

УДК 621.81

© І.В.Луців, д.т.н., Ів.Б. Гевко, д.т.н., Т.С.Дубиняк, В.З.Гудь к.т.н.
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ
ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА**

Спроековано та виготовлено дослідний взірець пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра та експериментальну установку для її дослідження. Описано будову пружно-запобіжної муфти та експериментальної установки. Проведено експериментальні дослідження пружно-запобіжної муфти

гнучкого гвинтового конвеєра і за їх результатами виведено рівняння регресії та побудовано графічні залежності моменту спрацювання досліджуваної муфти.

ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНА МУФТА, ГНУЧКИЙ ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР, ЕЛЕМЕНТИ ЗАЧЕПЛЕННЯ, ПРИВІД, ОБЕРТАЛЬНИЙ МОМЕНТ.

Постановка проблеми. Гвинтові транспортери використовуються для переміщення різноманітних матеріалів в різних сферах людської діяльності. При транспортуванні цих вантажів досить часто виникають перевантаження [1], які призводять до значних деформацій і поломок шнеків та інших елементів гвинтових конвеєрів. Тому для забезпечення надійного процесу транспортування гвинтовими механізмами необхідно використовувати в їх конструкціях надійні захисні пристрої.

Результати останніх досліджень і публікацій. Питанням дослідження запобіжних муфт займалися Тепінкічєв В.К. [2], Поляков В.С. [3], Малащенко В.С. [4], Нагорняк С.Г. [5] та багато інших вчених. Проблема розробки і дослідження спеціальних захисних пристроїв для підвищення надійності функціонування гвинтових конвеєрів і захисту шнеків від поломок залишається актуальною.

Метою дослідження є визначення величини передачі обертального моменту пружно-запобіжною муфтою гнучкого гвинтового конвеєра.

Результати дослідження. Для проведення експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти (ПЗМ) гнучкого гвинтового конвеєра (ГГК) [6] було спроектовано та виготовлено експериментальну установку [7], загальний вигляд якої зображено на рис. 1.

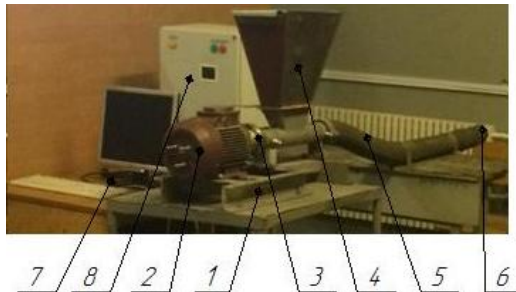


Рис.1 – Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження пружно-запобіжної муфти конвеєра

Експериментальна установка складається з опори 1, електродвигуна 2, досліджуваної ПЗМ 3 (рис. 2), бункера з шибером 4, патрубку зі шнеком 5, регульованого вивантажувального отвору 6, монітора 7, підключеного до персонального комп'ютера (ПК), та перетворювача частоти (Altivar 71) 8. Установка працює наступним чином. Обертальний момент з електродвигуна 2 через досліджувану муфту 3 передається на шнек 5 ГГК. Сипкий матеріал засипається в бункер 4 і з нього потрапляє до патрубка зі шнеком 5. Величина подачі матеріалу регулюється шибером, що встановлений у бункері. Далі матеріал транспортується до регульованого вивантажувального отвору 6. Регулюванням вивантаження матеріалу створюється додаткове навантаження на шнек, і, відповідно, на досліджувану пружно-запобіжну муфту. Пружні властивості муфти дозволяють в значній мірі компенсувати виникаючі у шнеку навантаження, а у випадку значного перевантаження шнека і його аварійної зупинки проходить розчеплення півмуфт. Після зменшення навантаження до заданого ПЗМ відновлює своє зачеплення і проходить включення шнека. Дані про витрати енергії і величину обертального моменту на валу електропривода, в залежності від навантаження, в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей відображаються на моніторі дисплея ПК у відсотках від номінальних величин. Конструкцію ПЗМ ГГК виконано у вигляді ведучої півмуфти з лунками та веденої півмуфти з отворами, в яких розміщені елементи зачеплення (кульки (метал) - лунки і конічні стержні (капролон) - лунки), що підпружинені пружиною стиску з регулюванням сили затиску гайками. Окрім того, ведучу півмуфту виконано з двох частин, які через опорний підшипник взаємодіють з можливістю колового обертання з ведучою півмуфтою, в середині якої розташовано механізм плавного пуску.

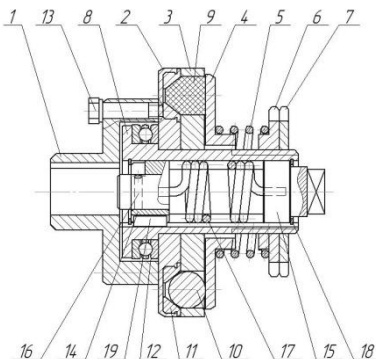


Рис. 2 – Схема пружно-запобіжної муфти

ПЗМ ГГК складається з ведучої півмуфти, що включає маточину 1, до якої болтами 13 закріплено ведучий фланець 2, в якому рівномірно по колу встановлено знімні лунки 11, та веденої півмуфти, яка складається з цапфи 8, на якій розташовано з можливістю осевого зміщення диск з отворами під елементи зачеплення 3 та з можливістю осевого зміщення та радіального повертання торцевий диск 4. Півмуфти взаємодіють між собою через опорний підшипник 12 та лунки 11, в контакт з якими знаходяться конічні стержні 9 та кульки 10, які виконані відповідно з пружного матеріалу чи металу і розташовані почергово в отворах диска 3. Величина передачі обертового моменту регулюється натягом пружини стиску 5 гайками 6, 7. У середині цапфи 8 розташовано механізм плавного пуску, що складається з вала 15 на якому кріпиться пружина кручення 17 та втулка 14. При пуску приводу (на рисунку не показаний) обертовий момент передається з маточини 1 через ведучий фланець 2, знімні лунки 11, на конічні стержні 9 та кульки 10, а з них на диск 3, цапфу 8. Конструктивно втулка 14 від цапфи 8 через шпонку 19 передає крутний момент плавно скручуючи пружину 14 валу 15.

Коли момент кручення досягне певного значення і кінці пружина обернуться на певний кут тоді втулка 14 спрацює з штифтом 16, що жорстко закріплений на валу 15. В свою чергу на кінці вала 15 виконано хвостовик, який можна агрегатувати із шнеком (на рисунку не показаний) для передачі обертового моменту. Введення демпферних елементів та пружини скручування в конструкцію ПЗМ ГГК забезпечує плавний запуск шнека під час пуску приводу та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження. При виконанні досліджень візуально чітко спостерігався при запуску приводу сповільнений запуск шнека, за рахунок скручування пружини скручування. Також при перевантаженнях і загалом під час виконання процесу транспортування пружина скручування постійно виконувала демпфуючу функцію за рахунок скручування-розкручування в кінематичному ланцюгу при передачі обертового моменту від приводу до робочого органу.

Проведення експериментальних досліджень передбачало визначення величини передачі максимального обертового моменту ПМЗ від зміни трьох основних факторів: частоти обертання n , кута нахилу лунок α та жорсткості пружини C . Для кожного з обраних незмінних факторів експеримент проводився тричі, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалося для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту згідно методики, викладеної в [8]. Характеристика факторів та

значення їх рівнів для величини обертального моменту наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання n , об/хв.	0-240-480
x_2	Кут між напрямком дії коллової сили і нормаллю α , град	50-55-60
x_3	Жорсткість пружини C , Н/мм	12,1-14,3-16,5

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [8] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 2.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Значення	8,773	0,912	-2,589	1,54	-0,282	0,165	-0,277	-0,008	0,589	0,231

Тоді загальний вигляд рівняння регресії передачі максимального обертального моменту ПЗМ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах має вигляд:

$$T_{(x_1, x_2, x_3)} = 8,773 + 0,912x_1 - 2,589x_2 + 1,54x_3 - 0,282x_1x_2 + 0,165x_1x_3 - 0,277x_2x_3 - 0,008x_1^2 + 0,589x_2^2 + 0,231x_3^2. \quad (1)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання (n); x_2 - кодоване значення кута нахилу лунок (α); x_3 - кодоване значення жорсткості пружини (C).

Коефіцієнт b_{11} є незначним, тому в подальших розрахунках ним будемо нехтувати. Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (1) матиме вигляд:

$$T_{(n, \alpha, C)} = 85,524 + 1,226 \cdot 10^{-2} n - 2,693\alpha + 0,645 \cdot C - 2,35 \cdot 10^{-4} n\alpha + 3,125 \cdot 10^{-4} nC - 2,518 \cdot 10^{-2} \alpha C + 2,356 \cdot 10^{-2} \alpha^2 + 4,773 \cdot 10^{-2} C^2. \quad (2)$$

Отримане рівняння регресії (1) та регресійна залежність (2) можуть бути використані для визначення величини передачі максимального обертального моменту T залежно від частоти обертання n , кута нахилу лунок α та жорсткості пружини C у таких межах зміни вхідних факторів:

$$0 \leq n \leq 480 \text{ (об/хв.); } 50 \leq \alpha \leq 60 \text{ (град); } 12,1 \leq C \leq 16,5 \text{ (Н)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних та силових параметрів ПМЗ на величину передачі максимального обертального моменту використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” для ПК, за допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двовірних перерізів як функцію від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора. Графічні значення результатів залежності передачі максимального обертального моменту ПМЗ при відповідних конструктивних характеристиках (діаметр розміщення елементів зачеплення $D = 100$ мм; середній діаметр внутрішнього отвору рухомого диску веденої півмуфти $d = 48$ мм; попередня деформація (підтиск) пружини $\Delta_0 = 4$ мм; поточна деформація пружини (в режимі розчеплення півмуфт ПМЗ) $\Delta_n = 6$ мм; кількість елементів зачеплення кульок (метал) $z_1 = 3$; кількість елементів зачеплення конічних стержнів (капролон) $z_2 = 3$; діаметр конічних стержнів $d_c = 20$ мм; діаметр кульок $d_k = 20$ мм) з використанням «Mathcad 2000 Professional» наведено на рис. 3 – рис. 5.

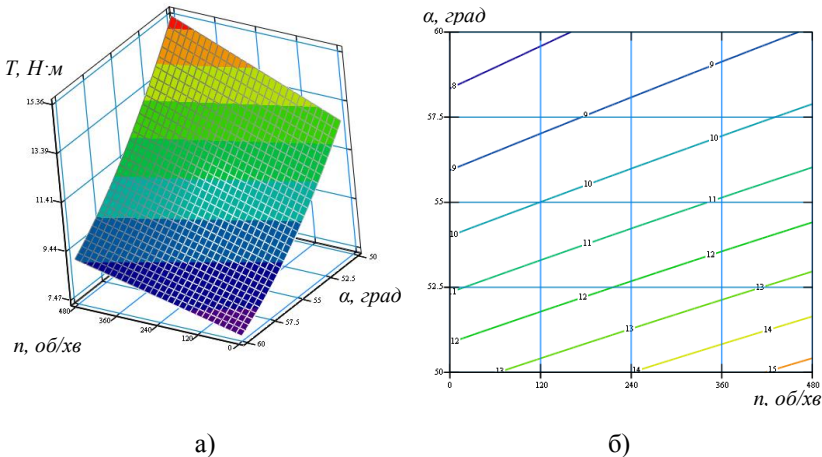


Рис. 3 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертального моменту ($C = 16,5$ Н/мм)

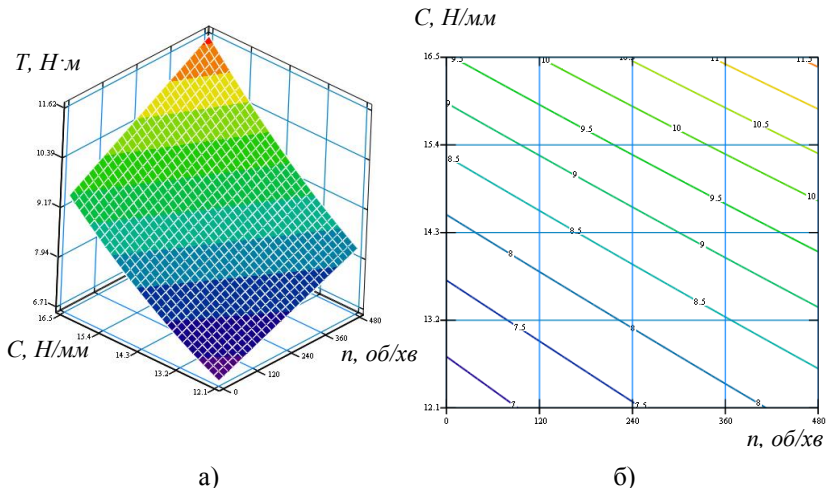


Рис. 4 - Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертального моменту ($\alpha = 55$ град)

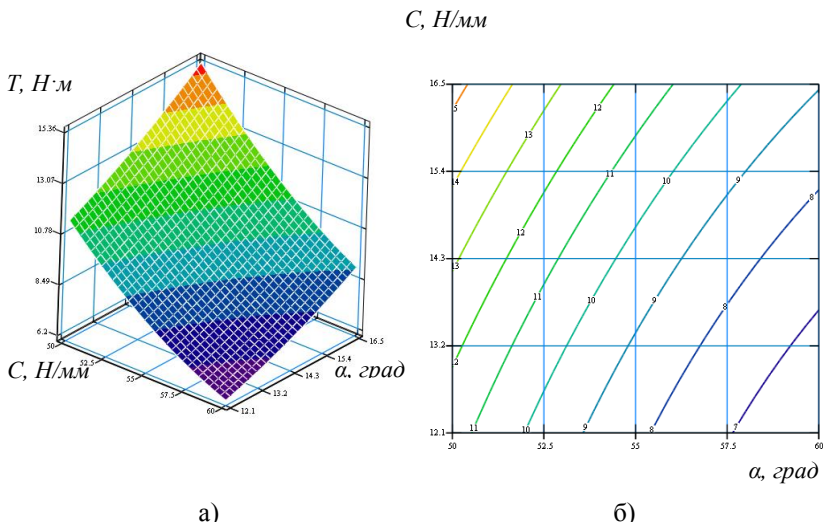


Рис. 5 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертального моменту ($n = 480$ об/хв.)

Висновки. Згідно проведеного аналізу регресійних рівнянь можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертального моменту, є фактори x_2 та x_3 , (α , C) і комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_1 (n) призводить до незначного збільшення величини передачі максимального обертального моменту. Загалом для збільшення величини передачі максимального обертального моменту ПМЗ необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок.

На основі проведених експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра виведено рівняння регресії передачі максимального обертального моменту, на базі якого з допомогою програмного забезпечення “Statistica-6.0” для ПК з використанням «Mathcad 2000 Professional» побудовано графічні відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора. Згідно проведеного аналізу регресійного рівняння можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертального моменту, є кут нахилу лунок і жорсткість пружини. Для збільшення величини передачі максимального обертального моменту пружно-запобіжною муфтою необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок.

Література

1. Гевко І. Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром / І.Б. Гевко, А.О. Вітровий, О.Я. Гурик // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2001. – Вип. 8. – С. 72–82.
2. Тепинкичев В.К. Предохранительные устройства от перегревки станков. – М. Машиностроение, 1964. – 157 с.
3. Поляков В.С. Справочник по муфтам. / Барабаш И.Д., Реховский О.А. / Машиностроение, 1974. – 352 с.
4. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів : вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
5. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник / С.Г. Нагорняк, И. В. Луцив. – Киев : Техника, 1992. – 72 с.
6. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches. INMATEH - Agricultural Engineering // [I.V.

Lutsiv, Iv.B. Nevko, O.L. Lyashuk, T.S. Dubynyak] // Polytechnic University of Bucharest, 2017, - Vol. 51, № 1, P. 69-76.

7. Луців І.В., Гевко І.Б., Гудь В.З., Дубиняк Т.С. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів. Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади» Випуск 10, ЛНТУ. Луцьк, 2017, С. 115-121.

8. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник / В. В. Душинський. – К. : НТУУ «КПІ», 1998. – 408 с.