

О.В. Гаврильченко, В.С. Шенбор

Національний університет «Львівська політехніка»

## ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО КОНВЕЄРА З НЕЗАЛЕЖНИМИ КОЛИВАННЯМИ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВИРОБІВ ТА МАТЕРІАЛІВ

*В роботі розглядається вібраційний конвеєр з незалежними нормальними та поздовжніми коливаннями транспортуючого лотка, наведені розрахунки пружної системи, які забезпечують стабільну роботу конвеєра та високу швидкість транспортування, а також результати експериментальних досліджень залежності швидкості транспортування виробів з різних матеріалів від параметрів незалежних коливань.*

*Ключові слова: вібраційне транспортування, незалежне транспортування, вібраційні конвеєри, вібраційний привод, резонансне налагодження.*

O.V. Gavrylchenko, V.S. Shenbor

## JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS OF A VIBRATING CONVEYOR WITH INDEPENDENT OSCILLATIONS FOR THE TRANSPORTATION OF PRODUCTS AND MATERIALS

*The paper considers a vibrating conveyor with independent normal and longitudinal vibrations of the conveying tray, provides calculations of the elastic system, which ensure stable operation of the conveyor and high transportation speed, as well as the results of experimental studies of the dependence of the transportation speed of products made of different materials on the parameters of independent vibrations.*

*Keywords: vibration transportation, independent transportation, vibration conveyors, vibration drive, resonant tuning*

**Вступ.** Вібраційні конвеєри призначені для автоматизації переміщень між одиницями технологічного обладнання та між робочими позиціями і застосовуються в транспортних, транспортно-орієнтованих та транспортно-маніпулюючих системах для подачі, розподілення деталей та виробів та їх обліку, а також для завантаження дозуючого та пакувального обладнання сипкими матеріалами. Особливо ефективно застосування вібраційних конвеєрів з незалежними поздовжніми та нормальними коливаннями, які забезпечуються електромагнітними віброзбудниками, в яких можна дистанційно регулювати амплітуди вертикальних та горизонтальних коливань, здійснювати регулювання швидкості та зміну напрямку транспортування шляхом налагодження параметрів еліптичної траєкторії коливань робочої та реактивної маси. Еліптичні коливання реалізують ефективні безвідривні режими транспортування виробів у порівнянні з направленими коливаннями. Такі конвеєри характеризуються компактністю, малою споживаною потужністю, ефективною віброізоляцією та надійністю.

**Постановка задачі.** Перед дослідженнями було поставлене завдання обґрунтувати параметри конструкції та режиму роботи вібраційного конвеєра виконаного за двомасовою коливальною схемою.

Робоча і реактивна маси сконструйовані таким чином, що їх центри мас і центри жорсткості співпадають, що забезпечує відсутність додаткових “паразитних” кутових коливань.

**Аналіз інформаційних джерел за тематикою досліджень.** В роботах [1,2,3,4] наведено принципи розрахунку вібраційних конвеєрів різноманітної конструкції, які дозволили розробити методику розрахунку та проектування конвеєра розглянутого у даній роботі, особливістю даного конвеєра є стабільність незалежних коливань і відповідно швидкості транспортування виробів.

Пружну систему вібраційного конвеєра розраховують на жорсткість і міцність, що забезпечує стабільну роботу в білярезонансному режимі та довговічність його роботи.

**Мета роботи.** Необхідно розробити методику проектування даного типу конвеєрів з умов забезпечення заданої швидкості транспортування та її стабільності. Створити методику розрахунку комбінованої металогумової пружної системи конвеєра. Провести експериментальні дослідження.

**Основні результати дослідження.** Робоча маса розробленого конвеєра складається з транспортуючого лотка 1, двох якорів 2, електромагнітного віброзбудника горизонтальних коливань і якоря 3 віброзбудника вертикальних коливань, двох кронштейнів 4 для кріплення пружних елементів (гранчастих пружин), які утворюють в сумі жорстку раму. Реактивна маса складається з електромагнітного віброзбудника 5 приводів горизонтальних і вертикальних коливань, в якому розміщені дві котушки поздовжніх та одна вертикальних коливань і корпусу реактивної маси 6 з кронштейнами для кріплення пружин, які жорстко з’єднані між собою.

Робоча та реактивна маси зв'язані комбіновано пружною системою: двома гранчастими металевими пружинами 7 і чотирма парами гумових пружних блоків 8 та 9.

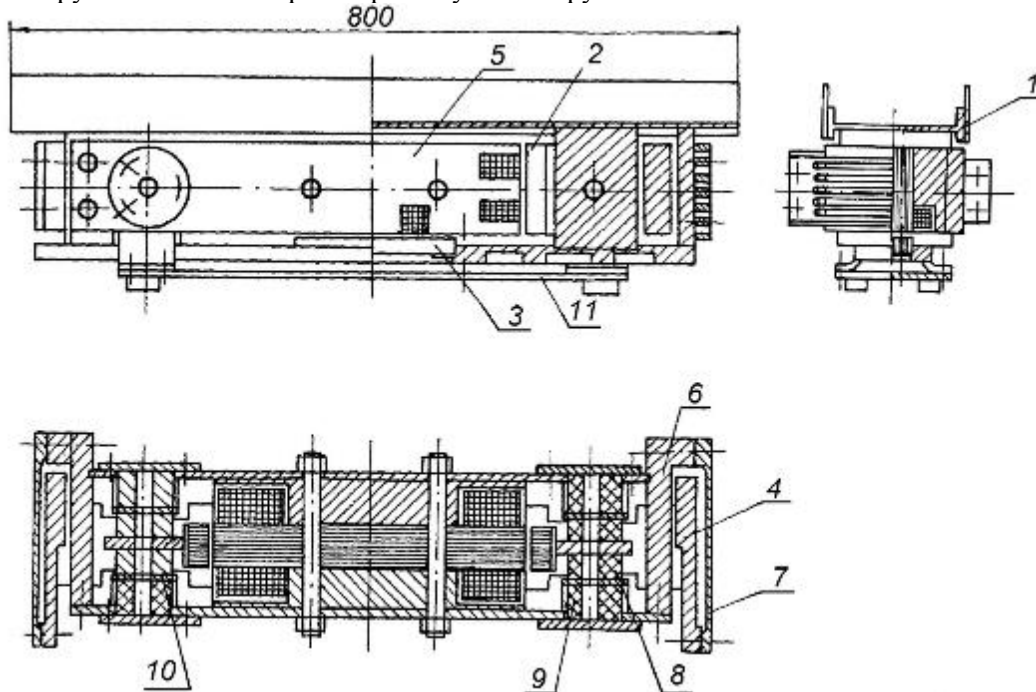


Рис.1. Конструктивна схема конвеєра з незалежними коливаннями

Стійки 10 встановлені в нейтральних площинах гумових блоків, які утворюються в результаті антифазних коливань зв'язаних з ними елементів 8 і 9, закріплені до основи 11, що забезпечує надійну віброізоляцію конструкції. Оскільки пружна система транспортера є комбінованою, то її сумарна горизонтальна жорсткість складається з жорсткості металевих і гумових пружних елементів.

$$C_K = C_M + C_G. \quad (1)$$

Відомо [4], що жорсткість металеві пружини, защемленої на кінцях, рівна

$$C_1 = \frac{12E \cdot I_1 \cdot k_3}{l^3}, \text{ Н/м} \quad (2)$$

де  $E$  - модуль пружності матеріалу пружин (для пружинних сталей рівний  $2,1 \cdot 10^5$  МПа);  $I_1$  - момент інерції перерізу ґратки пружини, для прямокутного перерізу рівний

$$I_1 = \frac{a^3 \cdot b}{12}, \text{ м}^4 \quad (3)$$

де  $a$  - робоча товщина пружини в м;  $b$  - ширина ґратки пружини в м;  $k_3$  - коефіцієнт защемлення, який характеризує різницю між дійсним і теоретичним (абсолютно жорстким) защемленням ( $k_3 = 0.75 \dots 0.9$ ) [1];  $l$  - робоча незашемлена довжина пружини в м.

Оскільки конвеєр має дві ґратчасті пружини (рис.2), кожна з яких складаються з  $i$  пружининок (ґраток) розмірами  $a \times b$  і враховуючи (3) отримаємо

$$C_M = \frac{12 \cdot E \cdot I_1 \cdot k_3}{l^3} \cdot 2 \cdot i = \frac{2 \cdot E \cdot a^3 \cdot b \cdot i \cdot k_3}{l^3} \quad (4)$$

Жорсткість гумового блоку (рис.3) визначають за формулою (5) [2].

$$C_G = \frac{G_s \cdot S}{h} \quad (5)$$

де  $G_s$  - модуль зсуву (для еластичної гуми твердістю по Шору 30 [2]:  $G_s = 0,28$  МПа);  $S$  - площа перерізу гумової втулки в  $\text{м}^2$ ;  $h$  - товщина блоку в м ( $h = h_1 + h_2$ ).

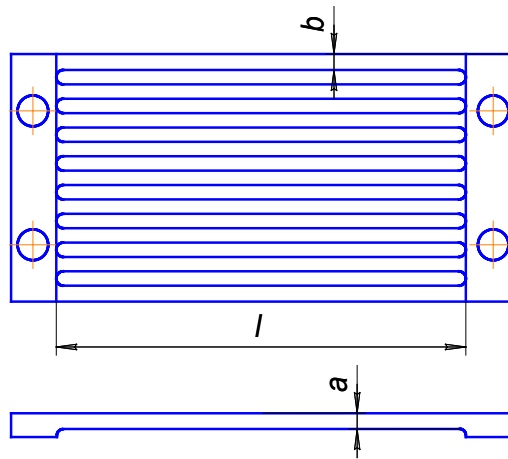


Рис.2. Гратчаста пружина конвеєра

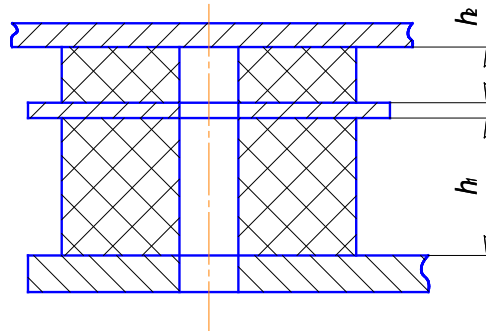


Рис.3. Гумовий блок

Оскільки конвеєр оснащений чотирма гумовими блоками, то

$$C_{\Gamma} = \frac{4G_s \cdot S}{h}$$

а сумарна жорсткість пружної системи лотка-транспортера

$$C_k = \frac{2 \cdot E \cdot a^3 \cdot b \cdot i \cdot k_3}{l^3} + \frac{4G_s \cdot S}{h} \quad (6)$$

З теорії коливань відомо, що горизонтальна жорсткість пружної системи рівна

$$C_k = 4 \cdot \pi^2 \cdot \nu_{0\text{гор}}^2 \cdot M_{\text{пр}} \quad (7)$$

де  $\nu_{0\text{гор}}$  - власна частота горизонтальних коливань конвеєра в Гц;

$M_{\text{пр}} = m_1 \cdot m_2 / (m_1 + m_2)$  - приведена маса конвеєра, а  $m_1$  і  $m_2$  - відповідно робоча і реактивна маси конвеєра. Прирівнявши (6) і (7) і враховуючи, що

$$b = a \cdot \frac{\nu_{0\text{в}}}{\nu_{0\text{гор}}} \quad (8)$$

де  $\nu_{0\text{в}}$  - власна частота вертикальних коливань конвеєра в Гц,

отримаємо формулу для розрахунку товщини пружини.

$$a = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot \nu_{0\text{гор}} \cdot l^3 \cdot (2\pi^2 \cdot \nu_{0\text{гор}} \cdot M_{\text{пр}} \cdot h - G_s \cdot S)}{E \cdot \nu_{0\text{в}} \cdot i \cdot h \cdot k_3}} \quad (9)$$

Власні частоти  $\nu_{0\text{гор}}$  і  $\nu_{0\text{в}}$  приймають, виходячи з умови, що пружна система повинна забезпечити оптимальні резонансні налаштування  $\Omega / \Omega_{\text{гор}}$  горизонтальних і  $z_{\text{в}} = \Omega / \Omega_{\text{в}}$  вертикальних коливань, де  $\Omega = 2\pi\nu$  - кутова частота вимушуючих коливань в Гц;  $\nu$  - частота вимушуючих коливань ( $\nu = 50$  Гц);  $\Omega_{\text{гор}} = 2\pi\nu_{\text{гор}}$  - кутова частота власних горизонтальних коливань в Гц;  $\Omega_{\text{в}} = 2\pi\nu_{\text{в}}$  - кутова частота власних вертикальних коливань в Гц.

Оптимальне резонансне налаштування горизонтальних коливань повинне забезпечувати досягнення стабільних амплітуд горизонтальних коливань за мінімальних змушуючих зусиль горизонтальних вібробудників і приймається в межах  $z_{\text{гор}} = 0,94 \dots 0,96$ . Оптимальне резонансне налаштування вертикальних коливань повинне забезпечувати незмінність вертикальних коливань

робочого органу при зміні маси завантаження (транспортування) в широких межах. Резонансне налаштування, яке забезпечує самостабілізацію вертикальних коливань, визначається залежністю (10) [3],

$$z_g = \sqrt{\frac{\lambda}{1 + \lambda}} \quad (10)$$

де  $\lambda = m_1/m_2$ .

За відсутності необхідності забезпечення самостабілізації вертикальних коливань приймають  $z_g = 0,85 \dots 0,9$ .

Довговічність пружної металевої системи забезпечується за умови [3,4]

$$\sigma_{\max} = \frac{3 \cdot E \cdot y \cdot a}{l^2} \leq [\sigma_{-1}] \quad (11)$$

де  $\sigma_{\max}$  - максимальне напруження, яке виникає в пружних металевих елементах в МПа;

$y = 0,8 A_0 = 0,8(A_{01} + A_{02})$  в м - прогин пружини,

де  $A_0$  - відносний розмах коливань, рівний сумі розмахів коливань робочої  $A_{01}$  і реактивної  $A_{02}$  мас:

$$A_0 = A_{01} + A_{02};$$

$[\sigma_{-1}]$  - допустиме напруження при симетричному навантаженні в МПа (для сталі 65Г  $[\sigma_{-1}] = 200 \text{ МПа}$ , для сталі 60 С2  $[\sigma_{-1}] = 300 \text{ МПа}$ ).

При невиконанні умови (11) необхідно збільшити довжину пружини  $l$  і відповідно перерахувати її товщину  $a$ .

Віброконвеєр приводиться у рух двома електромагнітними віброзбудниками 2, 3 (рис.1). Віброзбудник горизонтальних коливань під'єднаний до мережі за двотактною схемою через два взаємно обернених діодів. Віброзбудник вертикальних коливань за однократною схемою через діод.

Граткові металеві пружини і гумові пружні елементи дозволяють реалізувати незалежні горизонтальні та вертикальні коливання. При одночасному ввімкненні горизонтальних і вертикального віброзбудників зі зсувом фаз між ними  $\varphi = 60^\circ$  (забезпечується трифазною мережею змінного струму напругою 380 В) маси здійснюють коливання за еліптичною траєкторією, забезпечуючи ефективне безвідривне транспортування виробів.

Безвідривне вібропереміщення забезпечується при параметрі перевантаження  $W \leq 1$ , що забезпечується при вертикальній складовій амплітуди коливань  $A_g \leq 0,1 \text{ мм}$  при частоті 50 Гц. Транспортер дозволяє реверс транспортування при зміні кута зсуву фаз на  $180^\circ$ .

Безвідривне вібропереміщення відбувається коли параметр перевантаження  $w \leq 1$  [3], що забезпечується при  $A_g \leq 0,1 \text{ мм}$  і частоті 50 Гц. Зміна зсуву фаз коливань на  $180^\circ$  забезпечує реверсування руху матеріалів і деталей.

Залежності швидкості транспортування від зсуву фаз між горизонтальними та вертикальними складовими коливань наведені на рис.4.

В даних експериментах досліджується залежність швидкості транспортування деталей з різним коефіцієнтом тертя, в тому числі сипких продуктів, від кута зсуву фаз.

Досліджувані зразки твердих матеріалів мали однакову площу зчеплення але різну масу.

Досліджувані тверді матеріали: сталь нешліфована, текстоліт, поліетилен, гума.

Досліджувані дрібнодисперсні матеріали: манка, цукор, мука, сіль.

Вихідні :

- розмах горизонтальний: 1,8 мм;
- розмах вертикальний: 0,2 мм;
- кут зсуву фаз від  $0$  до  $180^\circ$  з інтервалом  $15^\circ$ .

| Матеріал   | Інтервал значень кута зсуву фаз за якого відбувається транспортування виробів | Максимальна швидкість транспортування          |
|------------|---|--|
| текстоліт  | $15^\circ - 165^\circ$  | $V = 200 \text{ мм/с}$ , $\varphi = 105^\circ$ |
| сталь      | $15^\circ - 165^\circ$  | $V = 131 \text{ мм/с}$ , $\varphi = 105^\circ$ |
| поліетилен | $15^\circ - 150^\circ$  | $V = 143 \text{ мм/с}$ , $\varphi = 90^\circ$  |
| гума       | $15^\circ - 165^\circ$  | $V = 142 \text{ мм/с}$ , $\varphi = 75^\circ$  |
| манка      | $15^\circ - 165^\circ$  | $V = 132 \text{ мм/с}$ , $\varphi = 90^\circ$  |

|       |          |                      |
|-------|----------|----------------------|
| цукор | 15°-165° | V=132, мм/с, φ = 90° |
| мука  | 15°-150° | V=132, мм/с, φ = 90° |
| сіль  | 15°-165° | V=132, мм/с, φ = 90° |

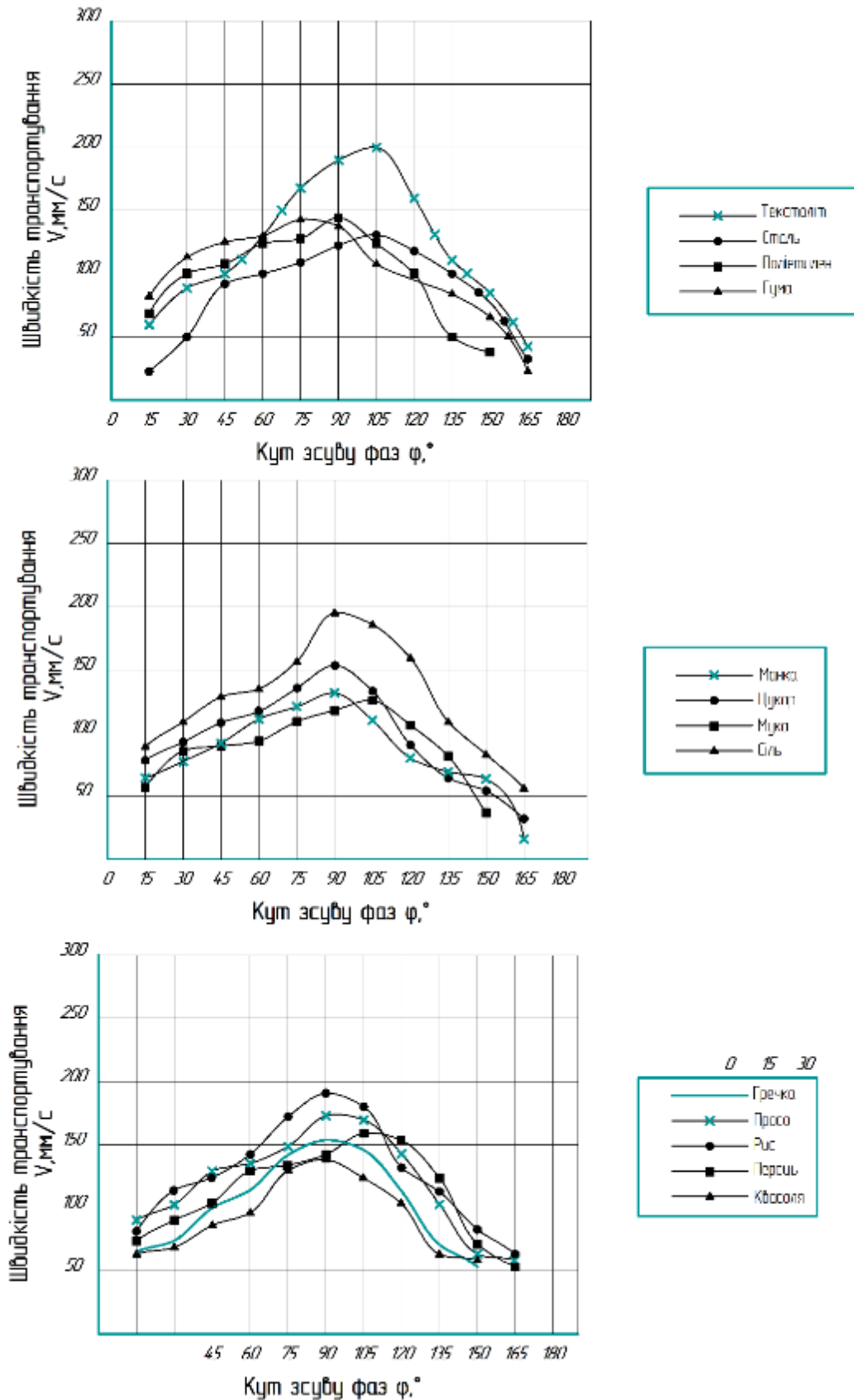


Рис.4 Діапазон зміни зсуву фаз φ між горизонтальною та вертикальною складовими амплітуди коливань за якого забезпечується вібраційне транспортування

| Матеріал   | Зсув фаз між поздовжньою та вертикальною амплітудою коливань $\phi$ за якого відбувається транспортування виробів у безвідривному режимі. | Максимальна швидкість транспортування V | Зсув фаз за максимальної швидкості транспортування |
|------------|---|---|--|
| текстоліт  | $15^0-165^0$  | 200мм/с                                 | $\phi = 105^0$                                     |
| сталь      | $15^0-165^0$  | 131мм/с,                                | $\phi = 105^0$                                     |
| поліетилен | $15^0-150^0$  | 143мм/с,                                | $\phi = 90^0$                                      |
| гума       | $15^0-165^0$  | 142мм/с,                                | $\phi = 75^0$                                      |
| манка      | $15^0-165^0$  | 132мм/с,                                | $\phi = 90^0$                                      |
| цукор      | $15^0-165^0$  | 132мм/с,                                | $\phi = 90^0$                                      |
| мука       | $15^0-150^0$  | 132мм/с, $\phi = 90^0$                  | $\phi = 90^0$                                      |
| сіль       | $15^0-165^0$  | 132мм/с, $\phi = 90^0$                  | $\phi = 90^0$                                      |

**Висновки.** Розроблена конструкція двомасового вібраційного конвеєра з незалежними горизонтальними та вертикальними коливаннями та з металевогумовою плужною системою.

Розроблена методика розрахунку пружної системи конвеєра. Проведені експериментальні дослідження залежності швидкості транспортування від режимів транспортування.

### Список використаної літератури

1. Клусов И.Н. Автоматическая загрузка технологических машин. Справочник [ И.С.Бляхеров и др.] Под общ. Ред. И.А.Клусова-М.: Машиностроение, 1990-400с.: ил.22см
2. Повидайло В.А. Расчет и конструирование бункерных питателей. М – К, 1962.
3. Повидайло В.А. Принципы создания вибрационных устройств и машин для автоматизированных производств. / Вибрации в технике и технологиях. – 1994., №1
4. Повидайло В.А. Оптимальные режимы работы вибрационных питателей, Станки и инструмент , 1960. №5.
5. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В.Н Челомей (пред.).-М.: Машиностроение, 1981.-Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. 509 с. ил.
6. Биховский И.И. Основы теории вибрационной техники . М.: Машиностроение, 1969, 363с.
7. Дослідження впливу параметрів коливань на ефективність вібраційного транспортування деталей. Методичні вказівки до лабораторної роботи. Укл. Повидайло В.О., Шоловій Ю.П. – Львів, ДУЛП, 1996. – 14с.
8. Повидайло В.А.Вібраційні процеси та обладнання. Львів,2004 р.
9. Врублевский И.И., Шенбор В.С. Вибрационный конвейер. Авторское свидетельство СССР № 804553. – ЛПИ, 1981.
- 10.Щигель В.А., Врублевский И.И., Шенбор В.С., Якимец Р.В. Вибрационный манипулятор. Авторское свидетельство СССР №835902. – ЛПИ, 1981.
- 11.Щигель В.А., Врублевский И.И., Шенбор В.С. Способ вибрационного манипулирования деталями. Авторское свидетельство СССР №1033395. – ЛПИ, 1983.

**Рецензент:** Гурський Володимир Миколайович, професор, д.т.н., Львівська політехніка