

О. Л. Ляшук, проф., док. техн. наук, **Ю. В. Омелянський**

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна

e-mail: oleglashuk@ukr.net

Дослідження динамічних характеристик гвинтового скребкового трубчастого транспортера-змішувача при транспортуванні сипких матеріалів у криволінійних трасах

Розроблено математичну модель поздовжніх коливань системи «привідний канат–зернова маса» гвинтового скребкового трубчастого транспортера-змішувача, що базується на квазілінійному описі пружних властивостей привідного органу та переході до змінних Ейлера. Модель враховує неперервний характер розподілу маси системи вздовж траси і дозволяє аналітично описати динамічний стан конвеєра в усталеному режимі транспортування. На основі побудованої моделі отримано аналітичні вирази для амплітуди резонансних коливань робочого органу при заданій швидкості транспортування та для резонансної швидкості при заданій амплітуді коливань. Встановлено, що зі збільшенням параметра нелінійності при сталій амплітуді власна частота коливань системи зменшується, а амплітуда при переході через резонанс зростає зі збільшенням швидкості руху робочого органу та його погонної маси, що фізично зумовлено більшим значенням кінетичної енергії системи при збільшеній відстані між скребками. **привідний канат, гвинтового скребкового трубчастого транспортера-змішувача, математичну модель, конструктивні параметри**

Постановка проблеми. Інтенсифікація технологічних процесів в агропромисловому комплексі зумовлює підвищені вимоги до надійності та енергоефективності транспортуючого обладнання, призначеного для переміщення сипких матеріалів. Особливе місце серед такого обладнання займають трубчасті скребкові конвеєри, здатні переміщувати матеріали по криволінійних трасах довільної конфігурації. Запровадження у їх конструкцію гвинтових скребків, з'єднаних шарнірно-канатними ланками, відкриває принципово нові можливості. Окрім суто транспортних функцій, такі пристрої здатні одночасно виконувати змішування компонентів кормових сумішей безпосередньо в процесі їх переміщення, що дозволяє суттєво скоротити витрати на реалізацію комплексу технологічних операцій. Разом з тим практичне впровадження гвинтових скребкових трубчастих транспортерів-змішувачів стримується недостатньою вивченістю їх динамічної поведінки в умовах реальної експлуатації. Привідний канат із закріпленими на ньому гвинтовими скребками є пружною механічною системою, яка в процесі руху зазнає збурень при проходженні кутових точок траси. За певних співвідношень між швидкістю транспортування та параметрами системи такі збурення здатні спричинити резонансні коливання, що збільшують динамічні навантаження на робочий орган і призводять до передчасного зносу елементів конструкції. Відсутність аналітично обґрунтованих критеріїв уникнення резонансних режимів унеможливорює раціональне призначення конструктивних параметрів і швидкісних режимів роботи конвеєра вже на стадії проектування. Паралельно залишається відкритим питання кількісного опису продуктивності транспортера-змішувача як функції від сукупності взаємопов'язаних

чинників: внутрішнього діаметра труби, ступеня заповнення поперечного перерізу та поступальної швидкості руху робочого органу. Без встановлення залежностей між цими змінними на основі багатофакторного аналізу неможливо визначити оптимальні умови роботи пристрою та обґрунтувати його раціональні конструктивні параметри для конкретних виробничих умов.

Аналіз відомих результатів досліджень. Питанням вибору раціональних конструктивних схем і режимів роботи шнекових та трубчастих скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів у сільськогосподарському виробництві присвячено значну кількість наукових праць. В роботах [1, 2] авторами обґрунтовано конструктивні параметри пневматичних шнекових конвеєрів та встановлено вплив характеристик потоку сипкого матеріалу на техніко-економічні показники транспортування. Показано, що пневматичний принцип переміщення забезпечує високу мобільність і значну продуктивність технологічного процесу. Водночас у дослідженні вказано на суттєвий недолік таких систем: питомі енерговитрати при пневматичному транспортуванні в кілька разів перевищують аналогічний показник механічних шнекових конвеєрів, що обмежує можливість їх застосування в умовах малої механізації аграрного виробництва. Теоретичну модель механіки шнекових конвеєрів тунелепрохідних машин, що базується на взаємодії гвинтового робочого органу із зв'язаним ґрунтовим середовищем, запропоновано в [3]. Проте специфіка об'єкта дослідження визначає обмежену прикладну цінність цієї моделі для задач сільськогосподарського транспортування незв'язаних сипких матеріалів.

Питання підвищення надійності шнекових конвеєрів вирішувались у роботах [4-6]. Зокрема, в [4] авторами сформульовано загальні підходи до оптимізації параметрів шнекових конвеєрів для сипких матеріалів з урахуванням технологічних навантажень, проте запропонована методологія не враховує динамічних ефектів, що виникають при русі гнучкого привідного елемента по криволінійних трасах. У [5] авторами розроблено метод проектування вертикального шнекового конвеєра на основі стійких гвинтових вихорів Тейлора-Куетта-Пуазейля. Проте авторами показано, що застосування цього підходу обмежено вертикальним компонованням і не поширюється на конвеєри зі змінною геометрією траси. В роботі [6] методом дискретних елементів досліджено вплив геометрії шнека на характер вивантаження сферичних частинок із бункера в горизонтальному шнековому живильнику. Незважаючи на цінність отриманих результатів щодо взаємодії часток з гвинтовою поверхнею, питання динамічного навантаження привідного елемента за умов криволінійного переміщення матеріалу залишилось поза увагою авторів.

Питання моделювання процесів переміщення сипких матеріалів та визначення оптимальних режимів роботи шнекових і трубчастих скребкових конвеєрів розглядаються в роботах [7-12]. У дослідженні [7] авторами виконано верифікацію методу дискретних елементів шляхом зіставлення розрахункових результатів із лабораторними експериментами для горизонтального шнекового конвеєра. Встановлено задовільну збіжність числових і дослідних даних щодо продуктивності та характеру руху часток, що підтверджує придатність методу для подальших розрахунків. Однак у роботі розглядається лише прямолінійна конфігурація конвеєра. Питання поведінки системи за криволінійної траси та пружних коливань привідного елемента авторами не ставилось. В роботі [8] авторами визначено параметри транспортування і змішування кормових сумішей у трубчастих конвеєрах при їх русі по криволінійних трасах. Показано взаємозв'язок між конструктивними параметрами робочого органу і якістю змішування, проте питання динамічного навантаження на гнучкий привідний елемент в цій роботі системно не досліджувалось. Результати [9] містять дані багатофакторного експерименту з транспортування сипких матеріалів трубчастими скребковими конвеєрами та підтверджують суттєвий вплив швидкості

руху і ступеня заповнення перерізу на продуктивність. Разом з тим динамічні ефекти, що виникають при проходженні кутових ділянок траси, залишилися поза увагою авторів. В роботі [10] авторами розглянуто сівалки і системи на основі елементів флюїдики. Незважаючи на суміжну тематику розподілу сипких матеріалів, в роботі не достатньо досліджено зв'язок із задачами динаміки трубчастих скребкових транспортерів. У [11] авторами досліджено можливість підвищення транспортних характеристик шнекових конвеєрів шляхом введення конструкції з обертовим кожухом. Показано, що така модифікація дозволяє знизити опір переміщенню матеріалу, однак розгляд динамічних навантажень у системі «привідний орган – транспортований матеріал» авторами не здійснювався. В [12] авторами запропоновано комплексну оцінку ефективності трубчастих скребкових конвеєрів методом TOPSIS із застосуванням багатокритеріального аналізу. Розглянутий підхід дозволяє порівнювати альтернативні конструктивні рішення за сукупністю показників, проте він носить суто порівняльно-аналітичний характер і не спрямований на дослідження динаміки робочого органу. Безпосередньо суміжними із тематикою цього дослідження є роботи [13-15], в яких розглядаються нові типи трубчастих скребкових конвеєрів, робочі органи яких здатні суміщати функції транспортування і змішування компонентів кормових сумішей. У цих дослідженнях авторами обґрунтовано конструктивні рішення, що забезпечують відбір і дозування компонентів у зоні завантаження та їх рівномірне перемішування в процесі транспортування трасою, що дозволяє суттєво скоротити апаратне оформлення технологічного процесу. Разом з тим, незважаючи на практичну цінність отриманих результатів, у вказаних роботах залишилися нерозв'язаними принципово важливі питання аналітичного обґрунтування умов виникнення резонансних коливань у системі «привідний канат – зернова маса» при переході через кутові точки траси, а також встановлення кількісних залежностей продуктивності від комплексу конструктивних і режимних параметрів системи. Саме ці аспекти є предметом цього дослідження.

Метою роботи є встановлення умов виникнення резонансних коливань привідного робочого органу гвинтового скребкового трубчастого транспортера-змішувача на основі побудови математичної моделі динаміки системи, а також визначення залежності його продуктивності від конструктивних і режимних параметрів за результатами багатофакторного експерименту.

Виклад основного матеріалу. Об'єктом теоретичного аналізу в цій роботі є гвинтовий скребковий трубчастий транспортер-змішувач, конструктивна схема якого наведена на рис. 1. Робочий орган пристрою сформований із парних гвинтових скребок, розміщених із взаємним кутовим зміщенням 90° у коловому напрямку. Суміжні секції з'єднані між собою через пару кульок, розташованих у торцевих лунках циліндричних основ. Така конструктивна схема забезпечує збереження кінематичної рухомості системи при проходженні криволінійних ділянок транспортної траси і є базовою для подальшого динамічного аналізу.

Для побудови математичної моделі динаміки системи «привідний канат – зернова маса» прийнято такі допущення:

- привідний канат із закріпленими гвинтовими скребками розглядається як одновимірне тіло, пружні властивості якого описуються квазілінійним співвідношенням;
- швидкість переміщення робочого органу вважається сталою;
- зернова маса між сусідніми парами скребок розподілена рівномірно, а її переміщення відносно привідного каната є малими;
- сила опору руху пропорційна швидкості та є малою величиною порівняно з максимальним значенням пружної сили канату.

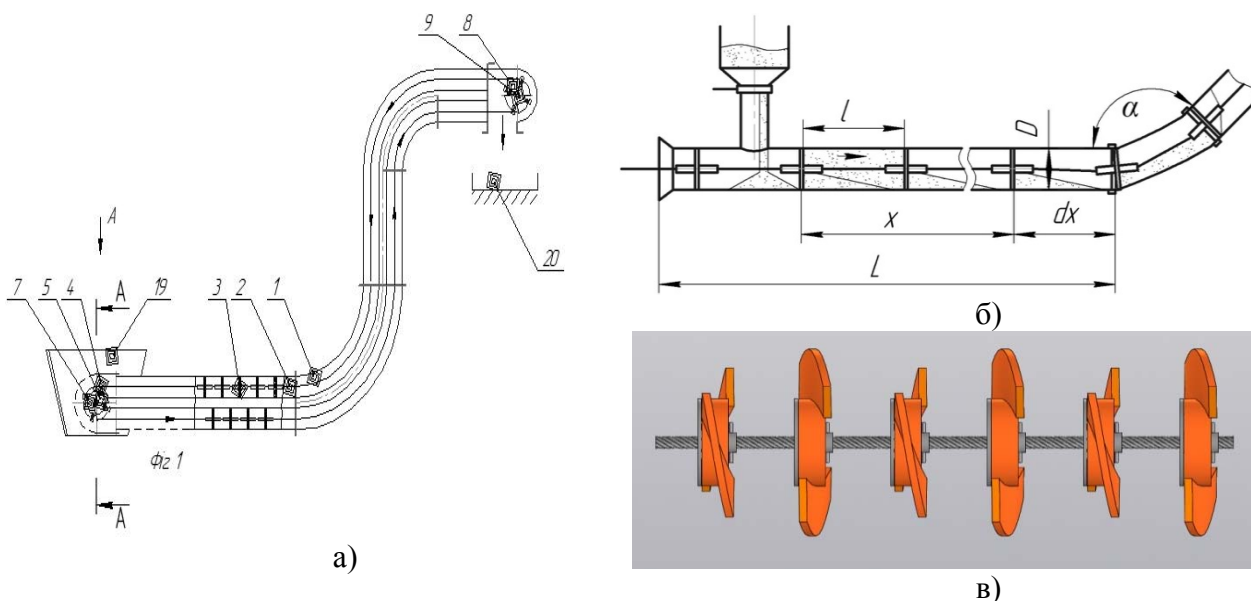


Рисунок 1 – Конструктивна схема гвинтового скребкового трубчастого транспортера-змішувача (а); розрахункова схема горизонтально розміщеної вітки конвеєрної лінії з позначенням геометричних параметрів системи (б); загальний вигляд виготовленого робочого органу (в)

Джерело: розроблено авторами

Сукупність наведених допущень відповідає усталеному режиму роботи конвеєра і дозволяє коректно лінеаризувати задачу в рамках наступного аналізу. Для умовно виділеного елемента горизонтально розміщеної ділянки конвеєра довжиною dx на підставі другого закону Ньютона для деформованого континуального тіла записано основне співвідношення динаміки у вигляді:

$$m(x) dx \frac{d^2 u(x, t)}{dt^2} = EA \left[\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right)_{|x}^{v+1} - \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right)_{|x+dx}^{v+1} \right] - R \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t} \right) dx, \quad (1)$$

де x – координата вздовж горизонтальної ділянки конвеєра; $u(x, t)$ – переміщення перетину робочого органу з координатою Лангранжа x у довільний момент часу t ;

$EA \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right)_{|x}^{v+1}$ та $EA \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right)_{|x+dx}^{v+1}$ – зусилля, що діють відповідно на лівий і правий торці

виділеного елемента через площу перерізу A ; $R \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t} \right) dx$ – рівнодійна сил опору.

Оскільки привідний робочий орган рухається зі сталою відносною швидкістю v_0 вздовж горизонтальної осі, для переходу від Лагранжевого опису руху до Ейлерового використано стандартне перетворення координат. Після такої заміни змінних диференціальне рівняння поздовжніх коливань горизонтальної вітки конвеєрної лінії набуває вигляду:

$$m(x) \left(\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \right) - (v+1) EA \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right)^v \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} = -R \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t} \right). \quad (2)$$

Рівняння (2) є основним розрахунковим співвідношенням для подальшого аналізу резонансних режимів. З нього безпосередньо впливають обмежувальні крайові умови

$$u(x, t)|_{x=0} = 0;$$

$$u(x, t)|_{x=L} = l(1 - \cos \alpha), \quad (3)$$

де L – довжина горизонтальної вітки конвеєрної лінії, l – віддаль між сусідніми бочкоподібними та круглими скребками, α – кут нахилу частини ланцюга у кутовій точці, яка знаходиться між скребками.

Фізичною причиною виникнення коливань у системі є збурення, що отримує привідний канат при проходженні кутових точок траси. Оскільки відстань між сусідніми скребками суттєво перевищує діаметр труби конвеєрної лінії, у межах першого наближення кут α може бути замінений його малою величиною в радіанному вимірі, а крайова умова на правому кінці системи спрощується до $u(x, t)|_{x=L} = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t$

З урахуванням того, що лінійна маса системи є неперервною функцією координати і з достатнім ступенем точності описується залежністю $m(x) = m_0 + m_1 \cos\left(\frac{\pi}{2l}x + \varphi_0\right)$ (де m_0, m_1 і φ_0 сталі, а $m_0 \gg m_1$), диференціальне рівняння (2) у змінних Ейлера набуває вигляду:

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} - \eta^2 \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^v \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} = \mu f\left(x, \mathcal{G}, \frac{\partial u(x, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2}\right), \quad (4)$$

Застосування до рівняння (4) результатів аналізу неавтономних рівнянь з однорідними крайовими умовами дозволяє отримати аналітичний вираз для амплітуди резонансних коливань привідного гвинтового скребкового трубчастого конвеєра при заданій швидкості транспортування зерна:

$$a_p = \left(\frac{\Pi V}{\pi l} \sqrt{\frac{m_0}{EA(\nu+1)}}\right)^{\frac{2}{\nu}} \left(\frac{L}{\Pi_x}\right)^{\frac{\nu+2}{\nu}}. \quad (5)$$

Швидкість транспортування сипкого матеріалу, за якої при заданій амплітуді коливань робочого органу реалізуються резонансні умови:

$$V = \sqrt{\frac{EA(\nu+1)}{m_0}} \left(\frac{\Pi_x}{L}\right)^{\frac{\nu+2}{2}} \frac{\pi l}{\Pi} a^{\frac{\nu}{2}}. \quad (6)$$

На підставі отриманих виразів (5–6) побудовано графічні характеристики рис. 2, які ілюструють поведінку системи при варіюванні визначальних параметрів.

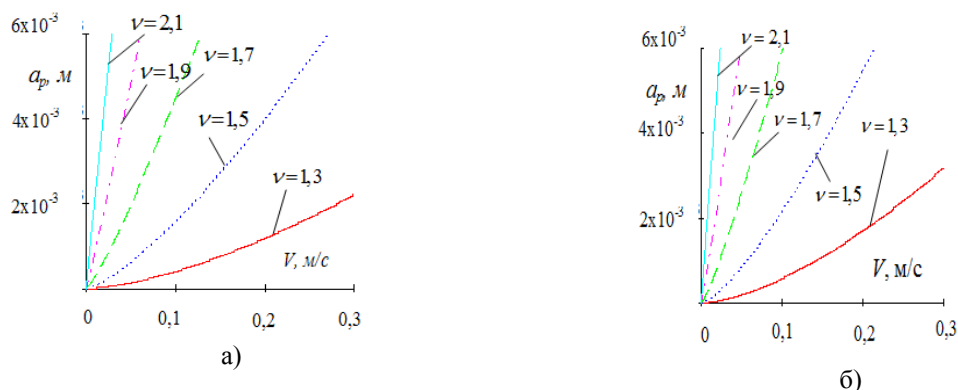


Рисунок 2 – Графічні залежності амплітуди резонансних коливань робочого органу від швидкості переміщення сипкого матеріалу при різних значеннях параметра нелінійності та погонній масі системи 25 кг/м (а) і 40 кг/м (б)

Джерело: розроблено авторами

Аналіз представлених кривих свідчить про те, що зі збільшенням параметра нелінійності при незмінній амплітуді коливань власна частота системи зменшується. Характерним є також те, що амплітуда при переході через резонанс є більшою для підвищених швидкостей руху робочого органу та більших значень погонної маси системи, що фізично пояснюється зростанням кінетичної енергії, яка переходить у коливальний процес при збільшенні відстані між скребками. Водночас, зменшення довжини вітки конвеєра призводить до помітного зниження амплітуди резонансних коливань, що підтверджує доцільність секційного компонування транспортної магістралі при проектуванні систем із підвищеними вимогами до динамічної стійкості.

Отримані аналітичні залежності (5–6) описують умови виникнення резонансних явищ у системі та встановлюють зв'язок між конструктивними параметрами конвеєра і динамічними характеристиками його роботи. Для практичної верифікації теоретичних результатів і кількісного визначення продуктивності транспортера-змішувача як функції від сукупності конструктивних і режимних параметрів було проведено експериментальні дослідження на спеціально розробленому лабораторному стенді. Експериментальні дослідження виконувались згідно з методикою планування багатofакторного експерименту [9] на лабораторному стенді, загальний вигляд якого наведено на рис. 3. До складу стенду входять привід конвеєра (1), засипний бункер (2), робочий орган (3), привідна зірочка (4), скребок (5), транспортна магістраль (6), перетворювач частоти (7) та персональний комп'ютер (8) для реєстрації і оброблення даних. Застосування перетворювача частоти дозволило реалізувати задані значення поступальної швидкості руху робочого органу в широкому діапазоні без механічного перемикування передач, що забезпечило необхідну точність відтворення умов кожного дослідного варіанту.



Рисунок 3 – Загальний вигляд лабораторного стенду для дослідження параметрів транспортування сипких матеріалів гвинтовим скребоквим трубчастим транспортером-змішувачем:

1 – привід конвеєра; 2 – засипний бункер; 3 – робочий орган; 4 – привідна зірочка; 5 – скребок;
6 – транспортна магістраль; 7 – перетворювач частоти; 8 – персональний комп'ютер

Джерело: розроблено авторами

Предметом дослідження визначено продуктивність транспортування сипкого матеріалу $Q=f(D, K_z, V)$ як функцію трьох незалежних факторів: внутрішнього діаметра труби D , м, коефіцієнта заповнення поперечного перерізу K_z та поступальної швидкості руху робочого органу V , м/с. Діапазони варіювання факторів встановлено в межах $0,08 \leq D \leq 0,12$ м; $0,5 \leq K_z \leq 0,9$; $0,24 \leq V \leq 0,48$ м/с. Вибір зазначених меж зумовлений практичними умовами експлуатації транспортерів-змішувачів у тваринницьких комплексах і відповідає типовим технологічним регламентам подачі кормових сумішей.

За результатами дослідного масиву виконано апроксимацію отриманих даних і перевірку адекватності регресійної моделі. Оцінювання значущості коефіцієнтів рівняння регресії підтвердило статистичну достовірність встановлених залежностей у всьому досліджуваному діапазоні факторів. На підставі отриманої моделі побудовано поверхні відгуку продуктивності транспортування (рис. 4), які наочно відображають характер взаємного впливу пар факторів: D і K_z (рис. 4а), D і V (рис. 4б) та K_z і V (рис. 4в).

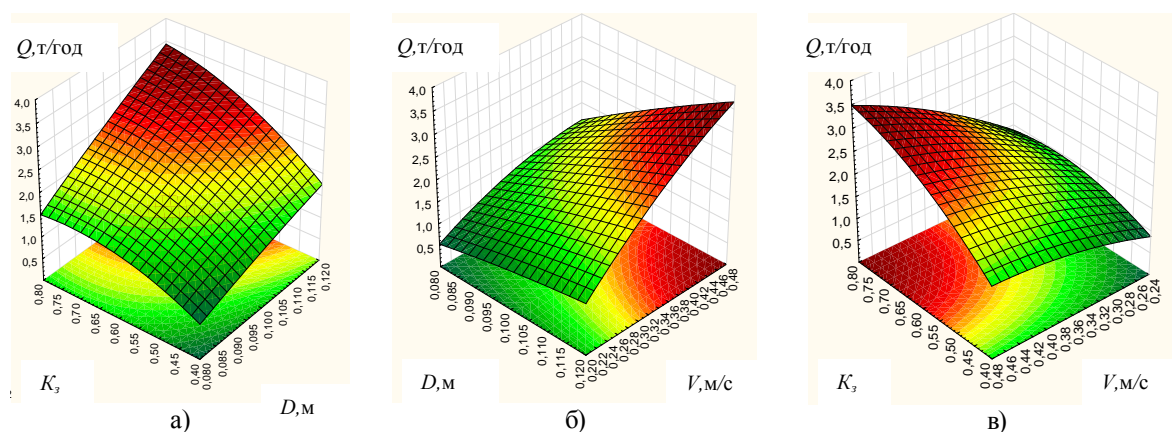


Рисунок 4 – Поверхні відгуку продуктивності транспортування сипкого матеріалу гвинтовим скребковим трубчастим транспортером-змішувачем:
а) $Q = f(D, K_z)$; б) $Q = f(V, D)$; в) $Q = f(V, K_z)$

Джерело: розроблено авторами

Аналіз отриманих поверхонь відгуку свідчить про те, що визначальний вплив на продуктивність транспортера-змішувача справляють внутрішній діаметр труби D та поступальна швидкість руху робочого органу V . Зростання обох параметрів у досліджуваному діапазоні супроводжується монотонним збільшенням продуктивності. Вплив коефіцієнта заповнення K_z є менш виразним. Збільшення швидкості руху при зміні K_z призводить до незначного приросту продуктивності. Водночас встановлено, що зміна кута α робочої поверхні шайб у межах від 22 до 40° спричиняє несуттєве збільшення продуктивності, тоді як подальше збільшення кута до 53° призводить до її зниження внаслідок виникнення клинення матеріалу між скребками і стінкою труби. Максимальна продуктивність транспортування сипкого матеріалу при вологості 14 – 17% за результатами багатофакторного експерименту становила $Q=3,8$ т/год, що підтверджує відповідність конструктивних параметрів розробленого транспортера-змішувача вимогам промислової експлуатації.

Висновки.

1. Встановлено характер зростання динамічних навантажень у системі залежно від швидкісного режиму транспортування. При збільшенні швидкості від 1 м/с до 2 м/с за умови $v=1,5$ і довжини траєкторії $l=10$ м динамічне напруження зростає у $5,2$ рази. При збільшенні швидкості від 2 м/с до 3 м/с за тих самих параметрів – у 3 рази. Отримані результати підтверджують необхідність проектного обмеження швидкісних режимів роботи конвеєра для запобігання резонансним явищам.

2. Експериментально встановлено, що на криволінійних ділянках технологічної траси зусилля на процес транспортування суттєво відрізняються від відповідних значень на прямолінійних ділянках. Для металевих скребок відхилення зусиль становить 3-7%, для полікарбонатних – 5-8% залежно від коефіцієнта завантаження направляючої труби K , що необхідно враховувати при виборі матеріалу робочих органів для конкретних умов експлуатації.

3. За результатами багатofакторного експерименту $Q=f(D, K_3, V)$ встановлено, що визначальний вплив на продуктивність транспортера-змішувача мають внутрішній діаметр труби D та поступальна швидкість руху робочого органу V . Максимальна продуктивність транспортування сипкого матеріалу при вологості 14–17% становила $Q=3,8$ т/год. Також встановлено, що зміна кута α робочої поверхні шайб у межах 22–40° спричиняє несуттєве збільшення продуктивності, тоді як подальше збільшення кута до 53° призводить до її зниження внаслідок клинення матеріалу між скребками і стінкою труби.

Список літератури

1. Hevko, R.B., Strishenets, O.M., Lyashuk, O.L., Tkachenko, I.G., Klendii, O.M., Dzyura, V.O., Development of a Pneumatic Screw Conveyor Design and Substantiation of its Parameters, INMATEH: Agricultural Engineering, 2018. Vol. 54, № 1. P. 153-160.
2. Hevko, R. B., Baranovsky, V. M., Lyashuk, O. L., Pohrishchuk, B. V., Gumeniuk, Y. P., Klendii, O. M., Dobizha, N. V., The Influence of Bulk Material Flow on Technical and Economical Performance of a Screw Conveyor, INMATEH: Agricultural Engineering, 2018. Vol. 56, № 3. P. 175-184.
3. Merritt, A. S., Mair, R. J., Mechanics of Tunnelling Machine Screw Conveyors: a Theoretical Model, Geotechnique, 2008. Vol. 58, № 2. P. 79-94.
4. Roberts, A. W., Bulk Solids: Optimizing Screw Conveyors, Chemical engineering, 2015. Vol. 122, № 2. P. 62.-67.
5. Xiaoxia, S., Wenjun, M., Yuan, Y., Design Method of a Vertical Screw Conveyor Based on Taylor–Couette–Poiseuille Stable Helical Vortex, Advances in Mechanical Engineering, 2017. Vol. 9, № 7. P. 1-11.
6. Fernandez, J. W., Cleary, P. W., McBride, W., Effect of Screw Design on Hopper Drawdown of Spherical Particles in a Horizontal Screw Feeder, Chemical engineering science, 2011. Vol. 66, № 22. P. 5585-5601.
7. Owen, P. J., Cleary, P. W., Screw Conveyor Performance: Comparison of Discrete Element Modelling with Laboratory Experiments, Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal, 2010. Vol. 10, № (5-6). P. 327-333.
8. Hevko, R. B., Liubin, M. V., Tokarchuk, O. A., Lyashuk, O. L., Pohrishchuk, B. V., Klendii, O. M., Determination of the Parameters of Transporting and Mixing feed Mixtures Along the Curvilinear Paths of Tubular Conveyors, INMATEH: Agricultural Engineering, 2018. Vol. 55, № 2. P. 97-104.
9. Lyashuk, O., Dyachun, A., Zolotuy, R., Oleksyshyn, O., Zamora, Y., Tkáč, Z., Results of Experimental Research of Granular Materials Transportation by Tubular Scraper Conveyors. In acta Technologica Agriculturae, 2013. Vol. 16, № 4. P. 101-105.
10. Aulin, V.V., Chernovol, M.I., Pankov, A.O., Zamota, T.M., Panayotov, K.K., Sowing machines and systems based on the elements of fluidics, INMATEH: Agricultural Engineering, 2017. Vol. 53, № 3. P. 21-28.
11. Rohatynskiy, R., Gevko, I., Diachun, A., Lyashuk, O., Skyba, O., Melnychuk, A., Feasibility Study of Improving the Transport Performance by Means of Screw Conveyors with Rotary Casings, Acta Technologica Agriculturae, 2019. Vol. 22, № 4. P. 141-146.
12. Yao, Y.P., Kou, Z.M., Meng, W.J., Han, G., Overall Performance Evaluation of Tubular Scraper Conveyors Using a TOPSIS-Based Multi-attribute Decision-Making Method, Scientific World Journal, New York/USA, 2014.
13. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л. та ін. Перспективні гвинтові конвеєри : монографія. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2019. 212 с.
14. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. С. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортнотехнологічних механізмів : монографія. Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2014. 280 с.
15. Ляшук О.Л., Гевко Р.Б., Дзюра В.О., Кирик О.М., Довбиш А.П. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання: монографія. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 169 с.

References

1. Hevko, R.B., Strishenets, O.M., Lyashuk, O.L., Tkachenko, I.G., Klendii, O.M., & Dzyura, V.O. (2018). Development of a Pneumatic Screw Conveyor Design and Substantiation of its Parameters. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 54(1), 153-160.
2. Hevko, R. B., Baranovsky, V. M., Lyashuk, O. L., Pohrishchuk, B. V., Gumeniuk, Y. P., Klendii, O. M., & Dobizha, N. V. (2018). The Influence of Bulk Material Flow on Technical and Economical Performance of a Screw Conveyor. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 56(3), 175-184.
3. Merritt, A. S., Mair, R. J. (2008). Mechanics of Tunnelling Machine Screw Conveyors: a Theoretical Model, *Geotechnique*, 58(2), 79-94.
4. Roberts, A. W. (2015). Bulk Solids: Optimizing Screw Conveyors. *Chemical engineering*, 122(2), 62.-67.
5. Xiaoxia, S., Wenjun, M., Yuan, Y. (2017). Design Method of a Vertical Screw Conveyor Based on Taylor–Couette–Poiseuille Stable Helical Vortex, *Advances in Mechanical Engineering*, 9(7), 1-11.
6. Fernandez, J. W., Cleary, P. W., McBride, W. (2011). Effect of Screw Design on Hopper Drawdown of Spherical Particles in a Horizontal Screw Feeder. *Chemical engineering science*, 66 (22), 5585-5601.
7. Owen, P. J., Cleary, P. W. (2010). Screw Conveyor Performance: Comparison of Discrete Element Modelling with Laboratory Experiments. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*, 10(5-6), 327-333.
8. Hevko, R. B., Liubin, M. V., Tokarchuk, O. A., Lyashuk, O. L., Pohrishchuk, B. V., Klendii, O. M. (2018). Determination of the Parameters of Transporting and Mixing feed Mixtures Along the Curvilinear Paths of Tubular Conveyors. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 55(2), 2018, 97-104.
9. Lyashuk, O., Dyachun, A., Zolotuy, R., Oleksyshyn, O., Zamora, Y., Tkáč, Z. (2013). Results of Experimental Research of Granular Materials Transportation by Tubular Scraper Conveyors. *In acta Technologica Agriculturae*, 16(4), 101-105.
10. Aulin, V.V., Chernovol, M.I., Pankov, A.O., Zamota, T.M., Panayotov, K.K. (2017). Sowing machines and systems based on the elements of fluidics. *INMATEH: Agricultural Engineering*, 53(3), 21-28.
11. Rohatynskiy, R., Gevko, I., Diachun, A., Lyashuk, O., Skyba, O., Melnychuk, A. (2019). Feasibility Study of Improving the Transport Performance by Means of Screw Conveyors with Rotary Casings, *Acta Technologica Agriculturae*, 22(4), 141-146.
12. Yao, Y.P., Kou, Z.M., Meng, W.J., Han, G. (2014). Overall Performance Evaluation of Tubular Scraper Conveyors Using a TOPSIS-Based Multi-attribute Decision-Making Method. *Scientific World Journal*, New York/USA.
13. Rohatynskiy, R. M., Hevko, I. B., Liashuk, O. L., et al. (2019). Perspective screw conveyors: monograph. Ternopil: FOP Palianytsia V. A. [in Ukrainian].
14. Rohatynskiy, R. M., Hevko, I. B., Diachun, A. Ye. (2014). Scientific and applied foundations of creation of screw transport-technological mechanisms: monograph. Ternopil: TNTU im. I. Puliuia [in Ukrainian].
15. Lyashuk, O.L., Gevko, R.B., Dzyura, V.O., Kyryk, O.M. & Dovbysh, A.P. (2019). Creation and modernization of transport and technological mechanisms of machines and equipment. Ternopil: FOP Palyanytsya V.A. [in Ukrainian].

Oleg Lyashuk, Prof., Doc. Tec. Sci., **Yuriy Omelyansky**

Ternopil Ivan Puluji National Technical University, Ternopil, Ukraine

Study of Dynamic Characteristics of a Screw Scraper Tubular Conveyor-Mixer When Transporting Bulk Materials in Curved Routes

A mathematical model of longitudinal oscillations of the “drive rope–grain mass” system of a screw scraper tubular conveyor-mixer has been developed, which is based on a quasi-linear description of the elastic properties of the drive element and the transition to Euler variables. The model takes into account the continuous nature of the system mass distribution along the route and allows analytically describing the dynamic state of the conveyor in a steady state of transportation. Based on the constructed model, analytical expressions for the amplitude of resonant oscillations of the working body at a given transportation speed and for the resonant speed at a given amplitude of oscillations were obtained. It was established that with an increase in the nonlinearity parameter at a constant amplitude, the natural frequency of oscillations of the system decreases, and the amplitude when passing through resonance increases with an increase in the speed of movement of the working body and its linear mass, which is physically due to a larger value of the kinetic energy of the system with an increased distance between the scrapers.

drive rope, screw scraper tubular conveyor-mixer, mathematical model, design parameters

Одержано (Received) 23.03.2026

Прорецензовано (Reviewed) 30.03.2026

Прийнято до друку (Approved) 02.04.2026