

УДК 631.358.42

М.Р. Гевко, к.т.н.
А.О. Вітровий, к.т.н., доцент**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИЗНАЧЕННЯ
ЕНЕРГОСИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ
ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

У статті представлено конструкцію шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра, установки та методики для проведення досліджень з визначення раціональних параметрів робочого органу та результати експериментальних досліджень із встановлення впливу крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при різних режимах роботи гнучких гвинтових конвеєрів

Вступ

Транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів з мінімальним ступенем їх пошкодження на криволінійних трасах в замкнених еластичних кожухах за допомогою гнучких гвинтових конвеєрів з шарнірними робочими органами забезпечує високу мобільність виконання завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів. З метою зниження енерговитрат при використанні даних конвеєрів, досить важливим є вибір раціональних енергосилових параметрів при різних режимах транспортування сипких матеріалів.

Аналіз досліджень і публікацій

Транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах має декілька напрямків. Ряд теоретичних і експериментальних досліджень [1-4] присвячено визначенню оптимальних параметрів транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах в замкнених направляючих трубах (як правило металевих) шайбовими робочими органами з тяговим приводом. Однак основним недоліком таких транспортерів є те, що такі направляючі труби є стаціонарними і застосовуються, як правило, для роздачі кормових сумішей на фермах та не забезпечують мобільної зміни траєкторії технологічної траси.

Також відома ціла гама шнекових транспортерів, як жорстких, так і гнучких, для виконання подібних операцій. Теоретичному та експериментальному дослідженню шнекових транспортерів присвячені праці [5- 9]. Основним недоліком таких робочих органів є або обмежена мобільність технологічних трас, або низька крутильна жорсткість для гнучких безвальних гвинтових спіралей. Гнучкі гвинтові робочі органи з деформованою основою, як правило відрізняються значною матеріаломісткістю, що призводить до підвищених енерговитрат при транспортуванні матеріалів та інтенсивному зношенні внутрішньої поверхні направляючого гнучкого кожуха.

Важлива увага при розробці гвинтових робочих органів та їх приводів приділяється захисту їх від перевантажень [10-12]. Однак навіть точне настроювання запобіжних муфт на номінальний крутний момент не завжди може захистити робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів внаслідок їх значної податливості, особливо на великих трасах транспортування сипких матеріалів в технологічних магістралях.

В останній час значна увага приділяється застосуванню на робочій поверхні гвинтових робочих органів різного роду еластичних накладок для зменшення пошкоджень сипких матеріалів [12-15], однак без зменшення матеріаломісткості гнучких гвинтових робочих органів суттєвого ефекту досягнути важко.

Постановка завдання

З метою зниження енерговитрат при виконанні технологічного процесу гнучкими гвинтовими конвеєрами розроблено конструкції робочих органів на шарнірній основі зниженої матеріаломісткості, а також проведено ряд експериментальних досліджень для визначення залежності крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n та при різних режимах роботи.

Основний зміст

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено та виготовлено ряд конструкцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів. Схеми конструктивного виконання таких робочих органів представлено на рис 1. Вони містять шарнірно з'єднані між собою секції гвинтових спіралей, які виконані у вигляді двох паралельно розташованих плоских пластин 1, до яких жорстко закріплене гвинтове ребро 2. Пластини з'єднані між собою за допомогою шарнірного елемента, виконаного у вигляді проміжної основи 3, яка в поперечному перерізі має форму квадрата, в отворах якого розташовані пальці 4 і 5. Палець 4 виконано суцільним і розташовано в наскрізних отворах антифрикційних втулок 6. Пара радіальних пальців 5 встановлена перпендикулярно до суцільного і конічною стороною контактує з його виточкою, а протилежні сторони розташовані в наскрізних отворах інших пар антифрикційних втулок. Через осьові отвори радіальні пальці закріплені до проміжної основи за допомогою шплінтів 7.

При обертанні робочого органу в еластичному кожусі крутний момент передається через пластини на антифрикційні втулки, пару радіальних пальців та проміжну основу. В подальшому крутний момент передається на радіальний палець і антифрикційні втулки, а далі на сусідні пластини та гвинтове ребро.

В процесі обертання гвинтового робочого органу на криволінійних трасах, радіальні пальці повертаються відносно антифрикційних втулок, тим самим забезпечуючи передачу крутного моменту і транспортування сипкого матеріалу гвинтовими ребрами.

В іншому варіанті шарнірного кріплення секцій (рис.1б) пальці 2 виконано однаково циліндричними і суцільними. Вони розташовуються в радіальних пазах розрізних втулок 1, які разом з пальцями стягуються за допомогою гровера 4 і болтового з'єднання 5. По периферії пальці через закриті антифрикційні ковпаки 3 розташовуються в отворах паралельно розташованих пластин (рис.1а).

Така конструкція з'єднання забезпечує повний захист пар тертя від попадання транспортованого матеріалу і відповідно прискореного їх зношення, однак в конструктивному виконанні є більш складною з попередньо розглянутою.

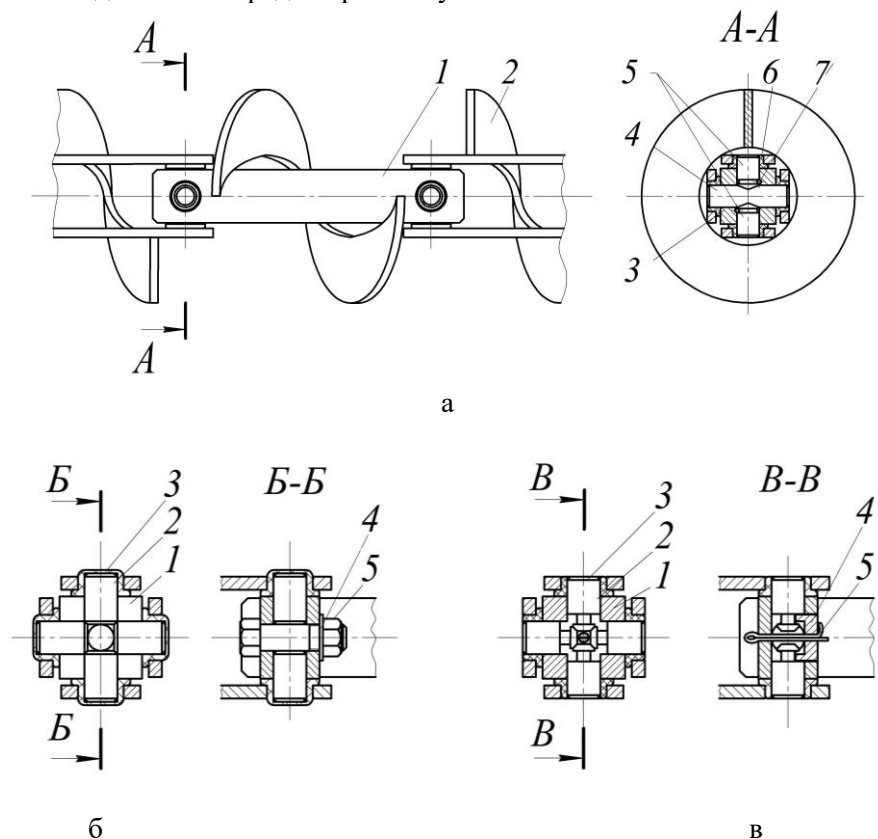


Рис.1. Конструктивна схема гнучкого гвинтового робочого органу (а) та варіанти виконання шарнірних з'єднань (б, в) несучого валу

На рис.1в зображено третій варіант шарнірного з'єднання, в якому пальці 2 виконані ступінчатої форми, причому циліндрична та конічна поверхні розташовані в зоні центру обертання робочого органу. Пальці розміщені в радіальних пазах квадратної втулки 1, з правої сторони якої виконано отвір, де розташована ступінчата втулка 4, виточка якої втримує пальці від радіального зміщення в процесі роботи. Квадратна та ступінчата втулки з'єднані між собою шплінтом 5. Пальці через антифрикційні втулки 3 розташовуються в отворах паралельно розташованих пластин (рис.1а). Така конструкція забезпечує надійну фіксацію шарнірного з'єднання, однак форма пальців є досить складною.

Для проведення експериментальних досліджень розроблений експериментальний робочий орган шарнірного гвинтового конвеєра. Суть його полягає у тому, щоб відстань між торцями сусідніх гвинтових ребер регулювати за допомогою зміни довжини основи валу.

Експериментальний робочий орган містить шарнірно з'єднані між собою гвинтові секції, які виконані у вигляді двох паралельно розташованих плоских пластин 1, на яких закріплені гвинтові ребро 2. З плоскими пластинами через антифрикційні втулки 3 взаємодіє шарнірний елемент 4, який має вигляд квадрата. В шарнірному елементі у взаємно перпендикулярних площинах виконано ряд радіальних отворів 5, в яких встановлені пальці 6, котрі в свою чергу закріплені на плоских пластинах.

Шляхом переставляння пальців в радіальних отворах шарнірного елемента з подальшою їх фіксацією забезпечується регулювання відстані Δ між гвинтовими ребрами.

Також регулювання відстані Δ між гвинтовими ребрами можна здійснювати за рахунок застосування квадратних основ змінної довжини, по боках яких виконані взаємно перпендикулярні отвори, що зображено на загальному вигляді на рис.2.

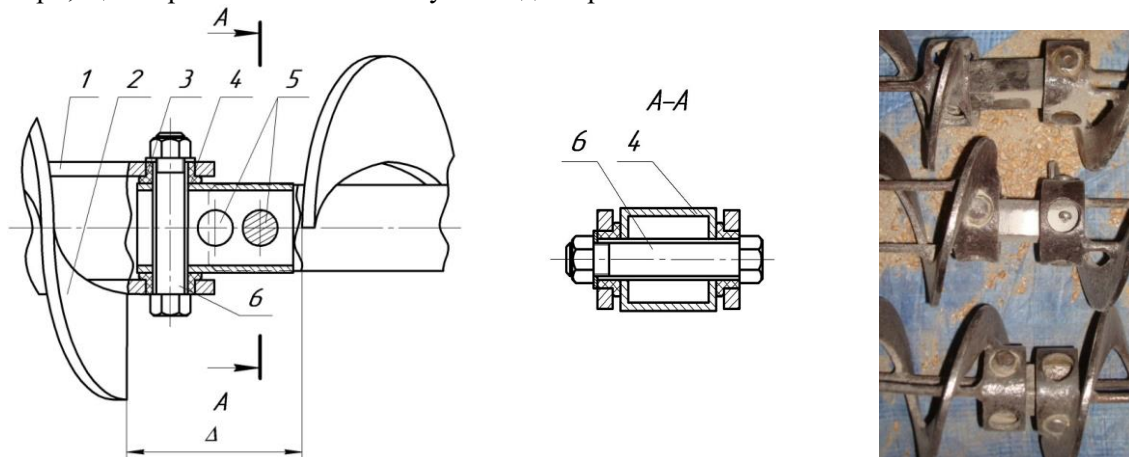


Рис.2. Конструктивна схема та загальний вигляд експериментального шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено та виготовлено дослідну установку, конструктивна схема якої представлена на рис.3. На рамі дослідної установки 2, з можливістю повздовжнього переміщення та фіксації встановлений електродвигун 1, який за допомогою пасової передачі з'єднаний з проміжним валом 3, що розміщений в підшипникових опорах 4, закріплених на кронштейні. З проміжного валу за допомогою пари зірочок 5 крутний момент передається на робочий орган 8 конвеєра, привідний вал якого закріплений до корпусу 10 за допомогою підшипникового вузла 7.

Робочий орган виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних секцій з витками спіралі, які розташовуються в еластичному кожусі 9. У верхній частині корпусу закріплений бункер 6.

У даному варіанті конвеєр працює у штовхаючому режимі, тобто сипкий матеріал рухається від привідного валу у зону вивантаження.

Для роботи конвеєра у тягучому режимі, заслонка під перевантажувальним патрубком відкривається, а рама конвеєра встановлюється на додаткові опори, які дозволяють вільно просипатись матеріалу при вивантаженні. При цьому встановлюється додатковий завантажувальний патрубок, в якому розташовується вільний кінець спіралі, а над завантажувальним патрубком закріплюється демонтований бункер.

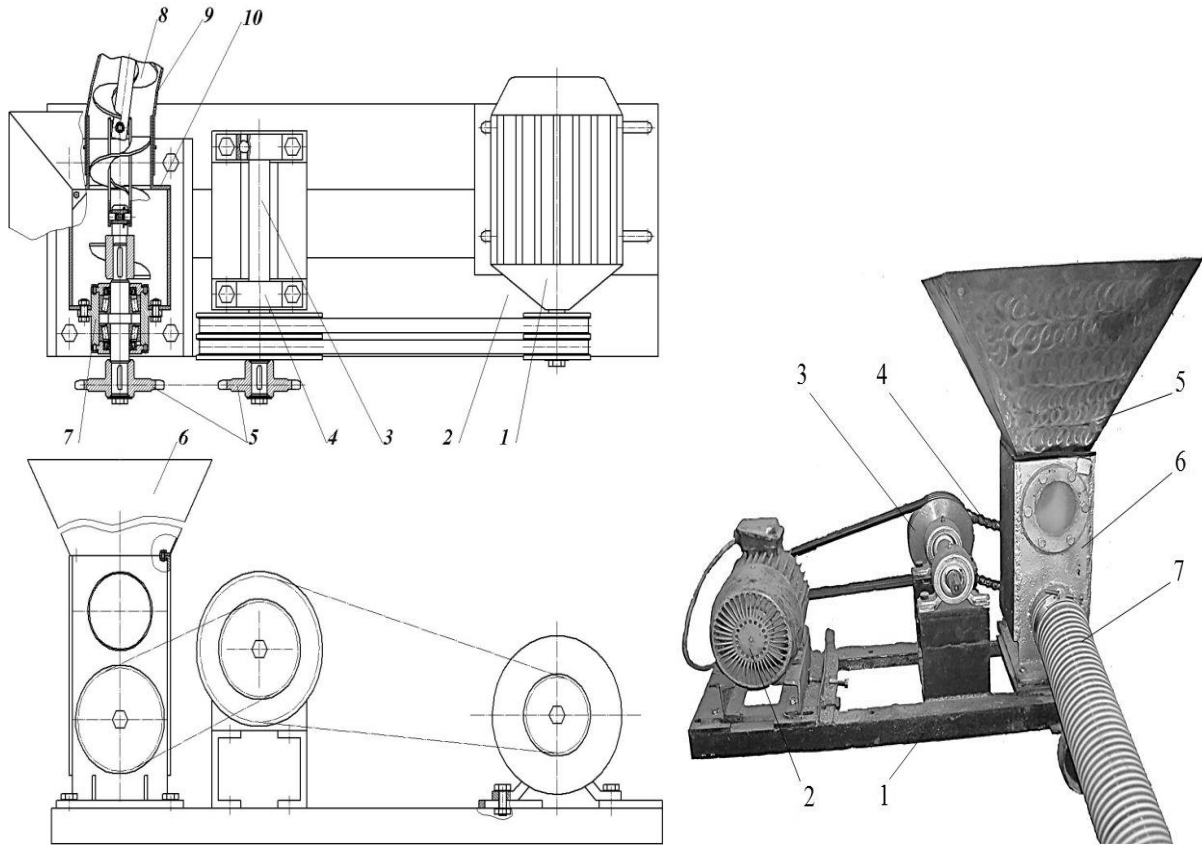


Рис.3. Конструктивна схема та загальний вигляд експериментальної установки

При проведенні досліджень сипкий матеріал подається в бункер і при обертанні робочого органу транспортується до зони вивантаження.

Параметри робочого органу були наступними: внутрішній діаметр кожуха – 100 мм; зовнішній діаметр спіралі шнека – 96 мм; внутрішній діаметр спіралі шнека – 46 мм; крок спіралі – 80 мм.

Методика проведення експерименту була наступною. Попередньо у бункер засипали зерно і транспортували до зони вивантаження. Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0.

Після завершення процесу транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера отримували дані про зміну крутного моменту, потужності двигуна в часі.

Для аналізу отриманих результатів було побудовано графічні залежності крутного моменту T та потужності двигуна N від частоти обертання робочого органу n , при різних величинах відстані між торцями гвинтових ребер сусідніх секцій Δ . Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних.

Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Аналогічно для крутного моменту. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула:

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} \text{ (Нм)}, \quad (1)$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт); n – частота обертання (об/хв).

Для даного випадку: $M_n = 14,39 \text{ Нм}$.

Перевищення номінальної потужності та крутного моменту пояснюється тим, що перетворювач частоти може короткочасно перевищувати свій номінальний струм до 170%. Якщо перетворювач вибрано із запасом, то 170% перетворювача можуть становити 210% перевантаження двигуна.

Потрібно також відмітити, що крутний момент перетворювачем розраховується за математичною моделлю і похибка може сягати 20% (або 5% в режимі зі зворотнім зв'язком з

енкодера).

Досліди проводились для чотирьох швидкостей обертання робочого органу, а саме: $n = 450$; 550; 650 і 750 об/хв.

Для зміни швидкості обертання робочого органу через перетворювач частоти змінювали частоту напруги, яка подавалась на двигун. Також змінювали параметр Δ – відстань між гвинтовими ребрами. Експерименти проводили для трьох його значень: 14, 28 і 42мм. Слід відзначити, що при збільшенні відстані Δ та однаковій довжині робочого органу його маса зменшувалась і відповідно становила 7,38, 7,04 і 6,64 кг. При цьому довжина магістралі транспортування зернового матеріалу була рівною 1,5м.

За результатами отриманих досліджень побудовані графічні залежності для тягового і штовхаючого режимів при повністю заповненій технологічній магістралі та для холостого обертання робочого органу в гнучкому кожусі при різних зазорах (величина Δ) між торцями гвинтових ребер сусідніх секцій.

На рис.4а представлені графічні залежності зміни величини крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при повному заповненні технологічної магістралі зерновим матеріалом.

Аналіз даних графічних залежностей показує, що при збільшенні частоти обертання робочого органу від 450 до 750 об/хв, крутний момент T спадає, причому для зазору $\Delta = 14$ мм падіння ΔT становить 3%, для $\Delta = 28$ мм – $\Delta T = 5,3\%$, а для $\Delta = 42$ мм – $\Delta T = 8,6\%$.

Графічну залежність крутного моменту для зазору $\Delta = 42$ мм можна пояснити тим, що при обертанні робочого органу при зростанні частоти обертання робочого органу від 450 до 570 об/хв сипкий матеріал долає відстань Δ не тільки за рахунок кінетичної енергії, яку він отримує від взаємодії з смугами спіралі секцій робочого органу, а й за рахунок постійної подачі із зони забору. При подальшому зростанні частоти обертання кінематична енергія матеріалу стає достатньою для того, щоб подолати відстань Δ тільки за рахунок кінетичної енергії, отриманої за рахунок взаємодії із смугами спіралі секцій робочого органу.

Щодо потужності, то з урахуванням частоти обертання робочого органу графічні залежності мають досить чітко виражений лінійний характер зростання величини потужності при збільшенні частоти обертання робочого органу.

Так для $\Delta = 14$ мм – $\Delta N = 61\%$ для $\Delta = 28$ мм – $\Delta N = 58\%$, для $\Delta = 42$ мм – $\Delta N = 54\%$.

Зменшення як абсолютних так і відносних значень зміни потужності при збільшенні зазору Δ для тягучого режиму можна пояснити тим, що при однаковій довжині магістралі і збільшенні неактивної зони (Δ) маса робочого органу зменшується.

Також необхідно зауважити, що в тягучому режимі робочий орган працює на розтяг, тому не відбувається радіального та кутового зміщення секцій одних відносно одних і відповідно не виникає надлишкового тертя робочого органу по внутрішній поверхні гнучкого кожуха.

Стосовно роботи конвеєра в холостому режимі, то з аналізу графічних залежностей (рис.4б) впливає, що як крутний момент T , так і потужність N мають тенденцію до зростання при збільшенні n .

Необхідно зауважити, що при збільшенні маси робочого органу відповідно зростає і значення T і N . Так, при зміні від $\Delta = 42$ мм до $\Delta = 14$ мм зростання ΔT становить $\Delta T = 1,14 \dots 1,63$ Нм, а $\Delta N = 0,09 \dots 0,15$ кВт. Це можна пояснити тим, що при зростанні n збільшуються вібрації вільно розташованого робочого органу та відповідно зростає динамічний коефіцієнт тертя його до кожуха.

Для штовхаючого режиму роботи конвеєра при зростанні зазору Δ спостерігається подібні тенденції зміни крутного моменту і потужності, однак їх числові значення є значно більші ніж при тягучому режимі при зростанні відстані Δ (рис.5а).

Так для величини $\Delta = 14$ мм розбіжність значень крутних моментів для тягучого і штовхаючого режиму знаходиться в межах 6,5...8,4%, для $\Delta = 28$ мм – 26...66%, а для $\Delta = 42$ мм – 239...258%.

Стосовно потужності, то аналогічно для $\Delta = 14$ мм – 4,8...7,1%, $\Delta = 28$ мм – 28...66%, $\Delta = 42$ мм – 120...501%.

Це пояснюється тим, що при збільшенні Δ зростає радіальне і кутове зміщення секцій, що призводить до зміни нормальної сили, яка визначає силу тертя від радіальної до зміщеної.

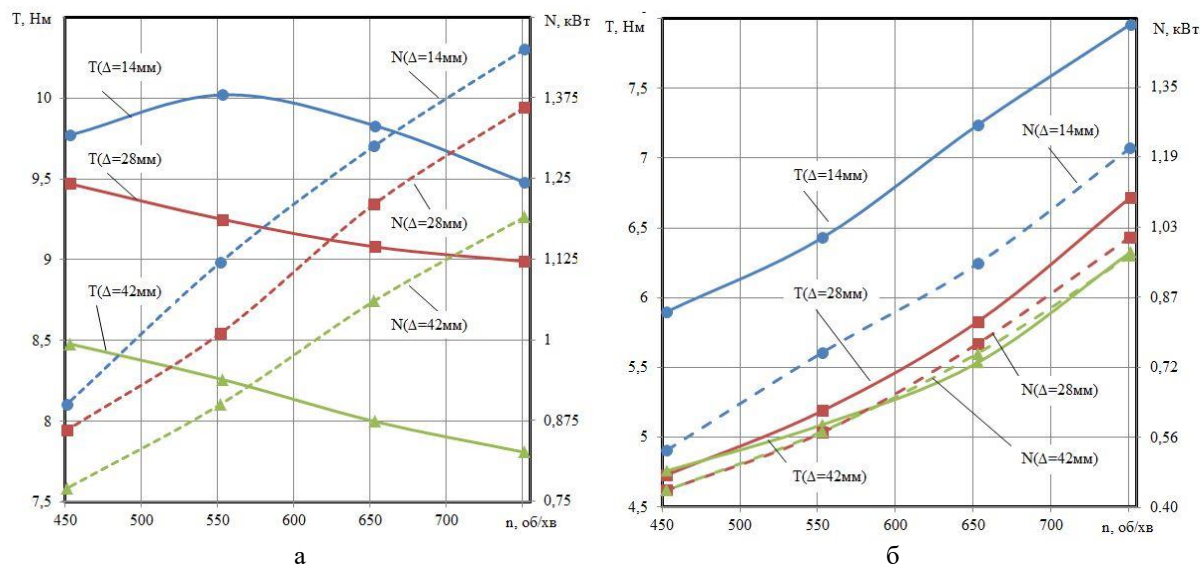


Рис.4. Графічні залежності крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при повному заповненні магістралі зерновим матеріалом у тягучому режимі (а) та при холостому ході тягучого режиму (б)

Холостий хід в штовхаючому режимі подібний до тягучого, однак числові значення T і N є більшими при штовхаючому режимі (рис.5б). Так для величини $\Delta = 14\text{мм}$ розбіжність значень крутних моментів для тягучого і штовхаючого режиму при холостому ході знаходиться в межах 5,7...15,7%, для $\Delta = 28\text{мм}$ – 34...37%, а для $\Delta = 42\text{мм}$ – 74...92%.

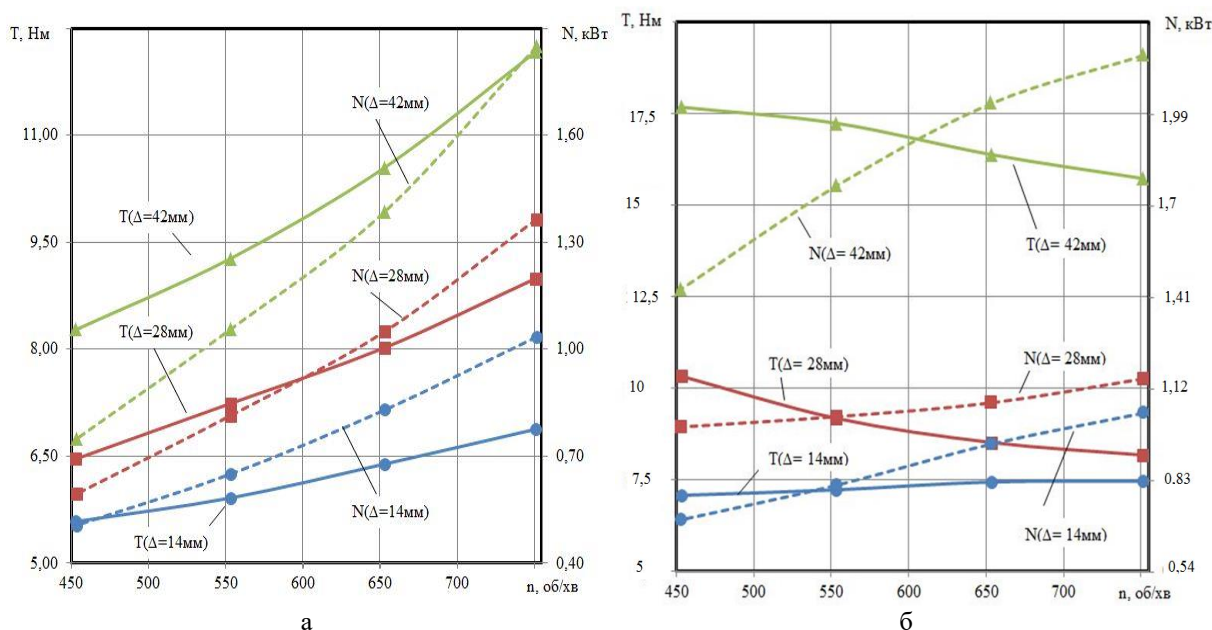


Рис.5. Графічні залежності крутного моменту T та потужності N від частоти обертання привідного валу робочого органу n при повному заповненні магістралі зерновим матеріалом у штовхаючому режимі (а) та при холостому ході в штовхаючому режимі (б)

Висновки

За результатами проведених експериментальних досліджень гвинтових робочих органів з визначення їх енерго-силових параметрів встановлено, що при збільшенні частоти обертання робочого органу від 450 до 750 об/хв, крутний момент T спадає, причому для зазору $\Delta = 14\text{мм}$ падіння ΔT становить 3%, для $\Delta = 28\text{мм}$ – $\Delta T = 5,3\%$, а для $\Delta = 42\text{мм}$ – $\Delta T = 8,6\%$.

Необхідно зауважити, що при збільшенні маси робочого органу відповідно зростає і значення T і N . Так, при зміні від $\Delta = 42\text{мм}$ до $\Delta = 14\text{мм}$ зростання ΔT становить $\Delta T = 1,14...1,63\text{ Нм}$, а $\Delta N = 0,09...0,15\text{ кВт}$. Для штовхаючого режиму роботи конвеєра при зростанні зазору Δ спостерігається подібні тенденції зміни крутного моменту і потужності, однак їх числові значення є значно більші

ніж при тягнучому режимі при зростанні відстані Δ . Так для величини $\Delta = 14\text{мм}$ розбіжність значень крутних моментів для тягнучого і штовхаючого режиму знаходиться в межах 6,5...8,4%, для $\Delta = 28\text{мм}$ – 26...66%, а для $\Delta = 42\text{мм}$ – 239...258%.

Дослідження з визначення крутного моменту T та потужності N при транспортуванні зернового матеріалу від Δ і n показали, що при штовхаючому режимі енерговитрати є більшими порівняно з тягнучим в 1,06...1,4 разів.

Література

1. Гевко Р.Б., Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів конструкції робочого органу шайбового транспортера // Вісник Харківського технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 114. "Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва".- Харків.- 2011.- С.241-246.
2. Гевко Р.Б., Токарчук О.А. Теоретичне обґрунтування параметрів переміщення сипкого матеріалу робочим органом скребкового транспортера-змішувача по криволінійній трасі // Вісник інженерної академії України. Київ.-2013.- № 1, С.119-125.
3. Гевко Р.Б., Токарчук О.А. Теоретическое исследование движения сыпучего материала с возможностью частичного перемешивания на вертикальном участке трубчатого конвейера. MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture (an international journal on operation of farm agri – food industry machinery) Polish Academy of Sciences University of Engineering and Economics in Rzeszov. Lublin – Rzeszov, 2013, vol.15, № 15, № 4. p. 270-277.
4. Гевко Р.Б., Токарчук О.А., Еленіч А.П. Розробка нових конструкцій робочих органів трубчатого скребкового транспортера-змішувача та результати їх експериментальних досліджень // Вісник інженерної академії України. Київ.- 2013.- № 3-4.- С.291-296.
5. Вітровий А.О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату. Дис...канд.. техн.. наук: 05.20.01.- Луцьк.- 1999.
6. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Гевко М.Р., Клендій М.Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник інженерної академії України.- Київ.- 2009.-№1.- С.212-216.
7. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія/ Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Монографія.- Тернопіль: Астон, 2012.-204 с.
8. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва. Дис...докт. Техн.. наук: 05.20.04.- Київ.- 1997.- 425.
9. Nevko R.B., Dzyura V.O., Romanovsky R.M. – Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor mechanism operation, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 44, no. 3/2014, pg. 103-110, Bucharest, Romania.
10. Гевко Р.Б., Клендій О.М. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. – Випуск 24. – Луцьк: Ред.- вид. Відділ Луцького НТУ, 2013. – С. 67 – 75.
11. Nevko R.B., Klendiy O.M. – The investigation of the process of a screw the conveyer safety device actuation, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 42, no. 1/2014, pg. 55-60, Bucharest, Romania.
12. Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Шинкарик М.І., Клендій О.М. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою транспортера // Вісник Інженерної академії України. Київ.- 2014.- № 3-4 С.46-52.
13. Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface, INMATEH: Agricultural engineering, vol.46, no.2/2015, pg.133-138, Bucharest, Romania.
14. Гевко Р.Б. Залуцький С.З. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень // Вісник Інженерної академії України. – К., 2015. – № 1. – С.242-247.
15. Патент України на корисну модель №101095, МПК В65G 33/26, В65G 33/16. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею / Крисоватий А.І., Гевко Р.Б., Залуцький С.З., Ткаченко І.Г., Градова М.В.: заявник і власник патенту Крисоватий А.І., Гевко Р.Б., Залуцький С.З., Ткаченко І.Г., Градова М.В. - № u201502180; заявл. 12.03.2015; опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16.