



**Шенбор В. С.**  
старший викладач  
**Боровець В. М.**  
к.т.н., доцент  
**Корендій В. М.**  
к.т.н., асистент  
**Шенбор Ю. В.**  
старший викладач  
**Брусенцов В. Г.**  
провідний фахівець  
**Національний університет  
«Львівська політехніка»**  
**Shenbor V. S.**  
**Borovets V. M.**  
**Korendiy V. M.**  
**Shenbor Yu. V.**  
**Brusentsov V. H.**  
**Lviv Polytechnic National  
University**

УДК 621.867

## ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ ОПТИМАЛЬНОГО КОНСТРУЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ТРУБЧАСТИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

*Проаналізовано особливості проектування двомасних вібраційних трубчастих транспортерів з електромагнітним приводом. Запропоновано удосконалену модель транспортера типу «труба в трубі». Подані розрахункові залежності для оптимального розрахунку удосконаленої пружної системи транспортера.*

**Ключові слова:** віброзбудник, електромагніт, пружина, транспортер, труба, якір.

**Вступ.** Створення енергоощадних транспортуючих машин є досить актуальною проблемою. З більш ніж десяти типів транспортуючих машин [1] особливе місце займають вібраційні транспортуючі машини. Незважаючи на значні досягнення у створенні таких машин в 60–90-х рр. ХХ ст. ці пристрої не отримали широкого розповсюдження і застосування. Їх можливості недооцінюють як виробники, так і менеджери, та, що є взагалі дивним, і розробники вібраційної техніки. Однією з науково-технічних установ, яка зробила значний внесок в створення ефективних вібротранспортерів, є кафедра автоматизації машинобудування та науково-дослідна лабораторія НДЛ-40 НУ «Львівська політехніка». Завдяки їх розробкам [2,3] вдалося створити лінійні і трубчасті високоуніверсальні, швидкісні транспортери з електромагнітним приводом. Ці пристрої з успіхом застосовувались у виробництві як окремі модулі в автоматах та комплексах, в складі автоматизованих транспортних і транспортно-технологічних систем, роботизованих систем, гнучких виробничих систем. На особливу увагу заслуговують вібраційні протяжні трубчасті транспортери, які можуть ефективно транспортувати як штучні, так і кускові та сипкі продукти, в тому числі дрібнодисперсні, пилеподібні, газуючі, шкідливі, радіоактивні тощо, оскільки ці продукти транспортуються у закритій трубі. З окремих транспортерів (модулів) можна створювати прямолінійні і розгалужені системи, які можуть бути більш

ефективними і конкурентно спроможними у порівнянні з іншими транспортними засобами. Їх особливими перевагами є мала споживана потужність, відсутність пар тертя, відносна простота конструкції, низька матеріаломісткість, ремонтпридатність і низька вартість виготовлення. Однак, незважаючи на ці переваги, до цього часу ці машини не отримали широкого застосування. Це, окрім інших причин, можна пояснити тим, що створення таких конструкцій вимагає знань і навиків, експериментально-дослідницької бази, спеціальних знань в галузі вібротехніки. Оскільки тільки у «Львівській політехніці» готують фахівців у цій галузі, які вивчають курс «Вібраційні процеси та обладнання виробництв», а число студентів, які вивчають цей курс невпинно зменшується, тому що зменшується кількість місць у вузах на механічні напрямки, складається враження, що державі **Україна** не потрібні фахівці з механіки і спеціальних механічних напрямків. До цього можна додати ще й те, що бізнес і підприємці не зацікавлені вкладати фінанси в науково-дослідні роботи, а отримувати нову техніку, та й підготовлених фахівців за безцінь. Найгіршим в цій ситуації є те, що фахівці і спеціалісти відходять, знання і здобутки не передаються молодому поколінню, на перспективу майже ніхто не працює. Зрозуміло, що на голому ентузіазмі 2–3-х фахівців далеко не «заїдеш». Для цього потрібен колектив одностудентів і технічний потенціал, а не зубило, «болгарка» і сокира. Щоб не втратити напрямку в галузі



вібраційної техніки, а створювати нові, більш ефективні зразки, кафедра механіки та автоматизації машинобудування “Львівської політехніки” продовжує працювати у цьому напрямку, незважаючи на дуже несприятливі умови роботи. Розробляються нові та модернізуються раніше створені моделі транспортуючих вібромашин, проводяться дослідження та створюються удосконалені методики розрахунків з метою покращання ситуації в цій галузі.

**Постановка проблеми.** Існуючі конструкції вібраційних трубчастих транспортерів мають певні недосконалості, які пов'язані з виникненням, за певних умов, небажаних “паразитних” додаткових кутових коливань, які можуть значно зменшувати продуктивність машини, або унеможливають її роботу як транспортуючої машини [4]. Рівночасно завжди існує необхідність підвищення швидкості, а отже і продуктивності вібротранспортування продуктів і деталей. Для вирішення цієї проблеми необхідно удосконалювати конструктивну схему вібротранспортерів, їх пружну систему і вводити у відомі моделі нові конструктивні елементи.

**Аналіз останніх досліджень.** Аналізуючи розвиток конструктивних схем вібраційних транспортерів за останній час і за більш тривалий період можна зробити висновок, що цей напрямок електровібраційної техніки є недостатньо розвинутий. Якщо вібраційним бункерним живильникам для орієнтування деталей і віброоброблюючим машинам, на відміну від транспортерів, надавався пріоритет, що дозволило створити сотні унікальних високоефективних конструкцій, то розвиток вібротранспортерів значно відстає. Це прослідковується і у технічній літературі, авторських свідоцтвах і патентах, наукових публікаціях. З посібників і монографій найбільшої уваги заслуговують праці Співаковського О.О., Блехмана І.І., Повідайла В.О., Гончакевича І.Х., Щигеля В.А. Під їх керівництвом був виконаний великий обсяг роботи, створено широку гаму вібротранспортерів, які у 70–90-і роки ХХ ст. з успіхом були впроваджені у виробництво та отримали престижні нагороди багатьох виставок. Особливо багато робіт в цьому напрямку виконали інженери “Львівської політехніки” Стрельбіцький С.П., Врублевський І.Й., Шенбор В.С. На жаль за останні роки роботи в цьому напрямку значно загальмувались. Найбільш потрібними зараз є

транспортери для пакувального обладнання, вібротранспортери-сепаратори та трубчасті транспортери. Останні заслуговують на особливу увагу, оскільки транспортування деталей і продуктів у закритій трубі можливе тільки трубчастими вібротранспортерами, шнековими транспортерами та пневмотранспортом. Шнекові і пневмотранспортери обмежені у своєму застосуванні.

Аналізуючи літературні джерела в галузі створення і методики розрахунку вібраційних трубчастих транспортерів з електромагнітним приводом можна зробити висновок, що цих матеріалів є небагато. За останні роки це є матеріали дослідників з “Львівської політехніки”. Найбільш ефективними є моделі типу “труба в трубі”, які виконані за двомасною коливальною схемою з двотактним електромагнітним віброзбудувачем, які більш ефективні у порівнянні з дебалансними і ексцентриковими збудувачами коливань [5,6]. Але відомі моделі необхідно модернізувати і удосконалювати, або створювати нові моделі.

**Постановка задачі.** Для збільшення продуктивності (швидкості) подачі продуктів, забезпечення більш рівномірної швидкості вібротранспортування за довжиною протяжної транспортуючої труби необхідно змінити конструкцію пружної системи транспортерів і удосконалити методику її розрахунків. Також необхідно проводити роботи з удосконалення як конструкцій вібротранспортерів, так і вузлів та елементів конструкцій.

**Виклад основного матеріалу.** Ефективними конструкціями вібраційних трубчастих транспортерів з електромагнітними збудувачами коливань є протяжні конструкції, збудовані за двомасною коливальною схемою типу “труба в трубі”. Максимальна довжина транспортуючої труби обмежується умовами, за яких виникають додаткові, небажані “паразитні” коливання труби, перпендикулярні до її поздовжньої осі, амплітуди яких різні за довжиною труби. Накладаючись на основні змушуючі коливання додаткові коливання унеможливають рівномірне поле коливань за довжиною труби, а отже такий транспортер не буде ефективним, оскільки за довжиною транспортуючої труби в різних зонах швидкість транспортування буде різною, або транспортування буде відсутнім, чи транспортування буде у протилежному до необхідного напрямку [7]. Спрощена структурна схема транспортера зображена на рис. 1.

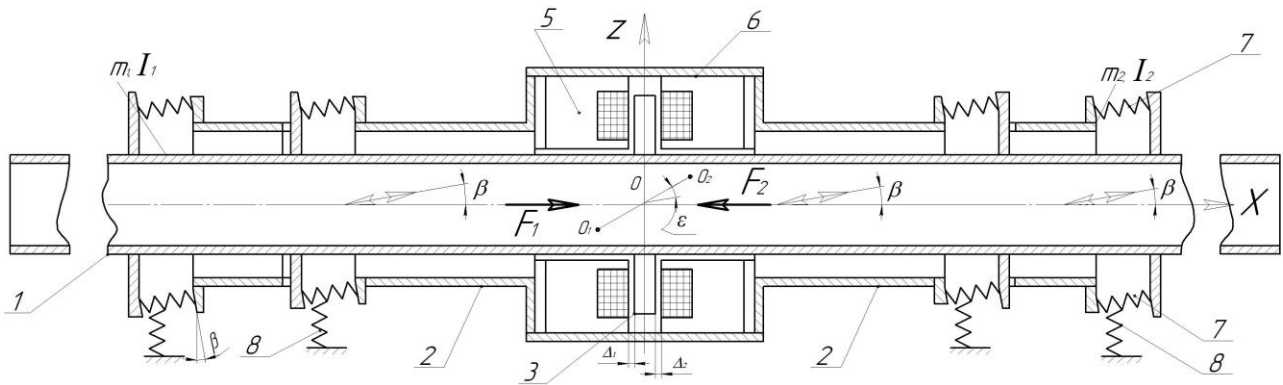


Рис. 1. Конструктивна схема трубчастого вібротранспортера

Транспортер складається з транспортуючої труби 1, до якої жорстко закріплений двосторонній круговий якір 3 і конструктивні елементи для кріплення пружних елементів. Ці елементи утворюють робочу транспортуючу масу з величиною  $m_1$ . Реактивна, нетранспортуюча маса складається з двох труб 2 з дисковими фланцями 4, що жорстко з'єднані між собою трубою 6. До фланців 4 жорстко закріплені кругові електромагніти 5. Ці елементи утворюють реактивну масу величиною  $m_2$ . Робоча і реактивна маси з'єднані між собою комбінованими пружними системами 7, які дозволяють коливання мас з кутом вібрації  $\beta$ , перпендикулярним до площин пружин. Транспортер через м'які підвіски 8 описується на основу. Подаючи змінну напругу по чергово на котушки кругових електромагнітів, створюють антифазні коливання мас  $m_1$  і  $m_2$  за наперед заданою частотою. Найбільш поширеними частотами є 50; 25; 16,7 та 12,5 Гц. Застосовані двосторонній якір і два електромагніти утворюють так званий двотактний вібратор, що більш ефективний у порівнянні з одностактним [2,8]. Відомо [2,5,6], що для забезпечення рівномірного поля коливань за довжиною транспортуючого елемента необхідно обов'язково виконати такі умови: 1. Центри коливальних мас  $m_1$  і  $m_2$  мають бути суміщені. 2. Центри моментів інерції мас  $I_1$  і  $I_2$  повинні бути суміщені і співпадати зі спільним центром мас. 3. Лінія прикладання зусилля вібраторів повинна проходити через спільний центр мас. 4. Центр жорсткості пружних коливальних систем повинен проходити через спільний центр мас. 5. Підвіску транспортера необхідно змонтувати в "нейтральних" зонах пружної системи, в яких коливання близькі до нуля.

Відомі моделі транспортерів [9,10,11] не завжди відповідають цим вимогам, що може

привести до зменшення продуктивності за рахунок певного нерівномірного вібротранспортування [7,12].

Аналізуючи сформульовані вище вимоги робимо висновок, що конструкція таких транспортерів має бути абсолютно симетричною за трьома координатами площини  $xuz$  (рис. 2).

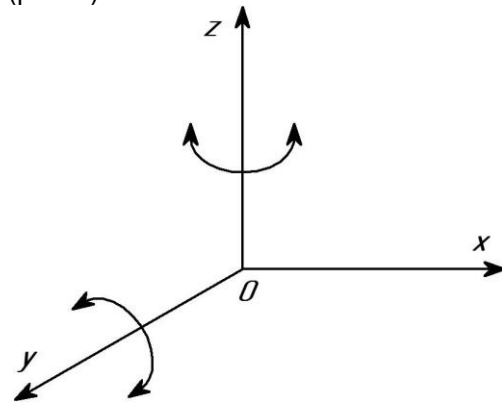


Рис. 2. Координатні осі транспортера

Недотримання вимог може призвести до додаткових коливань обох мас навколо осі  $y$  в площині  $xz$ , або навколо осі  $z$  в площині  $xy$ . Коливання навколо осі  $x$  в площині  $zy$  реалізуватись практично не можуть, оскільки відсутня незрівноважена збурююча сила.

З [12] відомо, що величина небажаних кутових коливань в площині  $xz$  відносно спільного центра мас  $T_0$  визначається залежністю (1).

$$\theta_{xz} = X_i \frac{m_i \cdot l \cdot \sin \varepsilon}{ml^2 \cdot \cos^2 \varepsilon + I_1 + I_2} \quad (1)$$

де  $\theta_{xz}$  – безрозмірна амплітуда кутових коливань системи навколо спільного центра мас  $T_0$ ;  $X_i$  – амплітуда коливань відповідної маси ( $i = 1,2$ );  $l$  – відстань між центрами



незбалансованих мас;  $I_1, I_2$  – центральні моменти інерції коливальних мас;

$$m = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \text{ – приведена маса системи; } l \text{ –}$$

відстань між центрами коливальних мас  $O_1$  і  $O_2$ ;  $\varepsilon$  – кут між лінією  $O_1 O_2$  та нормаллю до осей пружин. Формула (1) дає відповідь, як уникнути додаткових кутових коливань, або звести їх до мінімуму. Аналізуючи її можна прийти до висновку, що для протяжних транспортерів з довжиною транспортуючих труб  $l > 2$  м моменти інерцій  $I_1$  і  $I_2$  можуть звести величину  $\theta_{xz} \rightarrow 0$ . Однак розробникам доводиться зустрічатися з проблемою розробки коротких або надкоротких транспортерів з довжинами

транспортуючих труб  $l_{mp} = 200 \div 500$  мм і тоді навіть незначні відхилення від симетрії конструкції створять кутові коливання, які матимуть суттєвий вплив на роботу транспортера. Кутові коливання в площині  $xy$  аналогічно можна визначити за (1).

Розглянувши ряд відомих [5,6,11] конструкцій трубчастих двомасних транспортерів з плоскими ресорними пружинами бачимо, що застосовують дві модифікації розміщення пружин: нижнє (під транспортером) і бокове (з двох боків транспортера).

Враховуючи поставлені вище умови пропонуємо модернізовану конструктивну схему побудови пружної системи (рис.3).

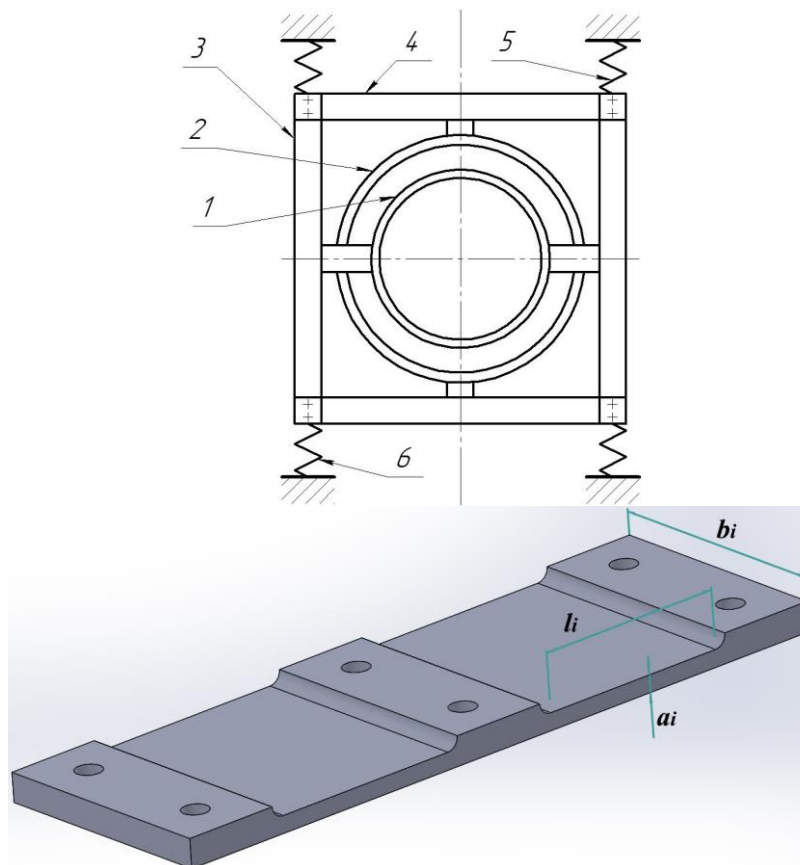


Рис. 3. Спрощена конструктивна схема плоскої пружної системи транспортера

За схемою (рис.3,а) блок пружної системи складається з 4-х (або більшої кількості) пружин. Пружини попарно своїми центральними потовщеними (рис. 3,б) частинами закріплені до кронштейнів коливальних мас 1 і 2, а кінці пружин жорстко з'єднані між собою. Для плоских пружин основними розрахунковими параметрами є

товщина  $\alpha_i$ , ширина  $\beta_i$  та довжина  $l_i$ . Комбінуючи їх розмірами і враховуючи величини коливальних мас  $m_i$ , збурюючі частоти  $V_i$ , матеріал пружин, кількість пружин  $i$ , необхідну продуктивність (або швидкість транспортування) забезпечують ефективну та



надійну роботу транспортерів. Конструювання за схемою (рис. 3,а) за виконання всіх інших вимог забезпечує абсолютно рівномірне поле коливань [7] транспортуючої труби. Окрім того, ця схема пружної системи дозволяє підвищувати або опирати транспортер через м'які амортизатори 5 або 6. Блоки пружин можна закріплювати до кронштейнів коливальних мас з кутом  $\beta$ , який задає напрямок вібрації. Змінюючи кути кронштейнів, можна змінювати кути вібрації, а отже змінювати параметри вібротранспортування (на рис. 3,а блок для спрощення зображений у вертикальній площині).

Пружні системи транспортерів розраховують на жорсткість і на міцність [2,5,6]. Жорсткість, яку має забезпечити один блок, визначається за (2)

$$c = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot v_0^2 \cdot m}{n}, \quad (2)$$

де  $v_0$  – власна частота коливань транспортера, Гц;  $m$  – приведена маса, кг;  $n$  – число блоків.

Враховуючи, що в зонах опирання чи підвищення транспортера величини вібрацій повинні бути близькі до нуля, розрахунок зручно проводити за двома одномасними системами з величинами  $m_1$  і  $m_2$ . Це пояснюється ще й тим, що маси коливаються у протифазі і за певних умов у кутових стиках пружин (рис. 3,а) амплітуди коливальних мас  $A_1$  і  $A_2$  зводяться до нуля. Зусилля  $F_1$  і  $F_2$ , що прикладаються до коливальних мас, прямопропорційні жорсткостям пружин  $c_i$  та амплітудам  $A_i$  і, зрівноваживши сили, отримаємо

$$F_1 = F_2 \rightarrow c_1 \cdot A_1 = c_2 \cdot A_2 \quad (3)$$

Жорсткість  $c_1$  і  $c_2$  є жорсткостями половини плоскої пружини (рис. 3, б) і рівні [13]

$$c_i = \frac{12 \cdot E \cdot I_i}{l_i^3} \quad (4)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу пружин;  $I_i$  – момент інерції перерізу пружини

$$(I_i = \frac{a_i^3 \cdot b_i}{12}).$$

Тоді жорсткість блоку  $c_1$  для маси  $m_1$ :

$$c_1 = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot v_0^2 \cdot m_1}{n} \quad (5)$$

$$c_1 = \frac{12 \cdot E \cdot I_1}{l_1^3} \cdot i_1$$

Необхідна товщина пружин

$$a_1 = l_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \pi^2 \cdot v_0^2 \cdot m_1}{E \cdot b_1 \cdot n \cdot i_1}} \quad (6)$$

$$a_2 = l_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \pi^2 \cdot v_0^2 \cdot m_2}{E \cdot b_2 \cdot n \cdot i_2}} \quad (7)$$

Якщо ввести константу

$$K_c = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot v_0^2}{K} \quad (8)$$

товщина пружин визначається за (9)

$$a_i = l_i \cdot \sqrt[3]{\frac{K_c \cdot m_i}{b_i \cdot n \cdot i_i}} \quad (9)$$

Для конструктивного рішення  $l_1 = l_2 = l$  співвідношення товщин

$$\frac{a_1}{a_2} = \sqrt[3]{\frac{m_1 \cdot b_2 \cdot i_2}{m_2 \cdot b_1 \cdot i_1}} \quad (10)$$

Умова міцності для недопущення поломок пружин за амплітуд коливань  $A_i$  визначається за (11) [2, 5]

$$\sigma_i = \frac{3 \cdot E \cdot a_i \cdot A_i}{l_i^2} \leq [\sigma - 1], \quad (11)$$

де  $\sigma$  – розрахункове напруження на згин, Па;  $[\sigma - 1]$  – допустиме напруження на згин для певного матеріалу на згин, Па.

За умови рівноміцності пружин  $\sigma_1 = \sigma_2$  і за  $l_1 \neq l_2$  співвідношення товщин пружин

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{A_2}{A_1} \cdot \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 = \frac{m_1}{m_2} \cdot \left(\frac{l_1}{l_2}\right) \cdot \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 \quad (12)$$

Враховавши (10) отримаємо співвідношення довжин за умови рівнонавантаженості пружин 1 і 2.

$$l_1 / l_2 = \sqrt[3]{\left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_2}{b_1}\right) \cdot \left(\frac{i_2}{i_1}\right)} \quad (13)$$



Якщо прийняти конструктивно  $i_1 = i_2$

$$l_1 / l_2 = \sqrt[3]{\left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_2}{b_1}\right)} \quad (14)$$

Якщо ширини пружин однакові, то співвідношення довжин

$$l_1 / l_2 = \sqrt[3]{\left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2} \quad (15)$$

За  $l_1 \neq l_2$ ;  $i_1 = i_2$  та  $b_2 \neq b_1$

$$\frac{b_2}{b_1} = \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{m_1}{m_2}\right)^2 \quad (16)$$

В розрахункових формулах (6) і (7) товщин пружин  $a_1$  і  $a_2$  не врахований коефіцієнт защемлення пружин  $K_3$ , який зазвичай рекомендують брати в межах  $k_3 = 0,7 \div 1,0$  [2].

Виконуючи пружні системи у вигляді рамкових замкнених пружних блоків (рис.2) і з'єднуючи кутові зв'язки однакових кутів блоків поздовжніми стяжками, вдається значно

збільшити  $k_3$ , а отже і ефективність використання плоских пружин.

За конструювання трубчастих протяжних транспортерів, вибираючи параметри і матеріал труби, необхідно визначити її власну частоту [7,14], яка повинна мінімум в 3 рази перевищувати вимушуючу, для недопущення власних коливань труби [5,6,7]. Найкращою пружинною сталлю, з якої виготовляють пружні плоскі елементи, є сталь марки 60 С2, яка за правильної термічної обробки, з подальшими технологічними операціями шліфування, віброшліфування, віброполірування, віброзміцнення може витримувати допустимі

напруження  $[\sigma - 1] = (3,7 \div 3,8) \cdot 10^8 \text{ Па}$ , що дозволяє досягати значних робочих амплітуд коливань і продуктивності транспортування [2].

Лабораторією НДЛ-40 НУ "Львівська політехніка" було розроблено і впроваджено у виробництво десятки модифікацій вібротрубчастих транспортерів, які ефективно використовувались у виробництві. Деякі моделі транспортерів подані на рис. 4.

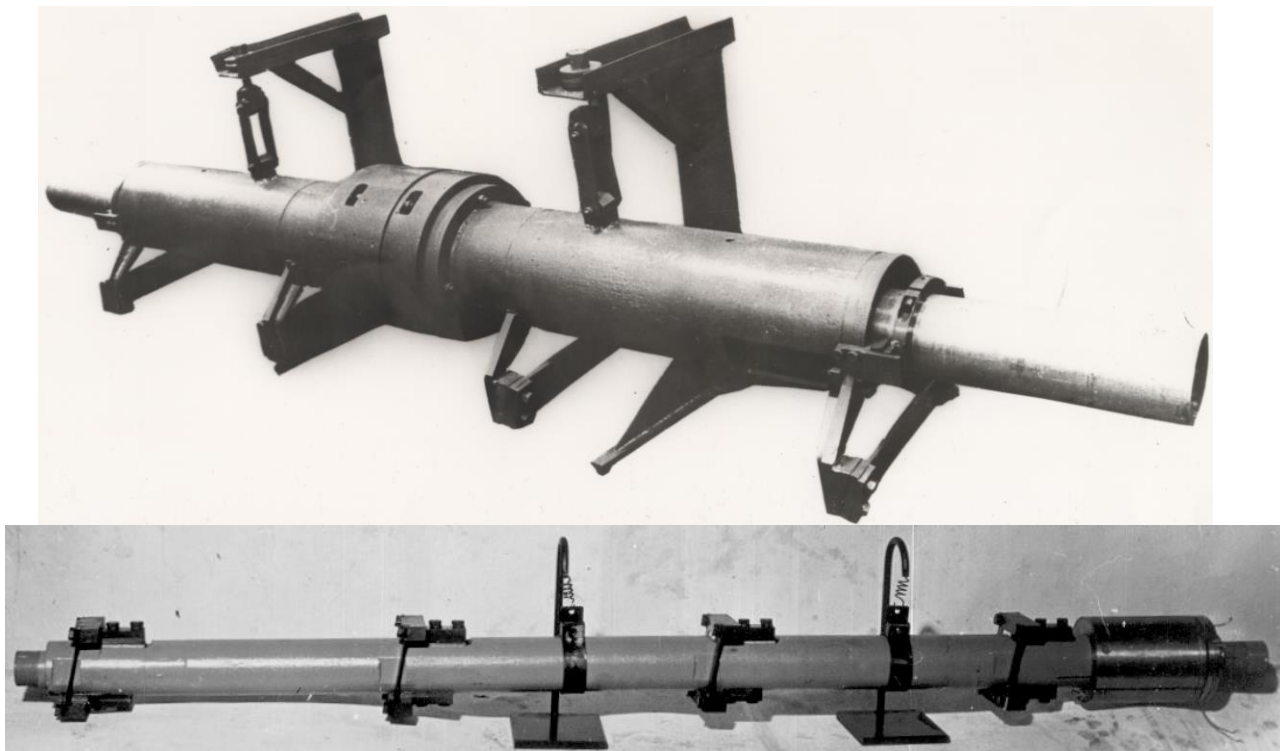


Рис. 4. Моделі вібраційних трубчастих транспортерів

**Висновки**

1. Розрахункові формули (6), (7), (11) дозволяють проводити розрахунок проужних систем (рис.2) на жорсткість і міцність.

2. Отримані залежності (12), (13), (14), (15), (16) дозволяють на етапах проектування аналізувати різні співвідношення параметрів для оптимального проектування.

3. Створення пружної системи трубчастих транспортерів у вигляді прямокутних або квадратних нейтральних блоків з розміщенням їх під кутом вібрації  $\beta$  дозволяє збільшити рівномірність вібротранспортування за довжиною транспортуючої труби і ефективно віброізолювати конструкцію.

**Список використаних джерел**

1. Спиваковський А.О., Гончаревич І.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М., "Машиностроение", 1972. – 328 с.

2. Повідайло Володимир. Вібраційні процеси та обладнання. Навч. посібник. – Львів: Вид-во Національного університету "Львівська політехніка". 2004. – 248 с.

3. Повідайло В.О., Шенбор В.С. Протяжні вібраційні транспортні системи // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Укр. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів. Вид-во ДУ "Львівська політехніка", 1999. № 34. – С. 23-27.

4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т., Т. 4. Вибрационные процессы и машины. /Под ред. Э.Э.Лавендела. – Машиностроение. 1981. – 509 с.

5. Боровець В.М., Серкіз О.Р., Шенбор В.С. Аналіз і дослідження структурних і конструктивних схем вібраційних трубчастих конвеєрів з електромагнітним приводом. Вібрації в техніці і технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – № 2 (54). 2009. – С. 9-14.

6. Боровець В.М., Брусенцов В.Г. Серкіз О.Р., Шенбор В.С. Прикладні проблеми розробки двомасних вібраційних трубчастих конвеєрів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів. Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2011. Вип. 45. – С. 168-174.

7. Shenbor V., Koruniak P., Korendiy V., Brusentsov V., Brusentsova M. Analysis and Improvement of Two-Mass Vibrating Tubular Conveyers with Two-Cycle Electromagnetic Drive // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering

and Materials Science. – 2016. – Volume. 2, No. 1. – pp. 55-64.

8. М. В. Хвингия, М. М. Тедошвили, И. А. Питимашвили и др. Низкочастотные электровибрационные машины. / Под ред. К. М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение. 1989. – 95 с. – (Б-ка инженера. Вибрационная техника; Вып. 14).

9. Тропман А.Г., Бельков Н.И., Макеева Ю.Н. Вибрационные конвейеры для транспортирования горячих материалов. М., "Машиностроение", 1972, с. 120.

10. Спиваковський А.О., Гончаревич І.Ф. Вибрационные и волновые транспортирующие машины. – М.: Наука, 1983, 288 с.

11. Спиваковський А.О., Гончаревич І.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. – М.: Машиностроение, 1972, – 328 с.

12. В.А. Щигель, В.С. Шенбор. Про співвідношення лінійної та кутової амплітуд коливань у двомасній системі // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Респ. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів. Видавництво "Світ", 1992. № 30, – С. 59-62.

13. Справочник по сопротивлению материалов /Фесик С.П. – Киев: Будивельник, 1982. – 280 с.

14. Ден-Гартог Дж. Механические колебания. – М.: Физматгиз, 1960. – 580 с.

**Список джерел у транслітерації**

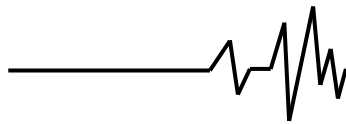
1. Spivakovskiy A.O., Goncharevich I.F. Vibratsionnye konveery, pitateli i vspomogatelnye ustroystva. М., "Mashinostroenie", 1972. – 328 p.

2. Povidailo Volodymyr. Vibratsiini protsesy ta obladnannia. Navch. posibnyk. – Lviv: Vyd-vo Natsionalnoho universytetu "Lvivska politekhnika". 2004. – 248 p.

3. Povidailo V.O., Shenbor V.S. Protiazhni vibratsiini transportni systemy // Avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv u mashynobuduvanni ta prylobuduvanni. Ukr. mizhvid. nauk.-tekhn. zb. – Lviv. Vyd-vo DU "Lvivska politekhnika", 1999. № 34. – pp. 23-27.

4. Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6-ti t., T. 4. Vibratsionnye protsessy i mashyny. /Pod red. E.E.Lavendela. – Mashinostroenie. 1981. – 509 p.

5. Borovets V.M., Serkiz O.R., Shenbor V.S. Analiz i doslidzhennia strukturykh i konstruktivnykh skhem vibratsiinykh trubchastykh konveieriv z elektromahnitnym pryvodom. Vibratsii v tekhnitsi i tekhnolohiiakh. Vseukrainskyi naukovu-tekhnichniy zhurnal. – № 2 (54). 2009. – pp. 9-14.



6. Borovets V.M., Brusentsov V.H. Serkiz O.R., Shenbor V.S. Prykladni problemy rozrobky dvomasnykh vibratsiinykh trubchastykh konveieriv // Avtomatyzatsiia vyrobnych protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni. Ukrainskyi mizhvid. nauk.-tekhn. zb. – Lviv. Vyd-vo NU “Lvivska politehnika”, 2011. Vyp. 45. – pp. 168-174.

7. Shenbor V., Koruniak P., Korendiy V., Brusentsov V., Brusentsova M. Analysis and Improvement of Two-Mass Vibrating Tubular Conveyers with Two-Cycle Electromagnetic Drive // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – 2016. – Volume. 2, No. 1. – pp. 55-64.

8. M. V. Khvingiya, M. M. Tedoshvili, I. A. Pitimashvili i dr. Nizkochastotnye elektrovibratsionnye mashyny. / Pod red. K. M. Ragulskisa. – L.: Mashinostroenie. 1989. – 95 p. – (B-ka inzhenera. Vibratsionnaya tekhnika; Vyp. 14).

9. Tropman A.G., Belkov N.I., Makeeva Yu.N. Vibratsionnye konveery dlya transportirovaniya goryachikh materialov. M., “Mashinostroenie”, 1972, p. 120.

10. Spivakovskiy A.O., Goncharevich I.F. Vibratsionnye i volnovye transportiruyushchie mashyny. – M.: Nauka, 1983, 288 p.

11. Spivakovskiy A.O., Goncharevich I.F. Vibratsionnye konveery, pitateli i vspomogatelnye ustroystva. – M.: Mashinostroenie, 1972, – 328 p.

12. V.A. Shchyhel, V.S. Shenbor. Pro spivvidnoshennia liniinoy ta kutovoy amplitud kolyvan u dvomasniiy systemi // Avtomatyzatsiia vyrobnych protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni: Resp. mizhvid. nauk.-tekhn. zb. – Lviv. Vydavnytstvo “Svit”, 1992. № 30, – S. 59-62.

13. Spravochnik po soprotivleniyu materialov / Fesik S.P. – Kiev: Budivelnik, 1982. – 280 p.

14. Den-Gartog Dzh. Mekhanicheskie kolebaniya. – M.: Fizmatgiz, 1960. – 580 p.

#### НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОПТИМАЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ТРУБЧАТЫХ ТРАНСПОРТЁРОВ

**Аннотация.** Проанализированы особенности проектирования двухмассных вибрационных трубчатых транспортёров с электромагнитным приводом. Предложена усовершенствованная модель транспортёра типа «труба в трубе». Представленные расчётные зависимости для оптимального расчёта усовершенствованной упругой системы транспортёра.

**Ключевые слова:** вибровозбудитель, электромагнит, пружина, транспортёр, труба, якорь.

#### SOME FEATURES OF THE OPTIMAL DESIGN OF VIBRATORY TUBULAR CONVEYORS

**Annotation.** The features of designing of two-mass vibratory tubular conveyors with electromagnetic drive are analyzed. The improved model of the conveyor of the “pipe-in-pipe” type is proposed. The calculation dependences for the optimal calculation of the improved elastic system of the conveyor are presented.

**Key words:** vibration exciter, electromagnet, spring, conveyor, pipe, anchor.