

Р.Б. Гевко, Ю.С. Никеруй

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБГРУНТУВАННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ РОЛИКІВ НАТЯЖНИХ ВАЖЕЛІВ З НАПРАВЛЯЮЧИМИ КАНАТАМИ МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ ШТУЧНИМИ ВАНТАЖАМИ СКЛАДСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

Запропоновано технічні рішення та виготовлено канатний механізм для завантаження малих складських приміщень штучними вантажами. Проведено теоретичні дослідження з визначення взаємозв'язку між його конструктивними та силовими параметрами, а також поставлені експерименти з визначення величини прогину канатів в різних зонах в залежності від сили їх натягу та значення прикладеного навантаження. Наведено рекомендації стосовно вибору раціональних параметрів канатного механізму для якісного виконання ним технологічного процесу в залежності від кута нахилу пари канатів до горизонту та величини тиску натяжних роликів на внутрішні поверхні канатів.

Ключові слова: канатний механізм, вантажі, конструктивні та силові параметри, сила тиску, пружина.

Р.Б. Гевко, Ю.С. Никеруй

ОБОСНОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ РОЛИКОВ НАТЯЖНЫХ РЫЧАГОВ С НАПРАВЛЯЮЩИМИ КАНАТАМИ МЕХАНИЗМА ДЛЯ ЗАГРУЗКИ ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ СКЛАДСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ

Предложены технические решения, а также изготовлен канатный механизм для загрузки малых складских помещений штучными грузами. Проведены теоретические исследования для определения взаимосвязи между его конструктивными и силовыми параметрами, а также поставлены эксперименты для определения величины прогиба канатов в разных зонах в зависимости от силы их натяжения, а также приложенной нагрузки. Наведены рекомендации для выбора рациональных параметров канатного механизма для качественного исполнения технологического процесса в зависимости от угла наклона пары канатов к горизонту и величины давления натяжных роликов на внутренние поверхности канатов.

Ключевые слова: канатный механизм, грузы, конструктивные и силовые параметры, сила давления, пружина.

R. Hevko, Y. Nykerui

SUBSTANTIATION OF PRESSURE FORCE PARAMETERS AT INTERACTION OF TENSION LEVERS ROLLERS WITH GUIDE ROPES OF THE MECHANISM FOR SINGLE-PIECE CARGO WAREHOUSING

Some engineering solutions have been proposed and a rope mechanism for single-piece cargo warehousing has been made. The relevant theoretical studies have been conducted to determine the relationship between its design and pressure force parameters, as well as some relevant experiments have been made to determine the ropes curve value in different areas depending both on the strength of their tension and on the applied load value as well. Some important recommendations have been given concerning the choice of the most efficient parameters of the rope mechanism for high-quality performance of the technological process depending on the angle of inclination of a pair of ropes to the horizon and the value of tension rollers pressure on the inner surfaces of the ropes.

Keywords: rope mechanism, cargoes, design and pressure force parameters, pressure force, spring group.

Постановка проблеми.

Завантаження штучними вантажами, особливо сільськогосподарського виробництва, складських приміщень потребують забезпечення мінімізації їх пошкоджень для тривалого зберігання. Такі пошкодження плодів можуть виникати внаслідок різких змін швидкості транспортування, значних прискорень тари в процесі виникнення можливих коливань транспортно-технологічної системи, яких необхідно уникати або мінімізувати.

При цьому, також повинна виконуватись умова максимальної продуктивності при виконанні технологічного процесу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведений аналіз відомих теоретичних і експериментальних досліджень конструкцій механізмів і технологічних процесів для завантаження штучними вантажами у тарі різних типів складських приміщень показав, що вони переважно здійснюються роликівими, гвинтовими та стрічковими транспортно-технологічними механізмами [1 - 4].

Однак, дані типи транспортерів є конструктивно досить складними та матеріаломісткими, а їх застосування є економічно доцільним при переміщенні вантажів на значні відстані.

Вище зазначені недоліки можна усунути при застосуванні канатних транспортно-технологічних механізмів з обґрунтованими їх конструктивно-кінематичними параметрами, дослідження яких наведено в працях [5 – 7].

Теоретичні розрахунки несучих і тягових систем, які виконані на базі канатних механізмів, а також покрокові методи визначення раціональних параметрів основних елементів розроблених канатних лісотransпортних установок для проведення експериментальних досліджень та визначення силових і геометричних параметрів канатних транспортно-технологічних механізмів наведено в статтях [8 - 9].

Експериментальна установка та методика проведення досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень овочами і фруктами у тарі, а також результати виконаних експериментальних досліджень наведено в працях [10 – 11].

З метою зниження динамічних навантажень на приводні та несучі елементи транспортно-технологічних механізмів проведено комплекс теоретичних і експериментальних досліджень з визначення раціональних параметрів розроблених захисних механізмів, результати яких наведено в статті [12].

Постановка завдань. Метою роботи є встановлення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами канатного механізму для вибору їх раціональних значень при переміщенні та завантаженні штучних вантажів у складські приміщення, в залежності від зон і силових навантажень на окремі елементи та механізм в цілому.

Провести дослідження з визначення впливу на величину прогину канатів в залежності від сили їх натягу та значення прикладеного вертикального навантаження, а також кута нахилу канатів до горизонту.

Викладення основного матеріалу. Для завантаження складських приміщень штучними вантажами у тарі, а саме овочами та фруктами, розроблений канатний механізм, елементи якого захищені патентами України [13 – 15], а його принципова схема та спосіб виконання технологічного процесу наведено в роботі [10].

Трикутноподібна рамна конструкція канатного механізму на основу якої завантажуються штучні вантажі у тарі з її розташуванні на тросах (а) і загальний вигляд (б) наведена на рис. 1.



**Рис. 1. Трикутноподібна рамна конструкція для розташування штучних вантажів:
а – розташування на тросах; б – загальний вигляд**

Регулювання конструктивно-силових параметрів елементів трикутноподібної рамної конструкції відбувається наступним чином.

З метою зміни сили натягу пружин 1, що підтискають натяжні важелі 2 та ролики 3, які з внутрішньої сторони контактують з канатами (рис.1 а), тяги 4 виконані з можливістю зміни їх початкової довжини. Це забезпечується переставлянням та фіксацією її окремих складових.

З іншої сторони на похилих боковинах рамної конструкції 5 закріплені плоскі пластини 6 з виконаними отворами 7, які рівновіддалені між собою. Шляхом регулювання довжини тяг і переставлянням пружин в отворах пластин 6 можна забезпечити регулювання зусилля натягу пружин і тим самим силу підтискання роликами 3 внутрішньої поверхні канатів.

Попередньо проведені експериментальні дослідження з визначення впливу різних параметрів елементів рамної конструкції на час її переміщення зі штучними вантажами показали, що надмірні зусилля, які виникають між внутрішньою поверхнею канатів та роликами призводить

до сповільнення часу транспортування вантажів. Це, в свою чергу, знижуватиме продуктивність виконання технологічного процесу канатним транспортним механізмом.

З метою усунення цього недоліку, а саме підбору таких параметрів системи, які забезпечать мінімальні зусилля між внутрішньою поверхнею канатів та роликками проведені відповідні теоретичні розрахунки.

Для цього звернемось до розрахункової схеми, яка зображена на рис. 2.

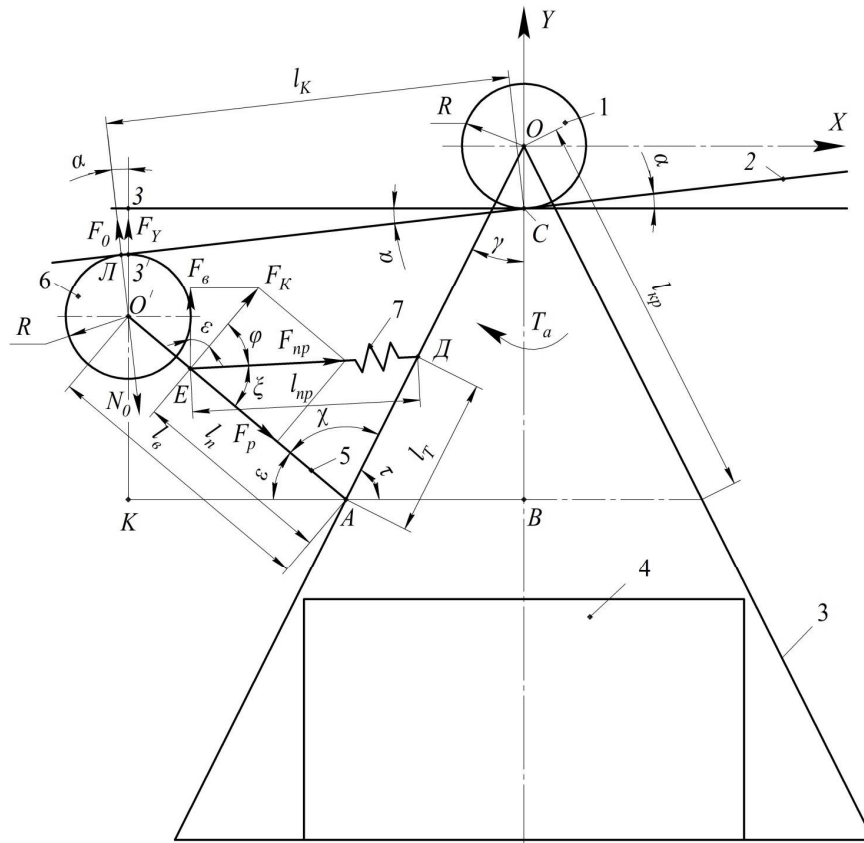


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами в зоні контакту натяжні канати – роликки

На схемі в площині OXY зображено центральні роликки 1 пара котрих встановлена з певною відстанню відносно центральної осі O , що опираються на натяжні канати 2, які розташовані під кутом α до горизонту.

При проведенні досліджень зроблене наступне припущення: сила натягу канатів є достатньою для того що б його ділянку між центральним і підтискними роликками умовно приймати прямою лінією.

З центральними роликками шарнірно зв'язана трикутноподібна рамна конструкція з боковинами 3 для розташування у тарі штучних вантажів 4. До боковин в точці A шарнірно кріпляться важелі 5 з підтискними роликками 6, які взаємодіють з внутрішньою поверхнею натяжних канатів. Важелі в точці E підтиснуті в сторону боковин рамної конструкції пружинами розтягу 7, причому точка D їх кріплення до боковин може змінюватись.

Проведені попередні експериментальні дослідження показали, що в процесі переміщення штучних вантажів сила тиску роликків на внутрішню поверхню натяжних канатів повинна бути мінімальною для уникнення гальмування рамної конструкції з вантажами при їх транспортуванні.

В зоні вивантаження вантажів, де відбувається різке гальмування системи та відповідно коливання рамної конструкції відносно роликків 1, важелі з роликками можуть провертатись відносно боковин у точці A . Це призведе до перекошування роликків відносно внутрішньої поверхні канатів і розтягу пружин, а також зростання зусилля, яке протидіє провертанню рамної конструкції з вантажами. Відповідно знизиться амплітуда коливань рамної конструкції, що позитивно вплине на зменшення зусилля деформування овочів і фруктів у зонах їх контакту з

внутрішніми поверхнями тари та відповідно збільшення термінів їх зберігання в складських приміщеннях.

Теоретичні розрахунки спрямовані на встановлення взаємопов'язаних конструктивних і силових параметрів та визначення їх раціональних значень для досягнення поставленої мети.

Оскільки в процесі різкого гальмування системи виникає активний обертовий момент T_a , який призводить до повертання рамної конструкції з вантажами за напрямком обертання стрілки годинника, то розглянемо взаємозв'язок конструктивно-силових параметрів зліва відносно вертикальної осі OY .

Попередньо виведемо залежність для визначення колової складової F_k від дії сили пружини F_{np} , яка спрямована перпендикулярно до важеля в коловому напрямку його повертання відносно точки A .

Кут χ визначається за залежністю

$$\begin{aligned}\chi &= 180^\circ - \tau - \varepsilon; & \tau &= 90^\circ - \gamma; \\ \chi &= 90^\circ + \gamma - \varepsilon,\end{aligned}\quad (1)$$

де γ – кут розташування боковин рамної конструкції до осі OY ; ε – кут нахилу важеля до горизонту. Згідно попередньо проведених досліджень приймаємо: $\gamma = 30^\circ$; $\varepsilon = 40^\circ \dots 60^\circ$.

Тоді, згідно формули 1, межі зміни кута χ становитимуть: $\chi = 60^\circ \dots 80^\circ$.

Далі визначимо довжину пружини l_{np} (відстань ED) в початковому стані завантаженої рамної конструкції в залежності від відстані l_T (відстань AD) та відстані l_n (відстань AE), які задаються конструктивно.

Для цього скористаємось теоремою косинусів

$$l_{np}^2 = l_T^2 + l_n^2 - l_T l_n \cos \chi. \quad (2)$$

З урахуванням формули 1 отримаємо

$$l_{np} = [l_T^2 + l_n^2 - l_T l_n \sin(\varepsilon - \gamma)]^{0,5} \quad (3)$$

Згідно проведених попередніх досліджень [11] приймаємо $l_n = 0,3$ мм; $l_T = (0,22; 0,28; 0,34; 0,40)$ м.

Користуючись теоремою синусів, виведено залежність для визначення величини кута ξ між напрямком дії сили пружини F_{np} та її радіальної складової F_p , яка спрямована вздовж важеля від точки E до точки A його повертання

$$\begin{aligned}l_{np} / \sin \chi &= l_T / \sin \xi; \\ \xi &= \arcsin (l_T \sin \chi / l_{np}).\end{aligned}\quad (4)$$

Тоді, величина кута φ , яка визначає напрямок дії колової складової F_k від сили пружини F_{np} і спрямована перпендикулярно до важеля в коловому напрямку має вигляд

$$\begin{aligned}\varphi &= 90^\circ - \xi; \\ \varphi &= 90^\circ - \arcsin (l_T \sin \chi / l_{np}).\end{aligned}\quad (5)$$

Згідно відомих залежностей сила пружини розраховується за залежністю

$$F_{np} = c(\Delta + \Delta_T), \quad (6)$$

де c – жорсткість пружини (Н/м); Δ – попередній натяг пружини (м); Δ_T – текуча деформація пружини (м).

Тоді, колова сила F_k визначається

$$F_k = F_{np} \cos \varphi. \quad (7)$$

З врахуванням (5) рівняння (7) прийме вигляд

$$F_k = F_{np} \cos \varphi = F_{np} \cos (90^\circ - \xi) = F_{np} \sin \xi;$$

$$F_k = F_{np} (l_T \sin \chi / l_{np}). \quad (8)$$

Вертикальна складова сили F_ϵ від дії сили F_k визначається

$$F_\epsilon = F_k \cos \epsilon. \quad (9)$$

Оскільки вертикальна складова сили F_ϵ за напрямком і величиною є рівною вертикальній силі F_γ , яка виникає в зоні взаємодії ролика з канатом її обертова складова F_o з врахуванням формул (9), (8), (6), (4) і (3) визначається за залежністю

$$F_o = F_\gamma \cos \alpha;$$

$$F_o = F_k \cos \epsilon \cos \alpha;$$

$$F_o = F_{np} (l_T \sin \chi / l_{np}) \cos \epsilon \cos \alpha;$$

$$F_o = c(\Delta + \Delta_T) (l_T \sin \chi / l_{np}) \cos \epsilon \cos \alpha;$$

$$F_o = c(\Delta + \Delta_T) (l_T \sin \chi / [l_T^2 + l_n^2 - l_T l_n \sin (\epsilon - \gamma)]^{0,5}) \cos \epsilon \cos \alpha. \quad (10)$$

Наступним етапом є визначення плеча дії сили F_o відносно точки C повертання рамної конструкції при її різкому гальмуванні та виникненні активного обертового моменту T_a . Плече l_k дії обертового моменту T_o , від реактивної сили N_o , яка є рівною за величиною та протилежною за напрямком до сили F_o визначається відстанню LC .

Для цього встановимо функціональну залежність між кутом α , відстанню BK і величиною $33'$ зміщення поверхні ролика в проекції на вертикальну вісь OY з точки 3 в точку $3'$. Оскільки відстань $C3$ є рівною відстані BK то

$$\cos \alpha = BK / C3'; \quad BK = BA + AK = l_{kp} \sin \gamma + l_\epsilon \cos \epsilon;$$

$$C3' = (l_{kp} \sin \gamma + l_\epsilon \cos \epsilon) / \cos \alpha, \quad (11)$$

де l_{kp} – відстань від осі обертання опорних роликів т. O' до т. A шарнірного кріплення важелів з боковинами трикутноподібної рамної конструкції; l_ϵ – довжина важелів.

Відстань $ЛЗ'$ визначається

$$ЛЗ' = R \operatorname{tg} \alpha, \quad (12)$$

де R – радіус роликів.

Тоді, плече l_k дії сили F_o має вигляд

$$l_k = LC = C3' + ЛЗ' = (l_{kp} \sin \gamma + l_\epsilon \cos \epsilon) / \cos \alpha + R \operatorname{tg} \alpha. \quad (13)$$

Таким чином обертовий момент T_o визначається з рівняння

$$T_o = N_o l_k, \quad (14)$$

де величини N_o і l_k відповідно визначаються з рівнянь (10) і (13).

Оскільки на першому етапі визначаємо силу, яка діє в початковий момент без зміщення роликів б відносно канатів то Δ_T відповідно буде рівне нулю.

Грунтуючись на попередньо проведених дослідженнях, які викладені в працях [10, 11] для аналізу залежностей (10), (13) і (14) прийнято наступні значення та межі параметрів.

Незмінні значення параметрів становлять: $c = 2 \cdot 10^3$ Н/м; $\Delta = 0,01$ м; $l_n = 0,3$ м; $l_e = 0,36$ м; $l_{кр} = 0,5$ м; $R = 0,045$ м; $\gamma = 30^\circ$.

Межі змінних параметрів є наступними: $l_T = 0,22; 0,28; 0,34; 0,40$ м.

Оскільки кути ε і χ є взаємопов'язаними, то для $\varepsilon = 40^\circ$ кут χ становить 80° ; для $\varepsilon = 50^\circ$ ($\chi = 70^\circ$); для $\varepsilon = 60^\circ$ ($\chi = 60^\circ$).

Аналогічно кут ε пов'язаний з кутом нахилу канатів до горизонту α . Для цього встановимо їх функціональний взаємозв'язок

$$\operatorname{tg} \alpha = (33' / 3C) = (33' / BK); \quad \alpha = \arccos (33' / BK). \quad (15)$$

$$33' = CB - 3'K;$$

$$CB = OB - R; \quad OB = l_{кр} \cos \gamma; \quad CB = l_{кр} \cos \gamma - R.$$

$$3'K = R + O'K = R + l_e \sin \varepsilon;$$

$$33' = (l_{кр} \cos \gamma - R) - (R + l_e \sin \varepsilon); \quad 33' = l_{кр} \cos \gamma - l_e \sin \varepsilon - 2R. \quad (16)$$

Тоді, з урахуванням (11) і (16) рівняння (15) набуде вигляду

$$\alpha = \arccos [(l_{кр} \cos \gamma - l_e \sin \varepsilon - 2R) / (l_{кр} \sin \gamma + l_e \cos \varepsilon)]. \quad (17)$$

Розраховуючи згідно формули (17) величину кута α в залежності від вищезазначених значень та меж параметрів отримаємо: для $\varepsilon = 40^\circ$ кут α становить $12,4^\circ$; для $\varepsilon = 50^\circ$ ($\alpha = 7,9^\circ$); для $\varepsilon = 60^\circ$ ($\alpha = 4,10^\circ$).

На рис. 3 представлено графічні залежності зміни крутного моменту T_o від величини l_T при різних значеннях кута ε : 40° ; 50° ; 60° .

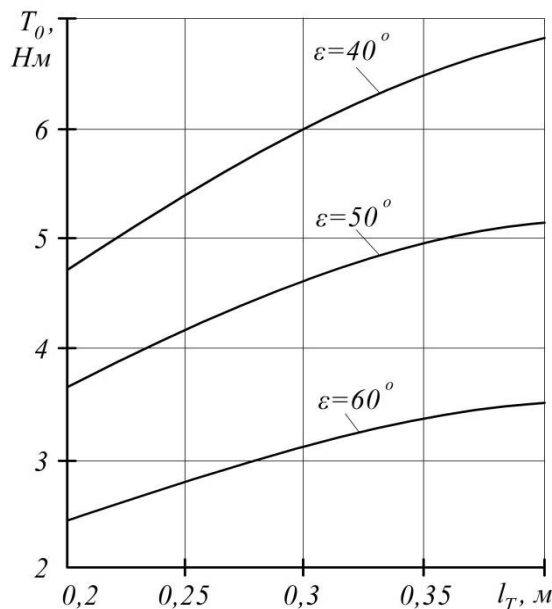


Рис. 3. Графічні залежності зміни крутного моменту T_o від величини l_T при різних значеннях кута ε

З проведеного аналізу виведених аналітичних та побудованих графічних залежностей можна констатувати, що домінуючий вплив на величину обертового моменту T_o має жорсткість пружини розтягу. Інші параметри мають значно менший вплив на величину T_o .

Збільшення довжини l_e кріплення пружини відносно точки A провертання важеля від 0,2 до 0,4 м призводить до зростання величини T_o у 1,4...1,42 рази при різних значеннях кута ε .

Зменшення абсолютного значення кута ϵ від 60^0 до 40^0 призводить до зростання величини T_o у 1,94...1,97 рази при збільшенні величини l_e від 0,2 до 0,4 м.

Проведені експериментальні дослідження з визначення величини прогину канатів під навантаженням у різних зонах. Сила натягу тросів змінювалась натяжним механізмом та фіксувалась електронним динамометром марки ДЕ 0,5-0,5, схема будови та загальний вигляд якого наведено в статті [10].

За результатами досліджень встановлено, що максимальний прогин тросів відбувається в їх середній частині між точками кріплення, далі в зоні завантаження штучними вантажами і найменший - в зоні їх вивантаження.

Встановлено, що при одному і тому ж вертикальному навантаженні величина прогину тросів в середній частині є більшою у 1,05...1,2 рази ніж у зоні завантаження вантажів та у 1,5...1,64 рази більшою ніж в зоні їх вивантаження.

Висновки. На основі запропонованих технічних рішень виготовлено канатний механізм для завантаження малих складських приміщень штучними вантажами. Проведено теоретичні дослідження з визначення взаємозв'язку між його конструктивними та силовими параметрами, а також поставлені експерименти з визначення величини прогину канатів у різних зонах в залежності від сили їх натягу та значення прикладеного навантаження.

З проведених досліджень встановлено, що домінуючий вплив на величину обертового моменту T_o має жорсткість пружини розтягу. Збільшення довжини кріплення пружини відносно точки провертання важеля від 0,2 до 0,4 м призводить до зростання величини T_o у 1,4...1,42 рази при різних значеннях кута ϵ . Зменшення абсолютного значення кута ϵ від 60^0 до 40^0 призводить до зростання величини T_o у 1,94...1,97 рази при збільшенні величини l_e від 0,2 до 0,4 м.

Проведені експериментальні дослідження з визначення величини прогину канатів під навантаженням у різних зонах.

Встановлено, що максимальний прогин тросів відбувається в їх середній частині між точками кріплення, далі в зоні завантаження штучними вантажами і найменший - в зоні їх вивантаження. При одному і тому ж вертикальному навантаженні величина прогину тросів в середній частині є більшою у 1,05...1,2 рази ніж у зоні завантаження вантажів та у 1,5...1,64 рази більшою ніж в зоні їх вивантаження.

Література

1. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І.- Тернопіль: Астон, 2012. – 204 с.
2. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій та ін. – Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. – 180 с.
3. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. – К.: Вища школа. – 1988. – 426 с.
4. Ляшук О.Л. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання / О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2019. – 167 с.
5. Rogatynskiy R., Nevko R.; Nykerui Y.; Dmytriv O.; Rozum R. (2019). The dynamic simulation model of apples contact interaction. Bulletin of the Karaganda university. Vol. 96, No. 4, pp. 99-108. [in Kazakhstan].
6. Ляшук О.Л. Коливання канатів гнучких конвеєрів для транспортування насипних вантажів / О.Л. Ляшук // Збірник науково-технічних праць. Національний лісотехнічний університет України. Випуск 20.9 «Науковий вісник НЛТУ України». – Львів, 2010. – С. 84 – 88.
7. Ляшук О.Л. Теоретичне дослідження підвісних механізмів піднімально-транспортних лебідок / О.Л. Ляшук, О.А. Колесник, С.Л. Мельничук // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2016. – Вип. 53. – С. 97 – 102.
8. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок / М.П. Мартинців. – Київ: Ясмина, 1996. – 175 с.
9. Мельничук С.Л. Установка для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів / С.Л. Мельничук, В.М. Клендій // Збірник наукових статей

«Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету. Вип. 34. Луцьк, 2015. – С. 59 – 66.

10. Гевко Р.Б. Експериментальна установка та методика проведення досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень яблуками у тарі / Р.Б. Гевко, Ю.С. Никеруй // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2019. – Вип. 67. – С. 29 – 33.

11. Гевко Р.Б. Результати експериментальних досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень овочами і фруктами у тарі / Р.Б. Гевко, Ю.С. Никеруй, Т.А. Довбуш // Сільськогосподарські машини. Вип. 45. Луцький НТУ, Луцьк, 2020. – С 45 – 56.

12. Гевко Р.Б. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера / Р.Б. Гевко, Ю.Б. Гладь, М.І. Шинкарик, О.М. Клендій // Вісник інженерної академії України. – К., 2014. – № 2. – С. 163 – 168.

13. Рогатинський Р.М. Канатний механізм завантаження складського приміщення. Патент України на корисну модель №125377 МПК В 65 G 7/08, 25/00 / Р.М. Рогатинський, Ю.С. Никеруй, Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко. Заявка № u201711503. Заявл. 24.11.2017. Опубл. 10.05.2018. Бюл.№ 9.

14. Никеруй Ю.С. Канатний механізм для завантаження складського приміщення. Патент України на корисну модель №130576 МПК В 65 G 7/00 / Ю.С. Никеруй, Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко, Б.В. Погріщук, Н.В. Добіжа. Заявка № u201807507. Заявл. 04.07.2018. Опубл. 10.12.2018. Бюл.№ 23.

15. Гевко Р.Б. Канатний механізм завантаження секційного складського приміщення. Патент України на корисну модель №133964 МПК В 65 G 7/08, 25/00 / Р.Б. Гевко, Ю.С. Никеруй, І.Г. Ткаченко, О.Л. Ляшук, Б.В. Погріщук. Заявка № u201811869. Заявл. 30.11.2018. Опубл. 25.04.2019. Бюл.№ 8.

Рецензент

Лещук Р. Я., к.т.н., доцент кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.