

Висновки. Запропоновані математичні моделі рівноваги між концентрацією компонента в рухомій і стаціонарній фазах процесу хроматографічного розділення бінарних органічних сумішей можна використовувати для оцінювання поведінки адсорбції розчину за наявності різних розчинників, для яких рівновага адсорбції відома.

Література

1. Ruthven D.M. Pressure Swing Adsorption / D.M. Ruthven, S. Farooq, K.S. Knaebel. – VCH. – Weinheim. – 1984.
2. Seader. J.D. Roper. Separation Process Principles / J.D. Seader, J. Ernest, D. Keith // Chemical and biochemical operation. – New York. – Nov. 23. – 2010.
3. Characterization of stationary phases for reversed-phase liquid chromatography: column testing, classification and chemical stability / by Henk A. Claessens. – Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 1999.
4. Snyder L.R. Introduction to modern liquid chromatography / L.R. Snyder, J.J. Kirkland // Wiley-Interscience. – New York. – 1979.
6. Cabral V.F. Thermodynamics and separation processes / V.F. Cabral; M. Castier; F.W. Tavares // Adsorption equilibrium of light hydrocarbon mixtures by simulation. Braz. J. Chem. Eng. – Vol. 24. – no.4. – San Paulo. – Oct./Dec. – 2007.
7. Jacobson St. Influence of the mobile phase composition on the adsorption isotherms of an amino-acid derivative on immobilized bovine serum albumin / St. Jacobson, S. Golshan-Shirazi, G. Guiochon // Chromatographia. – April 1991. – Volume 31. – Issue 7-8. – Pp. 323-328.
8. Valenzuela D.P. Adsorption Equilibrium Data Handbook, Prentice Hall, Englewood Cliffs / D.P. Valenzuela, A.L. Myers. – New York, 1989. – P. 7.
9. Alan L. Theories of Adsorption in Micropores / L. Alan, A. Myers // Adsorption: Science and Technology / NATO ASI. – Series. Volume 158. – 1989. – Pp. 15-36.
10. Piatkowski W. Adsorbed solution models for prediction of normal-phase chromatography progress with varying composition of the mobile phase / W. Piatkowski, D. Antos, I. Petrushka // Journal of chromatography A. – 2005. – Vol. 1092. – P. 65-75.

Петрушка И.М., Мальованый М.С. Прогнозирование качества хроматографического разделения смеси органических растворителей.

Предложена математическая модель для прогнозирования процесса разделения бинарных органических смесей с использованием жидкостной хроматографии импульсным методом на основании гетерогенной адсорбционной модели (HIAS) с учетом активности центров адсорбции относительно составляющих раствора. Определены энергетические константы неоднородности поверхности адсорбента K и, КИИ и сумма квадратичных отклонений между расчетными и экспериментальными значениями для изотерм адсорбции bi-Langmuir и Unilan.

Ключевые слова: адсорбция, хроматография, растворители, изотермы.

Petrushka I.M., Maloyanyu M.S. Modeling of chromatographic separation of a mixture of organic solvents.

A mathematical model to predict the process of separation of binary mixtures of organic liquid chromatography using a pulse method based on heterogeneous adsorption model (HIAS), taking into account the activity of adsorption centers regarding the components of the solution. The energy constant heterogeneity of the adsorbent surface and K , КИИ and the sum of squared deviations between the calculated and experimental values for izterm bi-Langmuir adsorption and Unilan.

Keywords: adsorption, chromatography, solvent isotherms.

УДК 621.86.065

Доц. О.М. Удовичкий, канд. техн. наук –
НЛТУ України, м. Львів

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ПОЗДОВЖНИХ ЛІСОТРАНСПОРТЕРІВ

Розроблено математичну модель коливань елементів лісотранспортера з поздовжнім переміщенням вантажу у вигляді системи з розподіленими параметрами з урахуванням розсіювання енергії. Диференціальні рівняння руху враховують тягове зусилля, яке повинен розвивати привод транспортера, та жорсткість його віток.

Ключові слова: поздовжні лісотранспортери, математична модель, коливання елементів, зусилля у вітках.

На нижніх лісових складах для сортування круглих лісоматеріалів використовують поздовжні лісотранспортери, основним робочим органом яких є гнучкі елементи, довжина замкнених контурів яких сягає декількох сотень метрів, і складаються переважно із декількох секцій [1].

Згідно з відомими методиками, такі конвеєри призначені для статичних навантажень, а розрахунок зводиться до визначення потужності привода, основних параметрів зірочок та ланцюга, міжосьової віддалі залежно від передавального відношення, натягів у вітках ланцюга [2-4].

Однак велика довжина і податливість ланцюгів призводить до нерівномірного руху та виникнення поздовжніх та поперечних коливань, які спричиняють значні динамічні навантаження. Джерелом значних динамічних навантажень є також спосіб завантаження ланцюга. Врахування цих особливостей є важливою задачею під час моделювання та розрахунків лісотранспортерів з гнучким робочим органом. У запропонованій схемі тяговий орган конвеєра розглянемо як замкнений контур із розподіленою масою, навантажений зосередженими масами (рис. 1).

У випадку рухомого навантаженого елемента тиск будь-якого рухомого елемента визначається сумою ваги $mg \cdot dx$ та сили інерції $-m \frac{d^2y}{dt^2} \cdot dx$ (m – маса рухомого навантаження, y – координата траєкторії руху елемента навантаження; $\frac{d^2y}{dt^2}$ – вертикальне прискорення руху елемента).

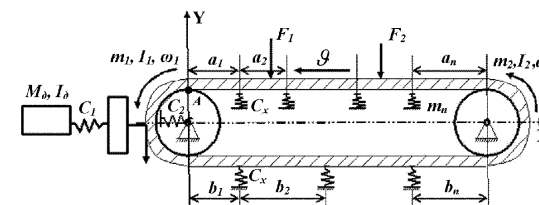


Рис. 1. Розрахункова схема лісотранспортера

Тоді загальне навантаження на проміжкові опори складає:

$$mg + p - m \frac{d^2y}{dt^2} = mg + p - m \frac{d^2y}{dx^2} g^2, \quad (1)$$

де: p – власна вага ланцюга конвеєра, g – швидкість руху ланцюга. Відповідно, диференціальне рівняння зігнутої осі ланцюга можна записати як [9]:

$$EI_x \frac{d^4 y}{dx^4} = mg + p - m \frac{d^2 y}{dx^2} g^2, \quad (2)$$

де: E – модуль пружності матеріалу ланцюга; I_x – момент інерції поперечного перерізу ланцюга.

Якщо вибрати початок координат у т. А, розв'язок рівняння (2) запишемо у вигляді рівняння:

$$y = \frac{(p + mg)l^2}{4EI_x U^2} \left\{ \frac{1}{2}(x^2 - lx) + \frac{l^2}{U^2} \left[\frac{\cos\left(\frac{2x}{l} - 1\right)U}{\cos U} - 1 \right] \right\}, \quad (3)$$

де: U – амплітудна функція переміщення вантажів; l – відстань переміщення. Як видно з рівняння (3), при $U = \pi/2$ прогин стає максимальним. Таким чином критичну швидкість можна знайти із залежності:

$$g = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{EI}{m}}. \quad (4)$$

Під час дослідження вільних коливань, які здійснюються біля квазістатичного режиму, рівняння зігнутої осі ланцюга є функцією двох змінних

$$y = y(z, t). \quad (5)$$

При цьому просторова координата x елемента ланцюга сама залежить від часу:

$$x = g \times t. \quad (6)$$

Тоді рівняння руху набуде такого вигляду:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + b \frac{\partial^2 y}{\partial x^2 \partial t} + c \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (7)$$

де a, b, c – коефіцієнти, що відповідно рівні:

$$a = \frac{p + mg}{gEI_x}; \quad b = \frac{2m g}{EI_x}; \quad c = \frac{m g^2}{EI_x}.$$

Це рівняння для граничних умов, за яких ведуча зірочка вважається шарнірним закріпленням, задовольняє функція [6]:

$$y = A_k \sin \frac{n\pi x}{l} \times \sin p_k t, \quad (8)$$

де: p_k – кругова частота коливань; A_k – амплітуда коливань.

Зусилля у несучих вітках транспортера визначимо, розглянувши їх позовжні коливання. Рівняння руху віток запишемо у наступному вигляді [7]:

$$\frac{g_i^2}{l_i^2} \cdot \frac{\partial^2 x_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 x_i}{\partial t^2} = 0; \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (9)$$

де: – поступальне переміщення деякого поперечного перерізу вітки ланцюга; g_i – швидкість поширення хвилі пружних деформацій; ξ_i – відносна позовжня координата; $\xi_i = \frac{x_i}{l_i}$; t – час; n – число вантажів на вітці конвеєра.

Розв'язки рівнянь руху знаходимо у вигляді:

$$U_i = U_i(\xi_i) \cdot \cos \omega t; \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

де $U_i(\xi_i)$ – амплітудна функція переміщень вантажів; ω – циклічна частота коливань.

Розв'язки рівнянь руху набудуть вигляду:

$$X_i(\xi_i) = R_i(\xi_i) \cdot X(0), \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

$$X_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} U_i(\xi_i) \\ U'_i(\xi_i) \end{pmatrix}; \quad R_i(\xi_i) = \begin{bmatrix} \cos \frac{l_i \omega}{g_i} \xi_i & \frac{g_i}{l_i \omega} \sin \frac{l_i \omega}{g_i} \xi_i \\ -\frac{l_i \omega}{g_i} \sin \frac{l_i \omega}{g_i} \xi_i & \cos \frac{l_i \omega}{g_i} \xi_i \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Крайові умови після розділення змінних набудуть таких значень:

$$X_i(0) = S_i \cdot X_n(1); \quad X_{i+1}(0) = S_{i+1} \cdot X_i(1); \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (11)$$

$$S_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \delta_i & \lambda_i \end{pmatrix}; \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (12)$$

$$\delta_i = -\frac{m_i l_i \omega^2}{EA}; \quad \lambda_i = \frac{l_i}{l_{i-1}}, \quad (13)$$

де m_i – маси вантажів, що транспортує конвеєр.

З врахуванням наведених залежностей сформуємо алгоритм визначення власних частот і форм механічної системи.

Поздовжню розтягуючу силу N_i в довільному поперечному перерізі визначимо із залежності:

$$N_i = E_i \cdot A_i(x_i) \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_i}, \quad (14)$$

де $A_i(x_i)$ – площі деяких поперечних перерізів вітки ланцюга транспортера.

Враховуючи зв'язок між напруженнями і деформаціями [8],

$$\sigma = E\varepsilon + k \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (15)$$

де: k – коефіцієнт, що враховує розсіювання енергії в матеріалі; ε – малий параметр, що показує величину функціоналу Φ і враховує гістерезисні витрати в коливній системі, вираз для позовжньої сили, що виникає у вітках конвеєра, набуде вигляду:

$$N_i = E_i \cdot A_i(x_i) \cdot \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \varepsilon \Phi_1 \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \right] \times \left(1 + \frac{k \partial}{\partial x_i} dx_i \right). \quad (16)$$

Сили інерції погонної довжини віток транспортера та системи вантажів характеризуються такими величинами [7, 8]:

$$q_i = \rho A_i(x_i) \frac{\partial U_i}{\partial x_i} dx_i; \quad q_k = \xi_i(x_k) \frac{\partial^2 \omega_i}{\partial t^2} dx_i, \quad (17)$$

де: $\xi_i(x_k)$ – погонна маса вантажу; ω_i – переміщення елементів системи.

Враховуючи тягове зусилля, яке повинен розвивати привод транспортера, та жорсткість його віток, на основі рівнянь (16) і (17) отримано систему диференціальних рівнянь у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \rho F_i \frac{\partial U_i}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} + C_{(x)}(U_1 - \omega_i) + EF \frac{\partial}{\partial x_1} \varepsilon \Phi_1 \left(\frac{\partial U_1}{\partial x_1} \right) &= N(t) - Q_1(t); \\ \rho F_i \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 U_2}{\partial x_2^2} + EF \frac{\partial}{\partial x_2} \varepsilon \Phi_1 \left(\frac{\partial U_2}{\partial x_2} \right) &= -Q_2(t); \\ \xi(x_k) \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} - C_{(x)}(U_1 - \omega_i) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

де: U_1, U_2 – переміщення відповідно робочої та холостої віток; $Q_1(t), Q_2(t)$ – сили опору рухові віток конвеєра; $C_{(x)}$ – жорсткість віток конвеєра; ω_i – переміщення вантажів.

Для розв'язку системи рівнянь (18) і дослідження коливань транспортера відповідно до рис. 1 приймемо граничні умови:

$$U_1(0) = U_2(l_2); U_1(l_1) = U_2(0);$$

$$EF \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} - m_1 \frac{\partial U_1}{\partial t^2} \Big|_{x_1=0} = EF \frac{\partial U_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2}$$

Початкові умови вибираємо залежно від режиму роботи та конструктивних особливостей конвеєрів. Розрахунки виконано для конвеєра з електродвигуном 4A180S4Y3 потужністю $P=22$ кВт, що використовується у приводах поздовжніх транспортерів на лісових складах [1], що транспортують маси $m_{1,2,...,m} = 100$ кг; $a_1 = a_2 = \dots a_n = 10$ м; $b_1 = b_2 = \dots b_n = 20$ м, погонна маса вітки транспортера становить $m_l = 50$ кг/м.

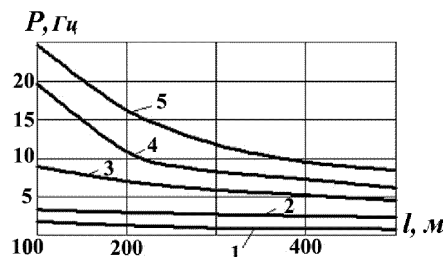


Рис. 2. Залежність власних частот коливань конвеєрів від їх довжини:
1) перша частота; 2) друга частота; 3) третя частота;
4) четверта частота; 5) п'ята частота

Як видно з наведених графіків (рис. 2), власні частоти коливань конвеєрів довжиною $l = 300 \dots 500$ м, особливо перша та друга, змінюються не істотно і становлять $1,5 \dots 2,0$ Гц. І тільки четверта та п'ята частота досягають значень $8 \dots 10$ Гц. Внаслідок існування постійних сил опору пересуванню тягового органа в електромеханічній системі транспортерів збуджуються параметричні коливання, зумовлені властивостями зачеплень тягові ланцюги – зірочки.

Динамічність вимушених коливань в електромеханічній системі транспортера можна знизити, якщо зменшити крок ланцюга та, деякою мірою, збільшити швидкість ланцюгів [9], а, знаючи частоти коливань, які залежать від типу вантажу, можна вибрати оптимальні параметри конвеєрів та режими їх роботи.

Література

1. Шкіря Т.М. Машины та обладнання лісосічних та лісоскладських робіт / Т.М. Шкіря. – Львів : Вид-во НЛТУ України 2005. – 436 с.
2. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 487 с.
3. Лютий Є.М. Підйомально-транспортувальні машини і пневмотранспорт підприємств лісового комплексу / Є.М. Лютий, П.П. Нахаєв, Й.С. Бадера, О.М. Удовичий. – Ч. І. – Львів : Вид-во НЛТУ України, 2006. – 154 с.
4. Бондарев В.С. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйомальних і транспортувальних машин : підручник / В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін.. – К. : Вид-во "Вища шк.", 2009. – 734 с.
5. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М. : Изд-во "Наука", 1967. – 420 с.
6. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Л. Янг, И. Уивер. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1985. – 472 с.
7. Писаренко Г.С. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии / Г.С. Писаренко, О.Е. Боганич. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1984. – 220 с.
8. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – Л. : Изд-во "Машиностроение", 1976. – 320 с.
9. Тимошенко С.П. Курс теории упругости / С.П. Тимошенко. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1972. – 508 с.

Удовичий О.М. Исследование колебаний продольных лесотранспортеров

Разработана математическая модель колебаний элементов лесотранспортера с продольным перемещением груза в виде системы с распределенными параметрами с учетом рассеивания энергии. Дифференциальные уравнения движения учитывают тяговое усилие, которое должен развивать привод транспортера, и жесткость его веток.

Ключевые слова: продольные лесотранспортеры, математическая модель, колебания элементов, усилия в ветвях.

Udovytskyj O.M. Research of vibrations of longitudinal conveyors

The elements fluctuations mathematical model of longitudinal conveyors is developed as a system with the up-diffused parameters taking into account dispersion of energy. The differential movement equations include pulling forces of the transporters plant.

Keywords: longitudinal conveyors, mathematical model, fluctuations elements efforts in branches.

УДК 657.6

Доц. О.І. Скаско, канд. екон. наук – Львівський інститут банківської справи Університету банківської справи Національного банку України

ФОРМУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНОЇ БАЗИ ДЛЯ ЗОВНІШНЬОГО АУДИТУ

Розкрито потенційні напрями розширення інформаційної бази для зовнішнього аудиту через використання ним у поточній діяльності даних (присвоєних банкам рейтингів) рейтингових агентств. На цій базі запропоновано розширення функцій зовнішнього аудиту – який, окрім підтвердження достовірності річної фінансової