системи, м) при частоті вимушених коливань $\omega=22$ рад/с

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:

$$p = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{1,15 * 10^4}{30}} = 19,579 \text{ рад/с.} \quad (4)$$

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

Резонансний режим може значно збільшити амплітуду коливальної системи, яка обмежується демпфувальними властивостями середовища.

Для оцінки амплітуд коливань необхідно користуватися їх середньо квадратичними значеннями.

$$s_1 := \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=1}^{n-1} [(Y^{(1)})_j]^2} \quad (5)$$

При прийнятій величині опору максимальна амплітуда стаціонарних коливань може досягти 0.023м.

Колівальна система є чутливою до настройки на резонанс.

Збільшення демпфування зменшує амплітуди коливань та скорочує час нестационарного режиму.

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

Список літературних джерел

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, Чернігів –с.47-49.