

Дослідження впливу пружності ресорного кріплення тарілок на їх амплітуди вимушених коливань

О.О.Акимов.; канд. техн. наук, доцент каф. МА ЛП, О.Л. Ігнатенков, канд. техн. наук, доцент каф. МА ЛП,
Є.К.Платонов, канд. техн. наук, академік ІАН
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].

Перспективною є розробка диференційно-струминного екстрактора з коливальним пристроєм резонансного типу [4]. В екстракторі тарілки спираються на вертикальний корпус ресорами прямокутного перерізу. При тому кожна квадратна тарілка має вісім ресор, встановлених по периметру а також сама тарілка з'єднана зі штоком, що коливається у вертикальному напрямку, через пружний елемент. Таким чином механічна система має одну ступінь вільності.

На рисунку 1 показано динамічну модель описаної механічної системи як осцилятора з кінематичним збудженням.

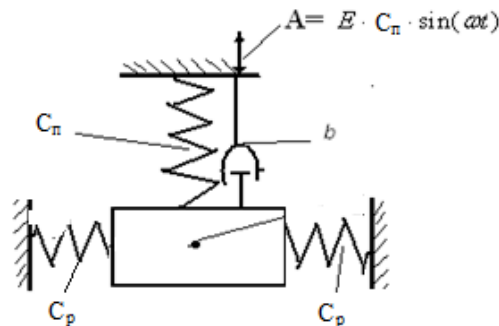


Рис. 1. Динамічна модель коливальної системи

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_n - 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 рисунку 2 наведено числове рішення рівняння в період розгону і стабільної роботи коливальної системи екстрактора у резонансному режимі.

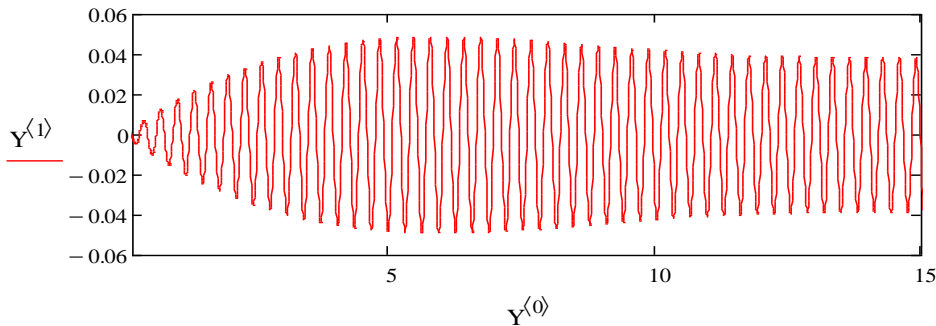


Рис. 2. – Часова залежність амплітуди коливань тарілок періоду пуску ($Y^{(0)}$ - час процесу, $Y^{(1)}$ – амплітуда коливань системи, м) при частоті вимушених коливань $\omega=20$ рад/с

При резонансному режимі амплітуда вимушених коливань значно перевищує ексцентриситет валу. 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, тобто в резонансному екстракторі можливо досягнення значно більшої амплітуди коливань тарілок в порівняння 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