

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах
рукопису

НИКЕРУЙ ЮРІЙ СТЕПАНОВИЧ

УДК 621.86: 625.575

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНОЇ СИСТЕМИ
МАЛИХ СКЛАДСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПРОДУКТІВ У ТАРІ**

133 – Галузеве машинобудування

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
(доктора філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____Ю. С. Никеруй

Науковий керівник - Гевко Роман Богданович, доктор технічних наук,
професор, заслужений винахідник України

Тернопіль – 2021

АНОТАЦІЯ

Никеруй Ю.С. Обґрунтування параметрів канатної системи малих складських приміщень для переміщення сільськогосподарських продуктів у тарі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» (13 – Механічна інженерія). – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2021.

Дисертаційна робота присвячена підвищенню експлуатаційних показників канатних систем для завантаження малих складських приміщень сільськогосподарськими продуктами у тарі шляхом розроблення нових конструкцій механізмів та їх окремих елементів з обґрунтуванням раціональних параметрів.

Розроблена канатна система дозволяє адаптувати її для завантаження продуктами у тарі малих складських приміщень, які змінили своє функціональне призначення і можуть забезпечити зберігання сільськогосподарської продукції, яка вирощується фермерськими підприємствами. При цьому, для уникнення надкритичних навантажень на бокові стіни приміщень, а також суттєвого зниження повздовжніх коливань рамної конструкції з вантажами, яка переміщається за допомогою роликів по похило встановлених канатах, запропоновано застосовувати паралельно розташовані їх пари із забезпеченням однакового зусилля натягу та відповідно величини прогину канатів.

Канатна система забезпечує плавне переміщення вантажів від зони їх завантаження до зони вивантаження, а сам процес гальмування рамної конструкції за допомогою підпружинених важелів і підтискних роликів, які взаємодіють з нижньою поверхнею канатів, також відбувається без різких динамічних навантажень.

Це дозволяє суттєво знизити пошкодження сільськогосподарської продукції (наприклад яблук, груш та ін.) при завантаженні на зберігання.

Проведені теоретичні дослідження та виведені аналітичні залежності дозволили встановити, що при радіусі підтискних роликів $R = 45$ мм та довжині важелів $l_e = 400$ мм рекомендованими є такі параметри: відстань від осі шарнірного кріплення важелів до осі обертання опорних роликів $l_{кр} = 450...525$ мм, а величина кута розташування боковин рамної конструкції $\gamma = 26^\circ...34^\circ$, що відповідає діапазону початкового значення кута розташування важеля до горизонту ε_n від 45° до 75° .

При цьому, для максимальних величин ε_T і $l_{кр}$, значення кута нахилу канатів до горизонту α зростає від $2,7^\circ$ до $8,5^\circ$, тобто у 3,15 разів.

Проведений аналіз виведених аналітичних залежностей для визначення параметрів взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами показав, що домінуючий вплив на величину обертового моменту T_o має жорсткість пружини.

Збільшення відстані l_n точки кріплення пружини відносно шарнірного повертання важеля від 200 до 400 мм призводить до зростання величини T_o у 1,4...1,42 рази при різних значеннях кута ε . Зменшення абсолютного значення кута ε від 60° до 40° спричиняє зростання величини T_o у 1,94...1,97 рази при збільшенні величини l_e від 200 до 400 мм.

Показано, що раціональний кут нахилу канатів до горизонту для коротких канатних трас із гравітаційним переміщенням вантажу становить $5^\circ - 15^\circ$ градусів.

Для коротких канатних трас через незначну вагу канатів, порівняно із вагою підвісної платформи з вантажем, складовою прогину від ваги канатів можна знехтувати, відповідно, з похибкою менше 1% вітки навантаження можна апроксимувати прямими лініями.

Показано, що зона гравітаційного розгону вантажу для коротких похилих трас при рекомендованих довжинах канатів перевищує зону гравітаційного гальмування і для рекомендованих параметрів займає більш ніж 60% траси.

Побудовано динамічну імітаційну модель контактної взаємодії яблук. Модель дозволила провести обчислюваний експеримент та встановити час t_k і біжучі сили P контактної взаємодії в залежності від фізико-механічних

характеристик та кінематики яблук в залежності від початкових умов.

Наведено залежності зміни в часі сили ударної контактної взаємодії для яблука діаметром 80 мм з модулем зсуву $\mu_1 = G_1 = 1,1$ МПа, коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,18$ із жорсткою сталлюю поверхнею ($G_2 = 8,1 \cdot 10^{10}$ Па, $\nu = 0,28$) для випадків, коли початкова швидкість яблука в момент контакту змінювалась від $v_0 = 0,2$ м/с до $v_0 = 1,4$ м/с. При цьому сила взаємодії зростала від $P_{0,2} = 11,5$ Н при часі взаємодії $t_{0,2} = 0,0088$ с, до $97,0$ Н при $t_{1,4} = 0,0055$ с.

Силу удару можна суттєво зменшити лише тоді, коли площадка виготовлена з матеріалу, для якого модуль зсуву є менший або рівний модулю зсуву яблук.

Для суттєвого зменшення сили контактної взаємодії P та збільшення часу контакту t (понад 0,01 с) необхідно, щоб модуль пружності площадки був значно меншим ніж модуль пружності яблук. Критичними значеннями сили P , при якій не порушується структура м'якоті яблука для твердих сортів, є $P_{\max} = 80$ Н, для м'яких: 35-40 Н.

Розроблена конструкція канатного механізму та його елементів, способи регулювання їх параметрів, методика проведення експериментальних досліджень на базі розробленої експериментальної установки для визначення зусиль повертання важелів з роликками та підтискання канатів в їх різних зонах із застосуванням динамометра електронного марки ДЕ 0,5-0,5, дозволили здійснити комплекс експериментальних досліджень.

Встановлено залежності величини прогину тросів Δ_n від величини вертикального навантаження, яке визначається з маси m_g мірних вантажів для трьох зон їх розташування. Максимальна величина Δ_n від дії m_g знаходиться в середній частині троса.

За результатами досліджень сили вертикального навантаження важеля мірними вантажами встановлено, що зміна кріплення пружин в отворах плоских пластин з відстанню між першим та сьомим центрами рівною 180 мм призводить до зростання біжучої деформації пружини у $\Delta L \approx 4,2$ рази при $F = 123,75$ Н. При $F > 125$ Н і мінімальній відстані $l_T = 750$ мм відбувається повертання важеля з роликком і даний механізм втрачає своє функціональне

призначення.

При проведенні багатофакторного експерименту з визначення часу T транспортування штучних вантажів факторне поле змінних параметрів мало діапазони: маса m штучних вантажів: $35 \leq m \leq 95$ (кг); кут нахилу α канатів до горизонту: $10 \leq \alpha \leq 15$ (град.); зусилля натягу N канатів $2400 \leq N \leq 5000$ (Н).

При дослідженні впливу двох змінних параметрів на значення часу T транспортування сільськогосподарських продуктів у тарі третьому надавали фіксоване середнє значення з відповідними величини: $m = 65$ (кг); $\alpha = 15$ (град.); $N = 5000$ (Н).

Встановлено, що домінуючий вплив на мінімальний час T має кут α , далі маса m та зусилля натягу N канатів. Варто зауважити, що діапазон розбіжності значень величин T при зміні вищезазначених факторів є незначним і близьким до 5,7% для (m / α) та 6,6 % для (N / α) .

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що на основі виведених аналітичних залежностей вперше обґрунтовано раціональні конструктивні параметри рамної конструкції під тару з продуктами та кутові положення підпружинених важелів з роликками, які взаємодіють з нижньою поверхнею направляючих канатів для правої та лівої сторони рухомих елементів рамної конструкції відносно центральної вертикальної осі, а також кута розташування направляючих канатів до горизонту.

Встановлено силові параметри при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами при переміщенні роликової рамної конструкції з вантажами у тарі.

Вперше для коротких канатних систем розроблена модель гравітаційного переміщення підвішеного вантажу із визначенням поточних прогинів навантажених канатів, їх натягу, кінематичних та енергосилових параметрів технологічного процесу.

Розроблено математичну модель ударної взаємодії яблук між собою та з робочими поверхнями тари при їх збиранні та транспортуванні. В моделі з використанням теорії Герца визначені напруження та інші біжучі параметри ударної взаємодії тіл. Особливістю моделі є встановлення змін вказаних

параметрів в часі, що дозволяє моделювати процес в режимі обчислюваного експерименту. Наведено залежності зміни контактних сил у часі, а також приклади зміни кінематики яблук при початкових кутових та тангенціальних швидкостях.

Вперше встановлені закономірності впливу конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів розробленої канатної системи на якість виконання технологічного процесу.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробленні нових компоновальних схем та конструкції канатної системи для завантаження сільськогосподарських продуктів у малі складські приміщення та встановлено їх раціональні конструктивно-технологічні параметри.

Розроблено та виготовлено експериментальну конструкцію канатного механізму та рамної підвіски з центральними та підтискними роликами, які закріплені на підпружинених важелях, і для завантаження продуктами у тарі складського приміщення основними парами паралельно розташованих канатів з регулюванням їх кута нахилу та зусилля натягу.

Запропоновані методики проведення експериментальних досліджень з визначення впливу регульованих параметрів механізму та його елементів з використанням стандартного та розробленого обладнання.

Побудовані рівняння регресії, поверхні відгуку та двомірні перерізи часу переміщення штучних вантажів у складському приміщенні від кутів розташування канатів до горизонту, маси вантажів та зусилля натягу канатів.

Технічна новизна виконаних розробок захищена 4-ма деклараційними патентами України на корисні моделі.

Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації, а також експериментальний канатний механізм для переміщення сільськогосподарських продуктів у тарі в малому складському приміщенні впроваджено у ТОВ «Колос-2» (м. Тербовля, Тернопільської області).

Окремі результати роботи впроваджено в навчальний процес підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» для викладання дисципліни «Механізація

зберігання сільськогосподарської продукції» та підготовки фахівців освітньо-наукового рівня доктор філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» для викладання дисципліни «Основи взаємодії робочих органів з робочим середовищем» в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Ключові слова: параметри канатної системи, направляючі канати, прогин канатів, рамна конструкція, пари роликів, підтискний важіль, ударна взаємодія яблук, тара, час транспортування продукції, сила натягу канатів, маса вантажів, кут нахилу канатів до горизонту, експериментальна установка канатного механізму.

ABSTRACT

Nykerui Y.S. Substantiation of rope system parameters of small warehouses for agricultural products transportation in containers. – Qualification scientific paper as a manuscript copyright.

Doctor of Philosophy thesis on specialism 133 «Industrial Engineering» (13 – Mechanical Engineering). – Ternopil I. Puluj national technical university, Ternopil, 2021.

The thesis under discussion is devoted to the increase of rope system performance for small warehouses loading with agricultural products in containers by means of the development of new design of mechanisms and their separate parts including the substantiation of the most efficient parameters.

The developed rope system makes possible its adaptation for loading by products in containers in small warehouses which have changed their functional use and can provide the storage of agricultural products grown by farmers. In this case the pairs of rollers have been suggested to use in a parallel way and provide the same stressing force and respectively the same value of ropes deflection to avoid excessive loads on the warehouse side walls and also to provide the essential decrease of the weighted framework longitudinal oscillations while it is moving on the ropes with the help of rollers.

The rope system under consideration guarantees the smooth transportation of products from their loading area to the unloading area, and the whole process of the framework braking by means of spring-loaded levers and clamping rollers which interact with the ropes lower surface is taking place without sharp dynamic oscillations.

The system under discussion makes possible the considerable decrease of the agricultural products damage (for example apples, pears etc.) under loading and storing conditions.

The conducted theoretical investigation and obtained analytical dependencies have proved that the following parameters can be recommended when the radius is $R = 45$ mm and the lever length $l_{lev} = 400$ mm: distance from the levers hinging axis to the supporting rollers axis of rotation $l_{fa} = 450...525$ mm and the value of

framework sidepieces location angle $\gamma = 26^\circ \dots 34^\circ$ which corresponds to the range of initial value of the lever location angle in relation to horizon ε_n from 45° to 75° .

In this case, for maximum values ε_T and l_{fa} the rope canting angle value α is getting higher from $2,7^\circ$ to $8,5^\circ$, i.e. 3,15 times higher.

The conducted analysis of the obtained analytical dependencies to determine the parameters of tension levers rollers interaction with guide ropes has shown that the spring tension has made the most important impact on the torque value T_o .

The increase of distance l_{lev} of the spring fixing point relative to the lever hinging from 200 to 400 mm has resulted in 1,4...1,42 times increase of value T_o at different values of angle ε . The decrease of the angle absolute value from 60° to 40° has resulted in the 1,94...1,97 times increase of value T_o at increased value l_{lev} from 200 to 400 mm.

It is proved that the rational ropes canting angle for short rope routes with gravity movement of cargo equals to $5^\circ - 15^\circ$.

For short rope routes due to the small weight of ropes in comparison with the hanging loaded platform weight the curve constituent caused by rope weight can be neglected, respectively with the deviation less than 1% the loaded branches can be approximated by straight lines.

It is shown that the area of cargo gravity acceleration for short sloping routes under recommended rope length conditions has exceeded the gravity braking area and it covers more than 60% of the whole route for the recommended parameters.

The constructed dynamic simulation model of apples contact interaction has made possible to make a calculation experiment and determine the time t_k and travelling forces P of the contact interaction depending on the physical-mechanical characteristics and apples kinematics relative to the initial conditions.

The temporal variations dependencies of impact contact interaction force for an apple of 80 mm diameter with the shear modulus $\mu_1 = G_1 = 1,1 \text{ MPa}$, the Poisson ratio $\nu = 0,18$ with rigid steel surface ($G_2 = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$, $\nu = 0,28$) have been presented for the cases when the apple initial velocity at the contact moment varied from $v_0 = 0,2 \text{ m/s}$ to $v_0 = 1,4 \text{ m/s}$. In this case the interaction force has increased from $P_{0,2} = 11,5 \text{ H}$ at interaction time $t_{0,2} = 0,0088 \text{ s}$ to $97,0 \text{ H}$ at $t_{1,4} = 0,0055 \text{ s}$.

Impact force can be considerably smaller only in case when the platform is made of the material for which the shear modulus is less or the same as the shear modulus of apples.

For the considerable decrease of contact interaction force P and increase the contact time t (more than 0,01s) it's necessary that the platform modulus of elasticity will be by one-two order lower than the apples modulus of elasticity. The critical values of force P when the apple flesh structure isn't damaged for hard varieties are the following $P_{\max} = 80 H$, for the soft ones - 35-40 H .

The rope mechanism and its members developed design, the ways of their parameters adjustment, the technique of experimental research conducting based on the developed experimental unit to determine the turning efforts of levers with rollers and ropes pressing in different areas using the electronic force meter DE 0,5-0,5 made possible the conducting of a complex of experimental study.

The dependencies of ropes curve value Δ_n on the vertical load value found from the mass of the measured cargo m_g for three areas of their location have been obtained. The maximum value Δ_n of the action m_g has been found in the middle part of the rope.

According to the results of the study of the lever vertical loading force with precut cargo it has been found that the spring attachment change in the holes of flat plates with the distance between the first and the seventh centers equals to 180 mm resulted in the $\Delta L \approx 4,2$ times increase of the current spring deflection at $F = 123,75 H$. At $F > 125 H$ and minimal distance $l_T = 750$ mm the lever with the roller turning has occurred and the mechanism under discussion has lost its functional purpose.

The factor field of the variable parameters during the multifactor experiment conducting aimed at determining time T in single-piece cargo transportation was within the following range: mass m of single-piece cargo: $35 \leq m \leq 95$ (kg); ropes angle of inclination relative to the horizon α : $10 \leq \alpha \leq 15$ (deg.); tension effort N of the ropes $2400 \leq N \leq 5000$ (H).

While studying the influence of two variable parameters on time T value during the agricultural products transportation in containers the third one was given a

fixed average value with the following values: $m = 65$ (kg); $\alpha = 15$ (deg.); $N = 5000$ (H).

Angle α , mass m , and tension force N of the ropes respectively have been found to make the greatest impact on minimal time T . It should be mentioned that the range of values T varieties under above-mentioned factors change can be neglected and it is close to 5,7% for (m / α) and 6,6 % for (N / α) .

The scientific novelty of the obtained results is that the most efficient design parameters of a framework as a container with products and angular positions of spring-loaded levers with rollers interacting with the low surface of the guide ropes for right and left sides of the framework moving members relative to the central vertical axis and also to the guide ropes angle of location relative to the horizon have been substantiated for the first time on the basis of the obtained analytical dependencies.

The force parameters at tension levers rollers interaction with the guide ropes have been determined at the moment of sharp braking of the roller framework with the cargo in containers.

A model of suspended cargo gravity transportation has been developed for the first time for short rope systems to determine the current curves of the loaded ropes, their tension, kinematic and power-force parameters of the technological process under discussion.

The mathematical model of apples impact interaction among themselves and with containers working surfaces under their harvesting and transportation conditions has been developed. The stresses and other traveling parameters of impact interaction of bodies have been determined in the model under study using the theory of Hertz. The specific feature of the model is the determination of the specified temporal variations enabling the process simulation in the mode of a calculation experiment. The dependencies of contact forces temporal variations and also the examples of apples kinematic variation at initial angular and tangential velocities have been given.

The influence pattern of design, kinematic and dynamic parameters of the developed rope system under discussion on the manufacturing process quality has been determined for the first time.

The practical value of the obtained results has involved both the development

of new lay-out schemes and a rope system design for agricultural products loading in small warehouses and the determination of their most efficient design-technological parameters.

An experimental design of a rope mechanism and a frame suspension with the central and pressing rollers fixed on the spring loaded levers has been developed and manufactured for the warehouse loading with the products in containers when the main pairs of the ropes are located in a parallel way and their sloping angle and tension efforts can be adjusted.

The techniques of experimental study conducting to determine the influence of the mechanism under discussion and its components adjusted parameters using the standard and developed equipment have been proposed.

The regression equations, response surfaces and two-dimensional cross-sections of packaged cargo transportation time in warehouses dependence on rope canting angle, cargo weight and rope tensile force have been constructed.

The technical innovation of the developed design has been defended by the 4 declaration utility model patents of Ukraine.

The obtained scientific and practical results, techniques and recommendations, and also the experimental rope mechanism for agricultural products transportation in containers in a small warehouse have been implemented in LLC «Kolos-2» (Terebovlya town, Ternopil region).

Some results of the paper under discussion have been introduced in the educational process of Bachelor educational-qualification level specialists training in specialty 133 «Industrial Engineering» to teach the subject «Mechanization of storage of agricultural products» and training of specialists of educational and scientific level, Doctor of Philosophy, specialty 133 «Industrial Engineering» for teaching the subject «Fundamentals of interaction of working bodies with the working environment» in the Ternopil I. Puluž national technical university.

Key words: rope system parameters, guide ropes, rope curve, framed structure, pairs of rollers, clamping lever, apples impact interaction, container, time of products transportation, funicular force, cargo weight, rope canting angle, experimental unit of rope mechanism.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в наукових фахових виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз даних

1. Rogatynskiy R., Nevko R., Nykerui Y., Dmytriv O., Rozum R. The dynamic simulation model of apples contact interaction. Bulletin of the Karaganda university, 2019. Vol. 96, No. 4, P. 99–108. *(Автором проведений обчислюваний експеримент та встановлений час t_k і біжучі сили P контактної взаємодії яблук. Індексується в міжнародній наукометричній базі Web of Science).*

Публікації в наукових фахових виданнях України

2. Nevko R., Nykerui Yu., Dovbush T., Oleksyuk V. Substantiation of constructive parameters of a frame structure elements of the rope mechanism transport system for storing piece loadings into small warehouses. Scientific Journal of TNTU (Tern.), 2020. vol. 100, no 4, P. 62-74. *(Автором визначено раціональні межі кутів нахилу канатів до горизонту).*

3. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С. Експериментальна установка та методика проведення досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень яблуками у тарі. Міжвузівський збірник “Наукові нотатки”. Вип. 67. Луцьк: ЛНТУ, 2019. С. 29-33. *(Автором розроблено схему експериментальної установки та методика визначення вилових параметрів взаємодії важелів з роликками та направляючими канатами).*

4. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С., Довбуш Т. А. Результати експериментальних досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень овочами і фруктами у тарі. Сільськогосподарські машини. Вип. 45. Луцьк: ЛНТУ, 2020. С. 45–56. *(Автором проведені експериментальні дослідження та здійснено обробку їх результатів).*

5. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С. Обґрунтування силових параметрів при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами механізму для завантаження штучними вантажами складських приміщень. Міжвузівський збірник “Наукові нотатки”. Вип. 70. Луцьк: ЛНТУ, 2020. С. 27–34. *(Автором*

здійснено обґрунтування силових параметрів взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами механізму переміщення вантажів у тарі).

Матеріали і тези конференцій

6. Никеруй Ю. С. Спосіб ефективного завантаження малих складських приміщень штучними вантажами. Інноваційні технології та інтенсифікація розвитку національного виробництва: матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції: 30 листопада 2017 р.: тези доп. Тернопіль, 2017. С. 281-283.

7. Рогатинська О. Р., Пелешок Т. М., Никеруй Ю. С., Губенюк М. В. Модель пошарового руху при транспортуванні насипного вантажу гвинтовим конвеєром. Збірник тез доповідей VII-ої міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 28–29 листопада 2018 року. Т.: ТНТУ, 2018. Том 1. С. 153–154. *(Автором обґрунтовано параметри пошарового руху вантажів у міжгвинтовому просторі конвеєра).*

8. Рогатинський Р., Дмитрів О, Дмитрів Д., Никеруй Ю. Позичювання складних рухомих об'єктів. Матеріали IV-ої міжнародної науково-технічної конференції „Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки, приладобудування і комп'ютерних технологій“ присвяченій 80-ти річчю з дня народження професора Я. І. Проця. Тернопіль. 2019. С. 226–228. *(Автором обґрунтовано характер позиціювання рухомих об'єктів між собою).*

9. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С. Канатні механізми для завантаження складських приміщень штучними вантажами. Матеріали V-ої міжнародної науково-практичної конференції ”Сучасні технології промислового комплексу”. Вип. 5. Херсон: ХНТУ, 2019. С. 35–37. *(Автором розроблено схеми завантаження штучних вантажів у тарі в складське приміщення).*

10. Гевко Р.Б., Никеруй Ю.С., Довбуш Т.А. Двоканатний механізм для завантаження яблук у тарі в малі складські приміщення / Матеріали VI-ої міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу - 2020», ХНТУ, Херсон, 2020 р., вип.6. – С. 94–97.

(Автором розроблена підвісна рамна конструкція з натяжними важелями для переміщення вантажів).

11. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С., Олексюк В. П. Транспортно-технологічна система завантаження яблук у тарі в складські приміщення. Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, (Тернопіль, 14-15 травня 2020 року). Т.: ТНТУ, 2020. С. 63–64. *(Автором наведено процес роботи виготовленої підвісної рамної конструкції з натяжними важелями під розташування вантажів).*

Патенти України на корисні моделі

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

13. Никеруй Ю. С., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Погріщук Б. В., Добіжа Н. В. Канатний пристрій для завантаження складського приміщення. Патент України на корисну модель №130576 МПК В 65 G 7/00. Заявка № u201807507. Заявл. 04.07.2018. Опубл. 10.12.2018. Бюл. № 23. *(Частка всіх авторів однакова).*

14. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С., Ткаченко І. Г., Ляшук О. Л., Погріщук Б. В. Канатний механізм завантаження секційного складського приміщення. Патент України на корисну модель №133964 МПК В 65 G 7/08. Заявка № u201811869. Заявл. 30.11.2018. Опубл. 25.04.2019. Бюл. № 8. *(Частка всіх авторів однакова).*

15. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С., Пастернак І. П., Ткаченко І. Г., Рогатинський Р. М., Ляшук О. Л., Довбуш Т. А. Канатна система завантаження складського приміщення. Патент України на корисну модель №143363 МПК В 65 G 7/00. Заявка № u202000819. Заявл. 10.02.2020. Опубл. 27.07.2020. Бюл. № 14. *(Частка всіх авторів однакова).*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ І. СТАН ПИТАННЯ.....	25
1.1. Характеристика, призначення і основні вимоги, які висуваються до роботи піднімально – транспортних машин.....	25
1.2 Реологічні властивості плодів.....	29
1.3. Аналіз конструкцій транспортних канатних систем.....	35
1.4. Аналіз відомих теоретичних і експериментальних досліджень канатних механізмів.....	46
1.5. Висновки та задачі досліджень.....	54
РОЗДІЛ ІІ. ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ КАНАТНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ СКЛАДСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ ШТУЧНИМИ ВАНТАЖАМИ У ТАРІ.....	56
2.1. Обґрунтування конструктивних параметрів контакту рамної конструкції з натяжними важелями та направляючими канатами.....	56
2.2. Обґрунтування силових параметрів при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами.....	72
2.3. Обґрунтування параметрів переміщення вантажу канатною трасою.....	79
2.4. Динамічна імітаційна модель контактної взаємодії яблук.....	103
2.5. Висновки до другого розділу.....	117
РОЗДІЛ ІІІ. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	121
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	121
3.2. Компонувальні та конструктивні схеми експериментальної конструкції канатного механізму та його елементів для завантаження складського приміщення тари з штучними вантажами.....	122
3.3. Методика проведення експериментальних досліджень визначення зусиль підтискання канатів важелями з роликами рамної конструкції	

	17
при різному їх розташуванні.....	130
3.4. Методика проведення досліджень на експериментальній установці канатного механізму.....	134
3.5. Методика проведення експериментальних досліджень з визначення часу транспортування штучних вантажів в складському приміщенні канатним механізмом за багатофакторним експериментом.....	138
3.6. Висновки до третього розділу.....	144

РОЗДІЛ IV РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КАНАТНОГО МЕХАНІЗМУ ТА ЙОГО ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....

147

4.1. Результати експериментальних досліджень з визначення жорсткості пружин розтягу та величини прогину канатів в різних зонах їх розташування в складському приміщенні.....	147
4.2. Результати експериментальних досліджень сили вертикального навантаження важелів мірними вантажами.....	150
4.3. Результати експериментальних досліджень з визначення залежності часу транспортування вантажів канатним механізмом у складському приміщенні від кутів розташування канатів до горизонту, зусилля їх натягу та маси вантажів у тарі за багатофакторним експериментом.....	154
4.4. Техніко-економічне обґрунтування використання канатних систем малих складських приміщень для переміщення сільськогосподарських вантажів у тарі.....	161
4.5. Висновки до четвертого розділу.....	167
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	169
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	173
ДОДАТКИ.....	190

ВСТУП

Актуальність теми. Технологічні процеси завантаження малих складських приміщень сільськогосподарськими продуктами у тарі потребують чіткого забезпечення норм, які до них висуваються. Особливо, коли це стосується овочів і фруктів, які повинні зберігатись до часу їх реалізації. Зібрані овочі та фрукти, як правило, вкладаються у тару, яка транспортується до зони зберігання в складському приміщенні.

Традиційні процеси завантаження складських приміщень штучними вантажами переважно здійснюються роликowymi, гвинтовими та стрічковими транспортно-завантажувальними механізмами. Їх модернізація дозволяє формувати транспортно-технологічні лінії для виконання вище зазначених операцій. При цьому траєкторія переміщення вантажів може змінюватися за допомогою окремих дискретно встановлених транспортерів, які є конструктивно складними та матеріаломісткими, а їх застосування економічно доцільне при переміщенні вантажів лише на значні відстані.

В умовах, які склалися на даний час, варто модернізувати вже існуючі будівлі під малі складські приміщення, використовуючи фундаменти і надбудову, та надавати їм іншого цільового призначення.

Застосування канатних транспортерів для переміщення різних сільськогосподарських продуктів у тарі при завантаженні таких приміщень дозволить підвищити техніко-економічні показники виконання даних технологічних процесів.

Тому створення нових компоновальних схем канатних систем з обґрунтуванням раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів канатних механізмів в цілому та їх окремих елементів для ефективного завантаження складських приміщень сільськогосподарськими продуктами у тарі, а також розроблення методик проектування та вибору раціональних параметрів відповідних робочих органів є **актуальним завданням** для фермерських господарств, які вирощують овочі та фрукти.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконана у відповідності до наукових напрямків досліджень Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та виконані в рамках держбюджетних тем «Моделювання, синтез та розробка енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів» (№ держ. реєстр. 0117U002246) та «Розробка транспортно-технологічних систем з пружними та еластичними гвинтовими робочими органами» (№ держ. реєстр. 0120U101916), а також госпдоговірної теми «Послуги з розроблення та обґрунтування параметрів транспортно-розвантажувальної системи для транспортування яблук у тарі у складські приміщення» (№ г/д 481-19 ТНТУ імені Івана Пулюя 2019-2020 рр.).

Мета і завдання досліджень. *Метою роботи* є підвищення експлуатаційних показників канатних систем для завантаження малих складських приміщень сільськогосподарськими продуктами у тарі шляхом розроблення конструкцій та вибору раціональних параметрів робочих органів канатних механізмів та їх окремих елементів.

Для досягнення мети поставлено і вирішено наступні *завдання*:

- проаналізувати відомі компоновальні та конструктивні схеми канатних транспортних систем і розробити нові конструкції двоканатних систем та їх рухомих роликів рамних конструкцій для завантаження вантажів у тарі;
- вивести аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних параметрів елементів рамної конструкції для забезпечення мінімального тиску роликів підтискних важелів на канати в процесі переміщення вантажів до зони їх вивантаження;
- обґрунтувати силові параметри при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами при переміщенні рамної конструкції з вантажами;
- для коротких канатних систем розробити модель гравітаційного переміщення підвішеного вантажу із визначенням поточних прогинів навантажених канатів, їх натягу, кінематичних та енергосилових параметрів технологічного процесу;
- розробити математичну модель ударної взаємодії яблук між собою та з

робочими поверхнями тари при їх збиранні та транспортуванні. З використанням теорії Герца визначити напруження та інші параметри ударної взаємодії продуктів і встановити залежності зміни контактних сил у часі та зміни їх кінематики при початкових кутових та тангенціальних швидкостях;

- розробити та виготовити експериментальну конструкцію канатного механізму та рамної конструкції з центральними та підтискними роликами для завантаження складського приміщення тарою з сільськогосподарською продукцією на основі пари паралельно розташованих канатів з регулюванням їх кута нахилу до горизонту за зусилля натягу;

- розробити методики проведення експериментальних досліджень з визначення впливу регульованих параметрів механізму та його елементів з використанням стандартного та розробленого обладнання;

- встановити закономірності сил підтискання канатів від конструктивних параметрів рамної конструкції та пружин стискання важелів, а також залежності величин прогину канатів, в різних зонах їх розташування, сил їх натягу та величини вертикального навантаження;

- побудувати рівняння регресії, поверхні відгуку та двомірні перерізи часу переміщення з штучних вантажів у складському приміщенні від кутів розташування канатів до горизонту, маси вантажів та зусилля натягу канатів.

Об'єкт дослідження – процес переміщення сільськогосподарських продуктів у тарі в малому складському приміщенні.

Предмет дослідження – встановлення впливу параметрів канатної системи для переміщення сільськогосподарських продуктів у тарі на їх експлуатаційні характеристики.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, вищої математики, класичної механіки, теорії Герца контактної взаємодії продуктів, вибору раціональних технічних рішень. Результати експериментальних досліджень отримано за допомогою спеціально розробленого оснащення з використанням сучасних засобів та методів вимірювань. При проведенні експериментальних досліджень використовували методи планування

багатофакторного експерименту. Статистичне опрацювання отриманих даних проведено з використанням прикладних програм для ПЕОМ.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі виведених аналітичних залежностей вперше обґрунтовано раціональні конструктивні параметри рамної підвіски та кутові положення підпружинених важелів з роликками, які взаємодіють з нижньою поверхнею направляючих канатів для рухомих елементів рамної конструкції відносно центральної вертикальної осі, а також кута розташування направляючих канатів до горизонту.

Встановлено силові параметри при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами при переміщенні роликової роликової рамної підвіски з вантажами у тарі.

Вперше для коротких канатних систем розроблена модель гравітаційного переміщення підвішеного вантажу із визначенням поточних прогинів навантажених канатів, їх натягу, кінематичних та енергосилових параметрів технологічного процесу.

Вперше розроблено математичну модель ударної взаємодії яблук між собою та з робочими поверхнями тари при їх збиранні та транспортуванні. В моделі з використанням теорії Герца визначені напруження та інші біжучі параметри ударної взаємодії тіл. Особливістю моделі є встановлення змін вказаних параметрів у часі, що дозволяє моделювати процес в режимі обчислюваного експерименту. Наведено залежності зміни контактних сил у часі, а також приклади зміни кінематики яблук при початкових кутових та тангенціальних швидкостях.

Вперше встановлені закономірності впливу конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів розробленої канатної системи на якість виконання технологічного процесу.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нові компоновальні схеми та конструкції канатної системи для завантаження сільськогосподарських продуктів в малі складські приміщення та встановлено їх раціональні конструктивно-технологічні параметри.

Розроблено та виготовлено експериментальну конструкцію канатного

механізму та рамної підвіски з центральними та підтискними роликами, які закріплені на підпружинених важелях, та для завантаження продуктами у тарі складського приміщення основними парами паралельно розташованих канатів з регулюванням їх кута нахилу до горизонту та зусилля натягу.

Запропоновані методики проведення експериментальних досліджень з визначення впливу регульованих параметрів механізму та його елементів з використанням стандартного та розробленого обладнання.

Побудовані рівняння регресії, поверхні відгуку та двомірні перерізи часу переміщення штучних вантажів у складському приміщенні від кутів розташування канатів до горизонту, маси вантажів та зусилля натягу канатів.

Технічна новизна виконаних розробок захищена 4-ма деклараційними патентами України на корисні моделі.

Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації, а також експериментальний канатний механізм для переміщення сільськогосподарських продуктів у тарі в малому складському приміщенні впроваджено у ТОВ «Колос-2» (м. Тербовля, Тернопільської області).

Окремі результати роботи впроваджено в навчальний процес підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» для викладання дисципліни «Механізація зберігання сільськогосподарської продукції» та підготовки фахівців освітньо-наукового рівня доктор філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» для викладання дисципліни «Основи взаємодії робочих органів з робочим середовищем» в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи автор отримав самостійно. У працях, опублікованих у співавторстві [1, 2, 5, 7, 8], автор теоретично обґрунтував основні конструктивні параметри канатної системи, її елементів і кутових положень, а також силові параметри при взаємодії роликів натяжних важелів з канатами в момент різкого гальмування рамної конструкції. З використанням теорії Герца визначені напруження та інші параметри ударної взаємодії яблук і встановлені залежності зміни контактних

сил у часі та тангенціальних швидкостях.

В публікаціях [3, 4, 6, 9-11] автором здійснено конструктивні виконання канатних механізмів та їх елементів, наведені методики та проведені експериментальні дослідження та здійснено обробку їх результатів.

За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 4 деклараційних патенти на корисні моделі [12-15], частка авторів в яких є однаковою.

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення та результати виконаних досліджень доповідались та обговорювались на міжнародних науково-практичних і науково-технічних конференціях: на IV міжнародній науково-практичній конференції “Інноваційні технології та інтенсифікація розвитку національного виробництва” (м. Тернопіль, 30 листопада 2017 р.); на VII міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 28-29 листопада 2018 року. (Тернопіль: ТНТУ, 2018 р.); на IV міжнародній науково-технічній конференції „Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки, приладобудування і комп’ютерних технологій“ присвяченій 80-ти річчю з дня народження професора Я.І. Проця (м. Тернопіль.- 2019 р.); на V-ій міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології промислового комплексу - 2019», (Херсон: ХНТУ, 2019 р.); на VI-ій міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології промислового комплексу - 2020», (Херсон: ХНТУ, 2020 р.); на міжнародній науково-технічній конференції до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя “Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій”: (ТНТУ: Тернопіль, 14-15 травня 2020 року). У повному обсязі дисертаційна робота доповідалась на розширеному засіданні кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2021 р.).

Публікації. Результати досліджень опубліковано в 15 наукових працях, з них 5 статей – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в виданні, що входить до міжнародної наукометричної бази Web of Science, 6 – у тезах наукових конференцій, 4 – деклараційні патенти України на корисні моделі.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 189 сторінках, вона містить 81 рисуноків, 11 таблиць, а також додатки. Список літератури включає 156 позицій. Загальний обсяг дисертації становить 214 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Характеристика, призначення і основні вимоги, які висуваються до роботи піднімально – транспортних машин

Для покращення розвитку виробничих процесів в Україні одним з суттєвих факторів є підвищенням ролі та широке впровадження піднімально-транспортних механізмів і машин у різних виробничих галузях.

Це потребує суттєвого підвищення техніко-економічних показників відповідних засобів механізації і автоматизації технологічних процесів, до яких в першу чергу відноситься підвищення вантажопідйомності механізмів та розширення їх функціональних і експлуатаційних показників.

Відомі конструкції піднімально-транспортних систем, які створені на основі канатних механізмів, мають обмежені функціональні можливості і не в повній мірі відповідають технологічним вимогам, які висуваються до умов роботи піднімально-транспортних машин [1, 5-8, 15, 18, 30, 37, 41, 74, 78-81, 86].

Канатні системи для виконання різних технологічних операцій доцільно використовувати: при підніманні, опусканні та і переміщенні вантажів; при натягуванні ліній для радіо- та електропередач; натягуванні тросів при вирощуванні хмелю, винограду та інших подібних рослин; для прокладання різних проводів, трубопроводів, в земляних та підводних траншеях, а також на узбережжях рік, озер і морів де встановлюють різного роду спортивні комплекси; в процесі виконання різних ремонтних та будівельних робіт де відсутня інфраструктура і будь-які шляхопроводи та інше.

Окрім цього, канатні системи доцільно використовувати на незначних ділянках (по довжині) де доступ інших транспортних систем є ускладнений або економічно не вигідний (наприклад при добуванні сапропелів, завантаженні продуктів сільськогосподарського виробництва у необладнані складські приміщення та інше).

У сучасних агропідприємствах канатні системи пов'язані з виробничими процесами та технологічним обладнанням, яке забезпечує безперебійну роботу малих та середніх підприємств. Такі канатні системи відносяться до комплексної механізації технологічних процесів виробництва, які пов'язані із завантаженням, транспортуванням та зберіганням агропродукції в малих складських приміщеннях. На даний час існує багато різних типів піднімально-транспортних машин, конструктивна особливість яких залежать від виду транспортованого вантажу, місцеположення та умов їх кріплення (у випадку застосування стаціонарних установок), а також ступеня їх конструктивної та технологічної складності.

Комплексною характеристикою піднімально-транспортних машин, а також різних типів канатних механізмів, що враховує як характер навантаження, так і їхню тривалість, є режим роботи. Даний показник є базою для розрахунку енергосилових параметрів, а також на міцність і опір втомленості різних елементів машин.

В залежності від режимів роботи різних типів механізмів визначають навантаження, потужність на привод, здійснюється розрахунок гальм, а також підбирають запаси міцності для канатів транспортної системи, механізмів для переміщення вантажів та ін.

Відомі типи компоновальних схем канатних систем мають обмежені функціональні та експлуатаційні можливості та не в повній мірі відповідають технологічним вимогам, особливо при завантаженні фруктами, для подальшого їх зберігання до реалізації, у малих складських приміщеннях, які переобладнані під дані цілі.

Таким чином, створення нових конструкцій канатних систем з високою навантажувальною здатністю для можливої їх адаптації для переміщення вантажів у тарі, з подальшим складуванням для зберігання в малих складських приміщеннях, без кардинального їх переобладнання з покращеними умовами експлуатації, а також розроблення методики проектування їх робочих, є актуальним завданням, яке може знайти застосування у малих та середніх агропідприємствах.

В загальному випадку піднімально-транспортні машини та механізми можна класифікувати: за характером переміщення вантажів; за їх призначенням; за способом їх встановлення (кріплення); за тяговим органом; за типом приводу; за передавальним механізмом; за кількістю робочих барабанів; за схемою роботи та за способом установки [45].

Так, *за характером переміщення вантажів*, машини та механізми поділяють на періодичної дії та безперервного транспортування.

За призначенням піднімально-транспортні машини поділяються на *загального призначення*, які використовуються у різних господарствах (наприклад крани, автонавантажувачі, стрічкові та шнекові транспортери), та *спеціального* призначення, які застосовуються лише на певних виробництвах (зернонавантажувачі, навантажувачі твердих органічних добрив, спеціальні транспортери та ін.) та *вбудовані* в інші складні машини. До вбудованих механізмів відносяться всі види комбінованих транспортерів (наприклад в зернозбиральних комбайнах: транспортери-жатки, шнеки для очищення та вивантаження зернового матеріалу та ін.).

За способом встановлення (кріплення) піднімально-транспортні машини поділяються на *стаціонарні*, які жорстко закріплені на фундаменті виробничого приміщення (наприклад кран-балка в ремонтній майстерні, установки для очищення тваринницьких ферм від гною та ін.); *пересувні* (протруювачі зерна, обмежено рухомі транспортери, які застосовуються на зерно перевалочних пунктах, пересувні крани, пневматичні установки та підйомники та ін.); *самохідні*, котрі призначені для піднімання та транспортування вантажів (автокрани, автонавантажувачі, зернонавантажувачі, буряконавантажувачі та ін.); *навісні*, які рухаються разом з транспортним засобом (підбирачі, навісні волокуші, гвинтові завантажувачі сівалок та причепів автомашин і тракторів у польових умовах, розподільні шнекові транспортери та ін.).

Вибір оптимальної технологічної та компоувальної схеми транспортування, а також системи машин, у першу чергу визначається областю їх застосування, задовільними умовами експлуатації, режимом їх функціонування та іншими специфічними особливостями виробництва.

При цьому, вибір способу та засобів транспортування залежить від основних факторів: реологічних властивостей вантажів; характеристик виробничих процесів, які пов'язані з транспортуванням вантажів (наприклад їх розвантаження, обслуговуванням потокової лінії, забезпеченням безперервності процесу та ін.); характером, напрямком і відстанню транспортування; способом укладання та подачі вантажів в місцях завантаження та вивантаження; заданої продуктивності; особливими місцевими умовами; зручністю обслуговування.

При цьому вирішальне рішення приймається на основі техніко-економічних показників системи та аналізу окремих машин, а також на основі встановленої вартості переміщення одиниці вантажу та початкових витрат на виготовлення та встановлення механізмів при дотриманні відповідних показників довговічності та надійності роботи вибраних машин і механізмів.

Стосовно лебідок, які виконують функції механізмів для піднімання та переміщення вантажів, то вони поділяються за такими ознаками [45; 67]: *за тяговим органом* (ланцюгові та канатні); *за типом приводу* (наприклад з ручним приводом або механічним від електричного двигуна або двигуна внутрішнього згоряння); *за типом передавального механізму* (наприклад зубчастими, черв'ячними, ланцюговими та фрикційними передачами).

За кількістю робочих барабанів лебідки поділяються на одно-, дво- і багатобарабанні; *за схемою роботи* на односторонньої дії та реверсивні; *за способом встановлення* на стаціонарні, переносні та пересувні.

Стосовно канатних систем, які застосовуються для завантаження сільськогосподарськими продуктами у тарі для тривалого зберігання їх у малих складських приміщеннях, які переобладнані для виконання даних функцій, то до них висуваються специфічні вимоги:

- мінімальні травмування продуктів у тарі при їх завантаженні, транспортуванні та розвантаженні;
- плавність (без ривків) переміщення тари з продуктами при мінімальному часі виконання технологічних операцій;
- допустимі навантаження на бокові стіни складських приміщень в зонах кріплення канатів, з можливістю регулювання кута їх нахилу до горизонту.

1.2 Реологічні властивості плодів

Як було зазначено в попередньому підрозділі, для ефективного (без надмірних пошкоджень поверхні плодів) завантаження тари з плодами у складське приміщення канатною системою необхідно враховувати реологічні властивості плодів. Їхні пошкодження можуть мати місце при виникненні надмірних контактних напружень (наприклад яблук) при взаємодії плодів між собою в різних шарах та з поверхею тари.

Встановленню реологічних властивостей плодів присвячено ряд праць вчених Степанової Е. Г., Причко В. А., Хайліса Г. А., Царенка О. М., Войтюка Д. Г., Четверакова А. Б., Хрисамової Л. У., Якупова С. М. та ін. [32, 87, 110, 114, 115, 116, 117, 119].

1. Яблуко.

До фізико-механічних властивостей плодів відносяться:

1.1. Розмірно-масові показники.

За формою плоди класифікують на: плоскі; округлі; подовжені і визначаються з співвідношення:

$$K = \frac{D}{H}, \quad (1.1)$$

де D – максимальний діаметр плоду; H – висота плоду. При цьому до плоских відносяться плоди, в яких $K > 1$; для округлих $K \approx 1$; для подовжених $K < 1$.

Різниця між max і min діаметром збільшується зі збільшенням розміру плоду (P). Зв'язок між середньою масою і його максимальним діаметром:

$$m = AD^n, \quad (1.2)$$

де A і P – коефіцієнти для кожного сорту.

Ренет Симиренко $A = 0,00026$ $P = 3,13$; Ренет шампанський $A = 0,00026$ $P = 3,07$; Антонівка $A = 0,00037$ $P = 3$.

Густина: Симиренко – $0,816$ г/см³; Антонівка – $0,792$ г/см³.

Насипна вага $617...650$ кг/м³.

Питома вага: яблук – $0,74...0,98$ г/см³; груш – $1,17...0,96$ г/см³; вишні –

0,78...1,43 г/см³.

1.2. Опір плодів статистичному стиску (плунжер розміром 8 мм).

Зусилля проколу шкірки плоду: на бічній стороні – 0,086 кг/мм²; при основі – 0,1 кг/мм²; при вершині – 0,094 кг/мм².

Ударні навантаження – маятниковим копром або скиданням: енергія 3,8·10⁻²...4,1·10⁻² Дж.

Зв'язок між площею пошкодження і величиною кінетичної енергії удару:

$$T = (KS^2 + T_0) \cdot 10^{-2}, \quad (1.3)$$

де T – кінетична енергія удару, Дж; S – площа пошкодження на плоді, см²; T_0 – кінетична енергія, без слідів пошкодження.

Площа пошкодження на плоді визначається за залежністю:

$$S = \sqrt{\frac{T - 0,01T_0}{0,01 \cdot K}} = \sqrt{\frac{100T - T_0}{K}}, \quad (1.4)$$

де $K = 4,5...4,6$; $T_0 = 4,0...5,4$.

Допустима висота падіння на жорстку поверхню 3...3,5 см, при якій не залишається слідів пошкодження – Антонівка 7...9 см. На гуму – 20...40 см. На яблука – 5...7 см.

Коефіцієнт відновлення – k_0 при ударі в нерухому поверхню:

$$k_0 = \frac{V_{кінц.}}{V_0}, \quad (1.5)$$

де V_0 – швидкість на початок удару; $V_{кінц.}$ – швидкість в кінці удару.

K_0 – для яблука: дерев'яна поверхня – 0,20...0,27; яблуко – яблуко – 0,32; яблуко – шар стружки в 1 см – 0,27...0,34.

1.3. Опір циклічним навантаженням.

Після 10 тис. циклів дії вдаряючим тілом пружні властивості плодів втрачаються, глибина проникнення в м'якуш майже дорівнює ексцентриситету шатуна (А-1,2 мм, частота $\nu = 35$ Гц). Площа натиску в 1 см² досягається для сортів Антонівка при 2500 циклах.

1.4. Коефіцієнт тертя кочення f_k визначається в площині найбільшого поперечного діаметра:

$$f_k = R_n \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.6)$$

де R_n – радіус кочення плоду; α – кут нахилу площини, при якій починається кочення.

З допомогою лінійки Желіговського [119] визначається кут кочення і коефіцієнт тертя ковзання (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 - Значення коефіцієнтів ковзання та кутів кочення по різних матеріалах

Матеріал	Коефіцієнт ковзання	Кут кочення
По алюмінію	0,443...0,60	4°...7°
По сталі	0,38...1,00	5°...7°
По брезенту	0,38...0,51	6°
По дереву	0,36...0,51	7°
По яблуку	0,721...1,00	–

1.5. Міцність зв'язку з плодами при вологості 86...89%, діаметр плоду 52...69 мм, діаметр плодоніжки 1,1...2,7 мм; зусилля відриву від 8 до 36 Н (0,8...3,6 кг) – розмір крони – 5 м, схема посадки 5x5 м.

Для машинного збору висоту штамба краще робити не менше 1 м.

Обрізані дерева мають компакту кулясту форму, під механізований збір.

У дерев без обрізки ярусів немає, гілки згинаються під урожаєм, вимагають підпору, це ускладнює механізований збір плодів.

2. Слива.

Плоди сливи мають форму: у ренкловів – круглі (індекс довжини – 0,92...1,01); у венгерок – подовгасті (індекс – 1,05...1,28).

Вага окремих плодів – 7,6...43 г.; питома вага – 1,003-1,150 кг/м³; насипна вага – 670...719 кг/м³; діаметр плодоніжки – 1,1...1,6; довжина – 48...59 мм.

Міцність зв'язку – зусилля відриву, кг (Н): плоду від плодоніжки

2,2...1,14 кг (0,22...11,4 Н); плодоніжки від гілки 0,54...1,14 кг (5,4...11,4 Н).

Твердість проколу шкірки – 0,87...1,01 кг/мм² (0,087...0,101 Н/мм²).

Стиснення плодів по товщині – 2,24...4,42 кг – ренклоди; 5,08...11,0 кг – венгерки.

Під час навантаження більше 0,59 кг починає витікати сік у плодів без плодоніжки, а при 2,24 кг – з’являється тріщина.

Допустима висота вільного падіння – 0,20...0,40 м – на алюміній і фанеру; 0,7...0,8 см – на ґрунт; 1 м – по дереву.

3. Вишня і черешня.

Середня вага черешні в залежності від сорту – 2,02...7,65 г; вишні – 2,2...5,5 г (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 - Міцність зв’язку плоду з плодоніжкою

	Від плодоніжки	Плодоніжка – гілка
Черешня	70...206 г	1257...1408 г
Вишня	44...49 г	1280...1330 г

Твердість плодів, кг/мм² – 0,024...0,066 – черешня; 0,012...0,022 – вишня.

Висота дерев – 6 м – черешня; вишня – 6,4 м; розмір штамба – 0,15...0,18 м.

Діаметр крони – вздовж ряду 4,2...7,1 м, поперек – 5,2...6,8 м.

Вивчення реологічних властивостей свіжих яблук проводили для сорту Корей, а також впливу на зазначені властивості обробки яблук електро активованими водними розчинами і ферментативної обробки [110].

Дослідження на стиск зразків яблук в формі циліндра діаметром 15 мм і висотою 10 мм проводили на лабораторній установці для випробувань на стиск при постійній статичній напрузі 11,33 кПа. Зміни абсолютної деформації зразків реєстрували індикатором ІП-10МД. Експерименти проводили на свіжих яблуках і оброблених ферментом Новоферм 12L з розрахунку 40-50 мл на 1 т (спосіб 1), 0,1% -м розчином NaCl (спосіб 2), а також електро активованими водними розчинами ЕВР NaCl з концентрацією 0,1% – католітом і аналітом з

pH 8,5 і 3,5 і редокс-потенціалом Eh-0,50 і 1,02 В (способи 3 і 4) відповідно. Обробку зразків проводили протягом 60 с при температурі 40°C. В результаті серії експериментів отримано дані, які представлені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Фізико-механічні яблук, оброблених різними способами

Характеристики	Свіжі яблука	Яблука оброблені способом			
		1	2	3	4
Модуль пружності, Па	102940	566170	226468	1132300	1132300
Модуль еластичності, Па	226468	283085	283085	377446	666170
Модуль пластичності, Па	13480	1204	12443	11673	11673
Рівноважний модуль, Па	70771	188723	125815	283082	377442
Час релаксації, с	0,032	0,025	0,025	0,019	0,013
Ефективна в'язкість, Па с	7246	7077	7077	7171	7360
Пружність по Ребиндеру, %	16	6	9	4	3
Пластичність, %	84	94	91	97	97

Результати показують, що попередня обробка зразків яблук ЕВР сприяє поліпшенню деформуванню продукту – збільшення модуля еластичності та рівноважного модуля при одночасному зростанні ефективної в'язкості та пластичності. Електрохімічна обробка досліджуваного продукту збільшує його пластичність в порівнянні з обробкою не активованим сольовим розчином на 6% при одночасному зниженні пружності на 5%. Найбільшою ефективною в'язкістю володіють яблука, оброблені за способом 4.

Проведені дослідження в цілому підтвердили, що яблука відносяться до в'язко-пластичних тіл. Для оцінки напружено-деформованого стану яблук, попередньо оброблених різними способами, використовували метод модельного аналізу. На основі проведених досліджень запропонована реологічна модель яблук при стисненні [110]. При складанні моделі врахований тимчасовий ефект, оскільки в процесі деформування яблук проявляється в'язкісний опір клітин.

Автори статті [110] пропонують для дослідження механічних характеристик використовувати двовимірний експериментально-теоретичний метод, який розроблений в лабораторії нелінійної механіки оболонок ІММ КазНЦ РАН для дослідження властивостей тонкостінних мембран і плівок. Зокрема, авторами були проведені дослідження цим методом шкірки яблук.

Зразки випробовувалися на установці (схема на рис. 1.1).

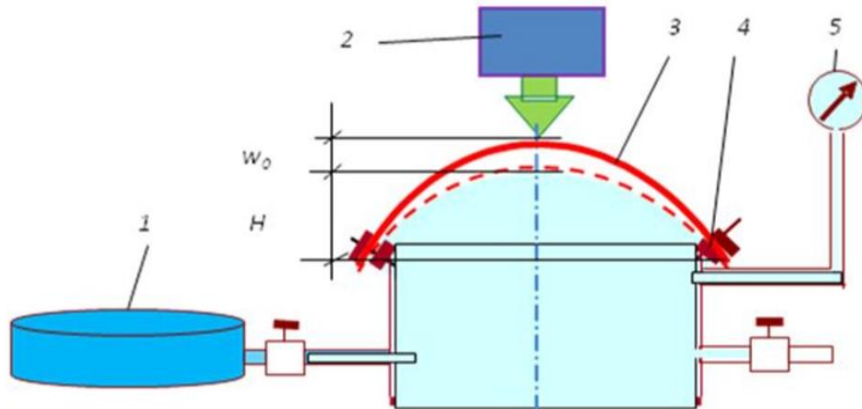


Рисунок 1.1 - Схема експериментальної установки

При випробуваннях шкірки яблука використовувалася тонка підкладка у вигляді харчової плівки. Були отримані результати для 7 зразків. Фрагменти зразка на установці і після випробування наведено на рис. 1.2. Середня товщина для всіх зразків склала 0,3 мм.



а)



в)

Рисунок 1.2 - Фрагменти шкірки яблука:
а - на установці; б - після випробування

За результатами випробувань були побудовані графіки залежності прогину зразка від тиску. Для одного з досліджених зразків приведена графічна залежність «тиск - прогин» $H = f(p)$, (рис. 1.3). Переміщення від прикладеного навантаження визначали цифровим індикатором ІЦ50 з точністю 0,001 мм (ГОСТ 57768), а тиск цифровим манометром ДМ-5001 з похибкою $\pm 1\%$ (ТУ 4212-039-00225590-2003). Виконано статистичну обробку отриманих результатів.

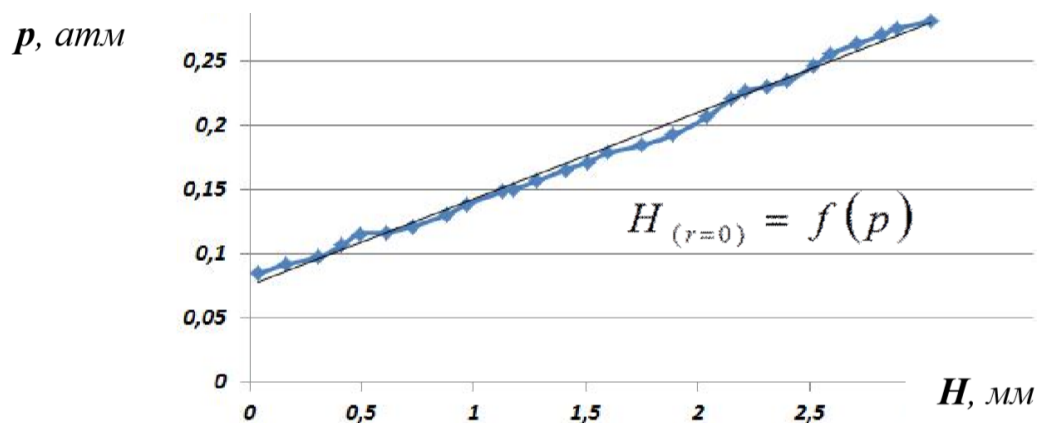


Рисунок 1.3 - Залежність для 5-го зразка шкірки яблука

Авторами [114] виконано огляд відомих експериментальних методів вивчення механічних властивостей біологічних структур яблук. Біологічні мембрани мають неплоску форму й практично відсутні роботи по дослідженню їх механічних характеристик, як оболонкової конструкції.

Запропоновано для дослідження механічних властивостей біологічних мембран використовувати експериментально-теоретичний метод дослідження. Виконано дослідження біологічних мембран (шкірка яблука) та побудований графік залежності прогину зразків шкірки яблук від тиску. Встановлено, що для розглянутих мембран спостерігається залежність, яка є близькою до лінійної.

1.3 Аналіз конструкцій транспотних канатних систем

До гнучких тягових або вантажних органів відносяться *канати та ланцюги*. Сталеві плетені дротяні канати є основним типом гнучких органів, які використовуються у піднімально-транспортних машинах і механізмах.

Вони характеризуються наступними перевагами в порівнянні з іншими типами канатів: мають високу міцність; незначну прямолінійну (погонну) масу; достатньо велику гнучкість у різних напрямках; можуть ефективно функціонувати при високих швидкостях переміщення вантажів; безшумні у роботі; мають велику довговічність і надійність в експлуатації; забезпечують зменшення динамічних навантажень на транспортні механізми та металоконструкцію внаслідок достатньо великої їх пружності.

На даний час застосовують різні конструкції сталевих канатів [32, 37, 73, 77, 86] (рис. 1.4), які підбирають в залежності від технологічних умов експлуатації. Переважно, виготовляють такі типи канатів з високоміцного сталевого пруткового матеріалу з діаметром $0,2...3$ мм ($\sigma_s = 1300...2600$ МПа).

У піднімально-транспортних машинах і механізмах застосовують канати з $\sigma_s = 1600...2000$ МПа, так як при більших значеннях σ_s підвищується жорсткість канатів, але при цьому знижується їх довговічність. Значна міцність забезпечується багаторазовим холодним волочінням, яке поєднане з процесами термічного та хімічного обробітку.

Довжини канатів виготовляються на спеціальному обладнанні та мають стандартні бухти з довжиною канатів: 250, 500, 1000, 1500 м.

Виготовляють сталі плетені канати трьох сортів: В (вищий), І і ІІ.

Класифікація канатів здійснюється за наступними ознаками:

- за типом сукання (плетіння): з *точковим контактом*, окремих прутків між шарами при різнобічному суканні (плетінні); з *лінійним контактом витків суміжних шарів* на всій довжині при однобічному суканні (плетінні); *точково-лінійним контактом прутків*, де два шари дроту плетені в один бік, а третій у протилежний;

- за напрямом сукання (плетіння): *правого* та *лівого*;

- за видом сукання: *хрестового*, де дроти в сталці сукані в один бік, а сталки в канат – в протилежний; *однобічного (паралельного)* – коли напрями сукання дротів у сталці і сталки в канат збігаються; *комбінованого*, коли дроти

в сталці сукані у взаємно-протилежних напрямках, а сталки в канат сукані праворуч або ліворуч.

На рис. 1.4 представлено наступні типи канатів [73]: *a* – шестисталкові ТК 6×19; *б* – шестисталкові ЛК 6×19; *в* – шестисталкові ЛК-0-6×19; *г* – восьмисталкові ЛК-Р 8×19; *д* – шестисталкові ТКЛ-РО 6×36 з металевим сердечником; *е* – тригранносталкові; *є* – овальносталкові; *ж* – плоскосталкові; *з* – з радіально обтиснутими сталками; *й* – двошарові 12×7×6×19; *і* – хрестового плетіння; *к* – однобічного плетіння; *л* – комбінованого плетіння.

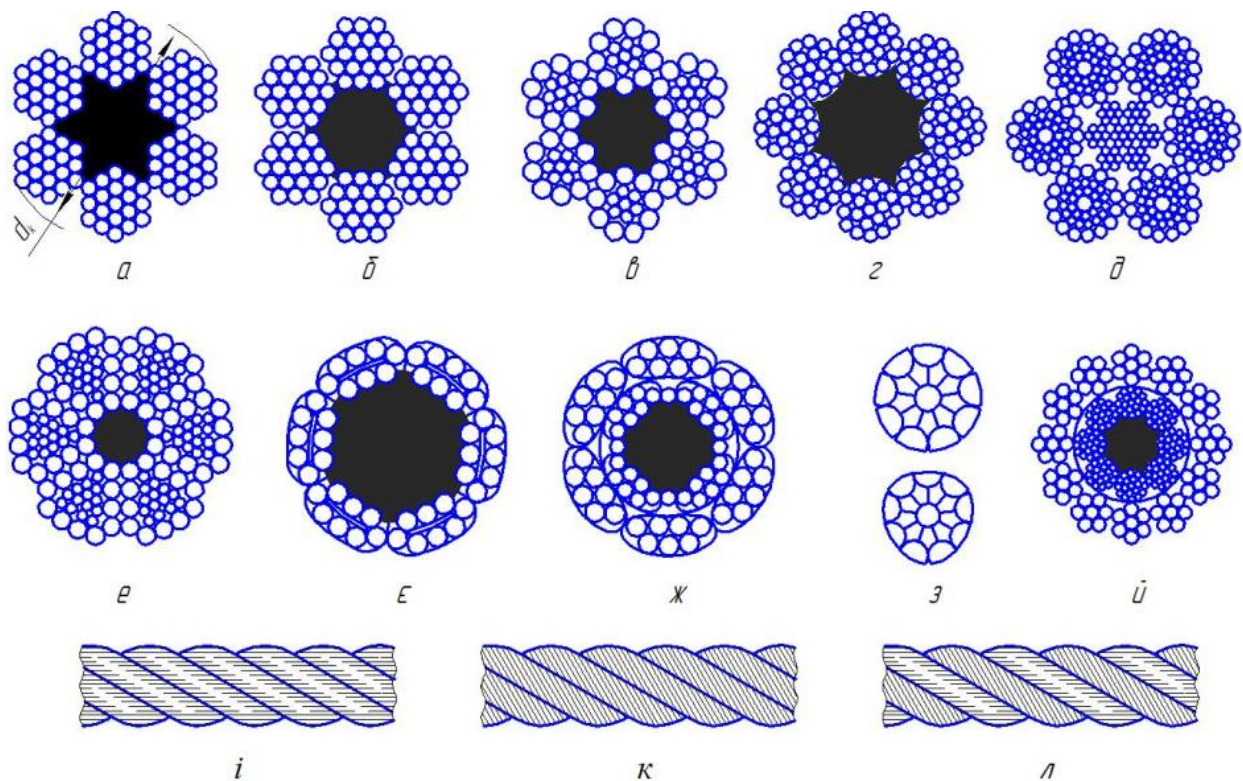


Рисунок 1.4 - Сталеві пруткові сукані (плетені) канати

Канати однобічного сукання мають меншу жорсткість і більший термін служби (до 50%) порівняно з канатами хрестового плетіння, але вони володіють важливим недоліком, який полягає в саморозкручуванні. Переважно такі канати використовують лише в підйомниках.

Дослідженнями доведемо, що на працездатність канатів в значній мірі впливають конструктивні особливості та якість осердя. Осердя в канаті надає йому гнучкості, а також утримує у ньому мастило. В основному в якості канатів

застосовуються органічні осердя (наприклад з рослинних волокон - коноплі), які надають канатам гнучкості та досить добре затримують мастило. Виконують осердя із синтетичних волокон (наприклад нейлон, капрон), а також використовують металоорганічні осердя.

В процесі плетення канатів прутки зазнають значної пружно-пластичної деформації, а під час роботи вони перебувають у пружно-деформованому стані. З метою зниження напруженого стану створено оригінальну конструкцію канатів з попередньою деформацією прутків у процесі плетіння.

Досить часто використовуються двошарові канати, які мають підвищену еластичність, в яких застосовують прутки малого діаметра з внутрішніми шарами (рис. 1.4 *й*).

До основних причин передчасного руйнування канатів відносяться: неправильний вибір їх конструкції та блоків; нерегулярне або неякісне мащення; абразивне спрацювання; перевантаження, яке виникає внаслідок динамічних зусиль. Перегини канатів, особливо зворотні, спричиняють знакозмінні напруження та сприяють втомленості матеріалу витих прутків. Для уникнення цього необхідно прагнути зменшити число блоків і уникати можливих зворотних перегинів.

Ступінь спрацювання каната визначається числом обірваних прутків на довжині одного кроку. Встановлено граничні норми обірваних витих прутків в залежності від конструкції каната (5...14%). Внутрішні пошкодження прутків при експлуатації металевих канатів виявляють дефектографом.

Основний розрахунок канатів здійснюється для визначення максимального натягу та розривного зусилля, за значеннями яких вибирають тип та розміри канатів з основними його параметрами.

Натяг однієї з віток каната поліспасти здійснюють при визначенні в процесі піднімання номінального вантажу:

$$F_{\max} = \frac{G}{m\eta_n}, \quad (1.7)$$

де m – число віток поліспасти; η_n – ККД поліспасти.

Розривна сила канату визначається:

$$F_{роз} = kF_{max}, \quad (1.8)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності каната, який вибирають в залежності від призначення машини чи механізму та відповідної групи режиму роботи ($k = 5...6$ для кранів, $k = 9$ для підйомників з людьми, $k = 15$ для пасажирських ліфтів при швидкості $V > 4$ м/с).

Оскільки дана дисертаційна робота присвячена канатній системі малих складських приміщень для переміщення сільськогосподарських продуктів у тарі, то розглянемо найбільш наближені схеми канатних систем та їх елементів для виконання подібних операцій.

Так, на рис. 1.5 представлена конструктивна схема канатної установки для видобування сапропелів (Патент України на корисну модель № 112544 U).

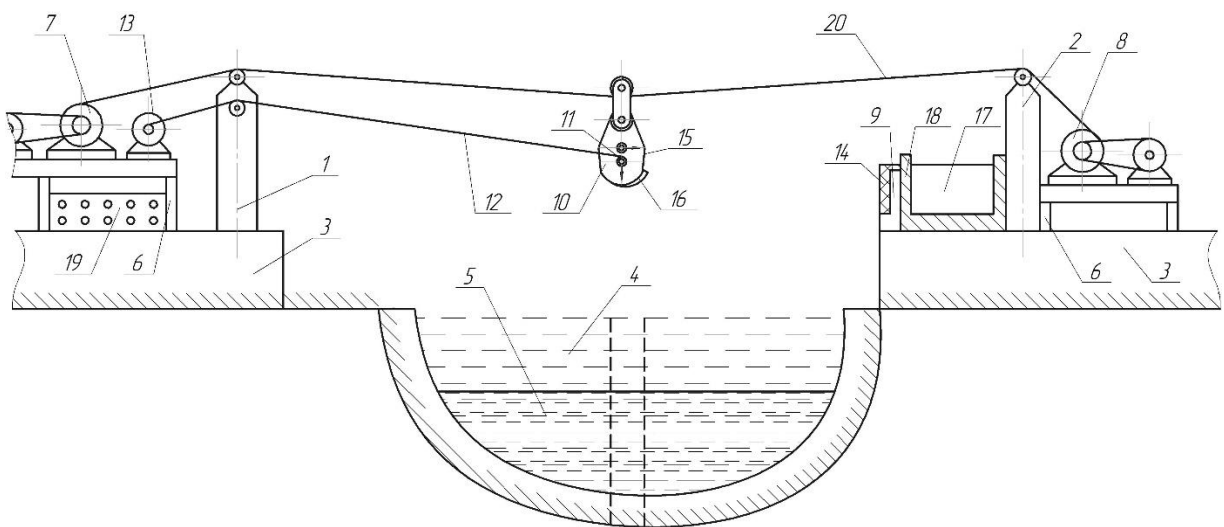


Рисунок 1.5 - Конструктивна схема канатної установки для видобування сапропелів

(Патент України на корисну модель № 112544 U)

Вона виконана у вигляді передньої лівої 1 і задньої правої 2, двох опор, які жорстко встановлені на нерухомих бетонних плитах 3. По середині у водоймі напівсферичної форми 4 добувається сапропель 5. На підставках 6 нерухомо встановлені піднімально-транспортні лебідки: ліва 7 - заднього ходу; права 8 - розвантажувальна. В зоні вивантаження сапропелю біля опори 2 плиті

встановлена перемичка 9, яка має вигляд П-подібної перепони на висоті нижче центру ваги ковша 10. Вона періодично взаємодіє з ковшем під час вивантаження з нього сапропелю 5. В ковші 10 встановлені циліндричні пальці 11, які взаємодіють через втулки з канатами 12, які з швидкохідним барабаном 13. Він через систему зв'язку зв'язаний з канатами 12, які крім розвантаження сапропелю з ковша визначають місце його опускання у водоймі для набирання наступної партії сапропелю. На перемичці 9 встановлено буфер 14, який періодично контактує з аналогічним буфером 15, котрий закріплений біля ковша в зоні їх контакту. До дна ковша 10 кріпиться обмежувач його ходу 16. Окрім цього, установка оснащена спеціальною тарою 17, яка встановлюється в зоні вивантаження і оснащена кріпильно-піднімальними елементами 18.

Процес роботи установки регулюється з пульта управління 19. З нього ківш 10 опускають у водойму 4 в потрібну зону і на встановлену глибину під кутом атаки в напрямку його руху для вивантаження. Набравши сапропелю 5, ківш 10 переміщують тросом 20 вправо до контакту з перемичкою 9 і відповідно вивантажують сапропелю у тару 17. Після цього ківш 10 переміщується вліво, опускається у водойму і здійснюється процес повторного завантаження сапропелю 5.

Перевагами установки є досить широкі її технологічні можливості та підвищення продуктивності праці.

До її недоліків однозначно можна віднести конструктивну та технологічну складність у виготовленні та експлуатації, а також вартість виготовлення самої установки, навіть незважаючи на ті складні технологічні операції, які вона виконує.

Існуючі конструкції піднімально-транспортних лебідок для використання їх у зовнішньо виробничих умовах (наприклад в польових умовах) найбільш повно розглянуто в монографії Гевка Б. М., Колесника О. А. та інших [11], а також у праці Колесника О. А. [51].

Лебідки з вмонтованою фрикційною муфтою, як правило, працюють з приводом від двигуна внутрішнього згоряння, котрий можна запускати в обертовий рух на холостому ході при відключеному барабані.

Лебідки, які працюють з механічним приводом діляться на трансмісійні та агрегатні. Особливістю трансмісійних лебідок є те, що вони обслуговуються двигунами, які встановлені окремо від них. В той час, як агрегатні лебідки монтуються з двигуном на одній рамі.

Спеціальні тягові лебідки застосовують для укладання проводів різних типів, трубопроводів у підводні траншеї методом протягання при будівництві переходів через водні перешкоди, та в інших подібних випадках.

Для роботи на пісчаних, вологих ґрунтах розроблена гвинтова опора з підвищеною навантажувальною здатністю, яка зображена на рис. 1.6. Вона виконана у вигляді циліндричного пустотілого стержня 1, із нижньою конусною формою 2 [73, 86]. До пустотілого стержня ззовні жорстко приєднаний шнек 3, який знизу має конусну форму і загострену гвинтову кромку для кращого закручування в ґрунт 4.

На нижній торцевій поверхні конусної форми виконані насічки 5 для кращого загвинчування робочого органу та подрібнення твердих домішок. У внутрішньому діаметрі 6 стержня 1 встановлено гвинт 7, який жорстко з'єднаний з валом 8. З верхнього торця до пустотілої труби встановлено маховик 9, до якого жорстко закріплено два приводних пальці 10 перпендикулярно до його площини.

Пальці закріплені в радіально протилежних місцях, а зверху в центральному отворі 11 маховика виконано отвір 12 в який встановлено малий маховик 13 приводу гвинта та валу. Центральний отвір багатогранної форми, який взаємодіє з багатогранником 14 в періодично знімається та вставляється для прокручування гвинта з валом.

До верхнього торця валу жорстко приєднана втулка 15 з внутрішнім отвором багатогранної форми 16, верхній торець якої виконано аналогічно профілю багатогранника 17 стержня 18.

Зверху малого маховика закріплені два приводні пальці 19 в діаметрально протилежних місцях перпендикулярно до його площини.

Висота цих пальців є в 1,5...2 рази більшою порівняно з висотою пальців більшого маховика.

Обертання пустотілої труби з шнеком і гвинта з валом є протилежними, зверху над шнеком до пустотілої труби жорстко закріплено упорний диск 20 з можливістю осьового і кругового повертання.

Для приєднання натяжного канату 21 до опори використовують хомут 22. Окрім цього, у верхній частині пустотілого стержня, виконані наскрізні вікна 23 з метою контролю з'єднання втулки з кінцем стержня.

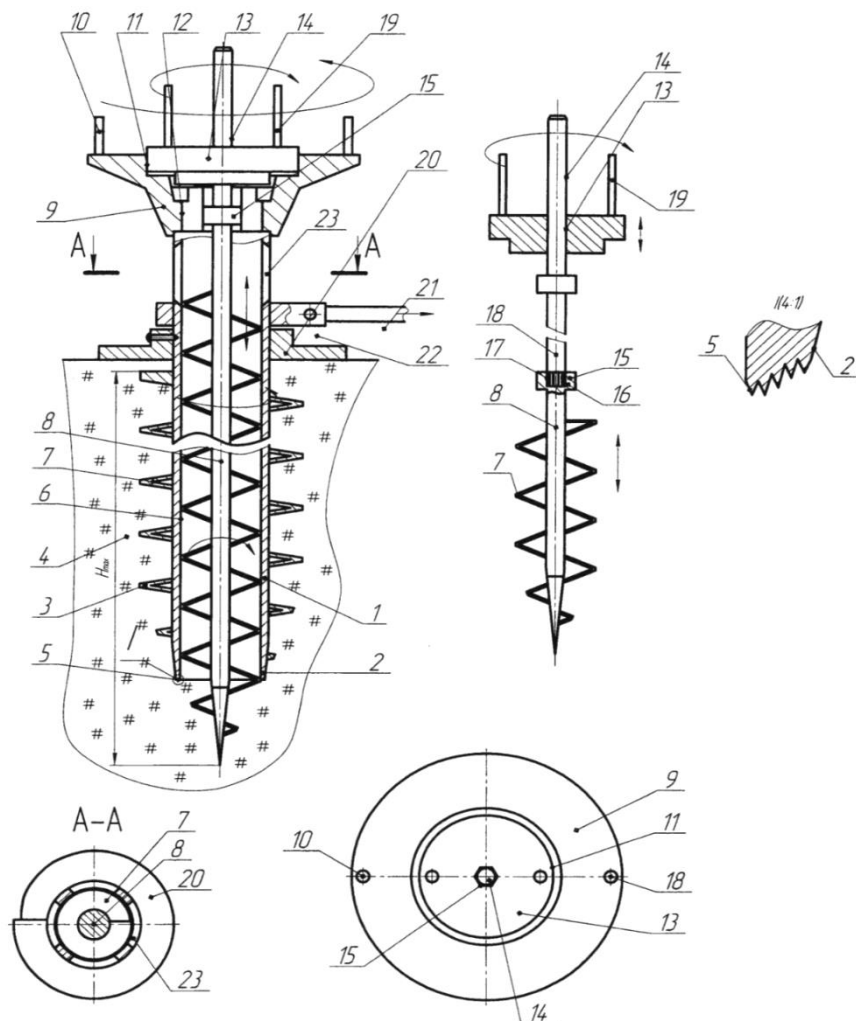


Рисунок 1.6 - Гвинтова опора підвищеної навантажувальної здатності а); б) - переріз по А-А; в) - привід внутрішнього гвинта

Працює гвинтова опора наступним чином. Після визначення місця її встановлення стержень 1 разом з шнеком 3 за допомогою привідних пальців 10 загвинчують у ґрунт на встановлену глибину. Далі за допомогою малого маховика 12 та пальців 15 загвинчують у ґрунт гвинт 7 з валом 8. Застосування двох гвинтових опор сприяє підвищенню навантажувальної здатності опірності, що важливо для пісчаних, вологих та інших ґрунтів.

Після завершення роботи опору викручують у зворотному напрямку.

До її переваг слід віднести підвищену навантажувальну здатність при застосуванні на вологих, пісчаних та інших подібних ґрунтах, а до недоліків – суттєву конструктивну та технологічну складність у виготовленні та експлуатації.

Відома піднімально-транспортна лебідка з гвинтовою опорою (рис. 1.7), що виконана у вигляді жорсткого корпусу 1, привідних барабанів 2 з закріпленим до нього канатом 3 та рукояткою 4, гвинтової опори 5 з гвинтами 6, що суттєво підвищують стійкість опор [51, 86].

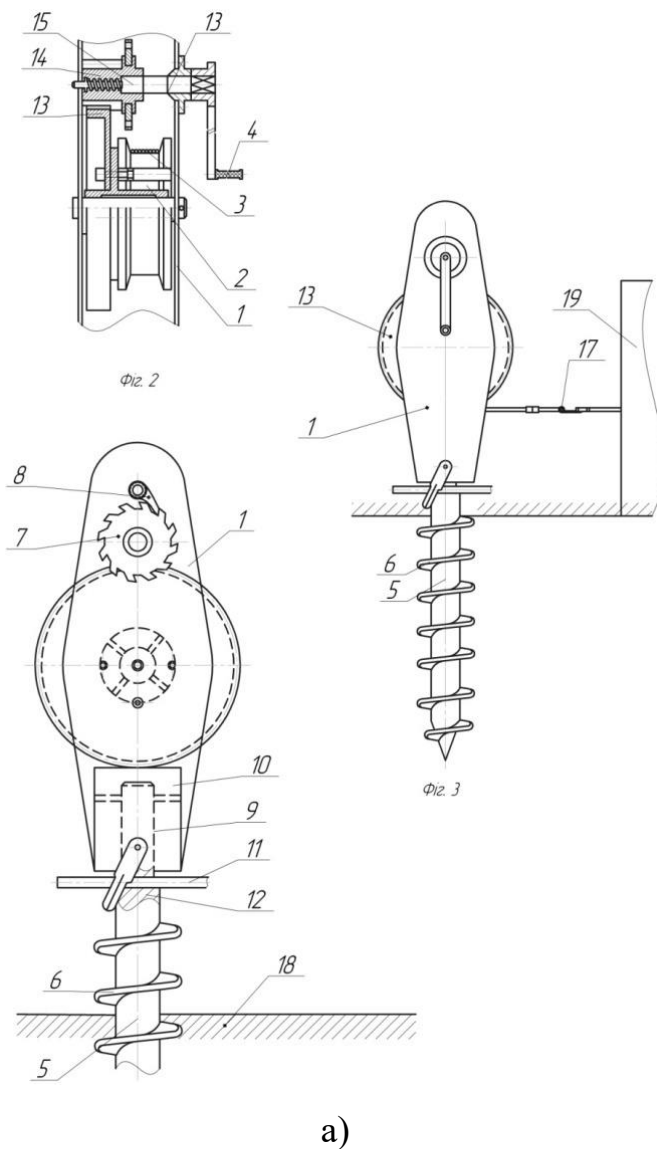


Рисунок 1.7 - Піднімально-транспортна лебідка з гвинтовою опорою [86] (а); загальний вигляд гвинтової опори (б)

Лебідка має храповий механізм, який виконано у вигляді храпового колеса 7 та храпової собачки 8, котрі закріплені в корпусі 1. Гвинтова опора 5 має вигляд трикутного профілю для забезпечення необхідної міцності та жорсткої опори. Вона кріпиться верхньою поверхнею до циліндричного фланця 9 і його внутрішнього отвору, а також до коробчастого корпусу 1. Введення гвинтової опори 5 у ґрунт виконується за допомогою стержня 11, який встановлений у радіальному отворі 10 гвинтової опори.

В корпусі 1 паралельно встановлено приводні вали 2 і 3, один з них взаємодіє з шестернею 12, яка встановлена на приводному валу рукоятки 4.

На валу встановлено храповий механізм у вигляді храпового колеса 7 і собачкою 8. Приводна шестерня 14 взаємодіє з подібною шестернею 15, яка закріплена на валу 13 приводу рукоятки.

Лебідка при підніманні вантажів підвішується за перемичку до підвіски. З'єднання вантажу 16 з тросом 3 забезпечує гак 17.

В процесі роботи опора 5 загвинчується в ґрунт 18 за допомогою стержня 11. Далі канат 3 розмотують з привідного барабана 2 і за допомогою гаку 17 чіпають вантаж 16. Тоді, рукояткою 4 вантаж через канат намотують на барабан 2, а собачка 8 фіксує необхідне положення вантажу через храпове колесо 7.

До переваг такої конструкції лебідки можна віднести те, що вона розширює технологічні можливості. Однак конструктивно та технологічно така лебідка є досить складною у виготовленні та ненадійна в експлуатації.

Також відомий механізм переміщення вантажів (рис. 1.8), який виконано у вигляді пустотілого корпусу, в середині якого вертикально встановлено два ролики 5, які розташовані на осях 7. Вони контактують через власні центральні канавки з канатом 3 нижній ролик 8 підтискає знизу канат між ними.

До правої площини ролика 8 закріплено храпове колесо 9, яке взаємодіє зі стопорною собачкою 10. Крім цього механізм має обмежувач швидкості переміщення вантажів 13, який виконано у вигляді троса 14, з 15, котрий закріплений на шпинделі двигуна 16.

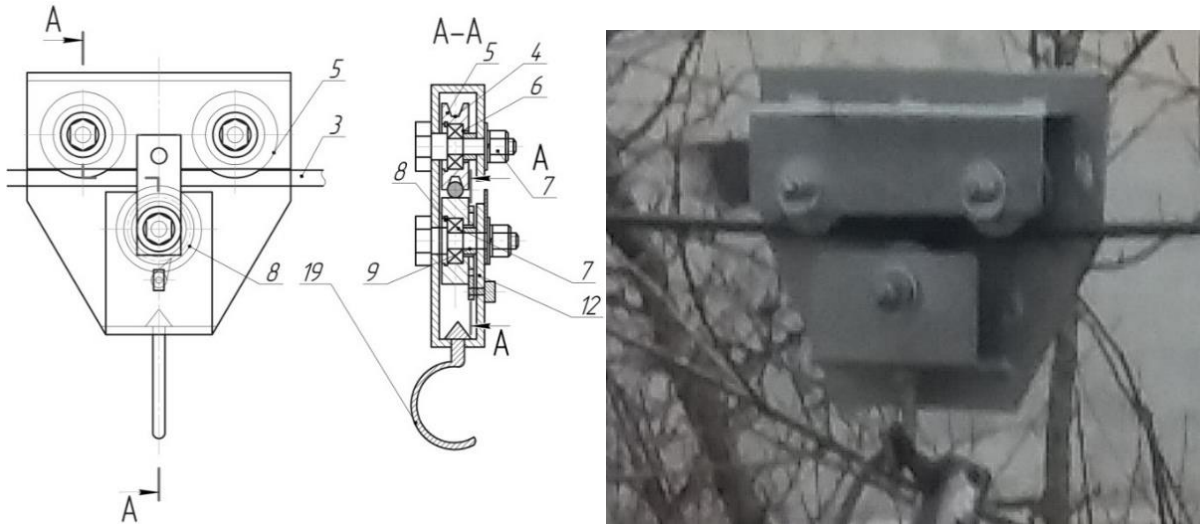


Рисунок 1.8 - Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) роликowego блоку для переміщення вантажу по канаті

Відомий канатний механізм переміщення вантажів, (рис. 1.9) який виконано у вигляді двох опор – передньої 1 і задньої 2, які з'єднані між собою на певній висоті похилим канатом 3. Транспортний пристрій 17 обладнано пристроєм для зменшення коливань при русі, і який виконано у вигляді двох опорних роликів 5 та нижнім підпорним, які встановлені вертикально.

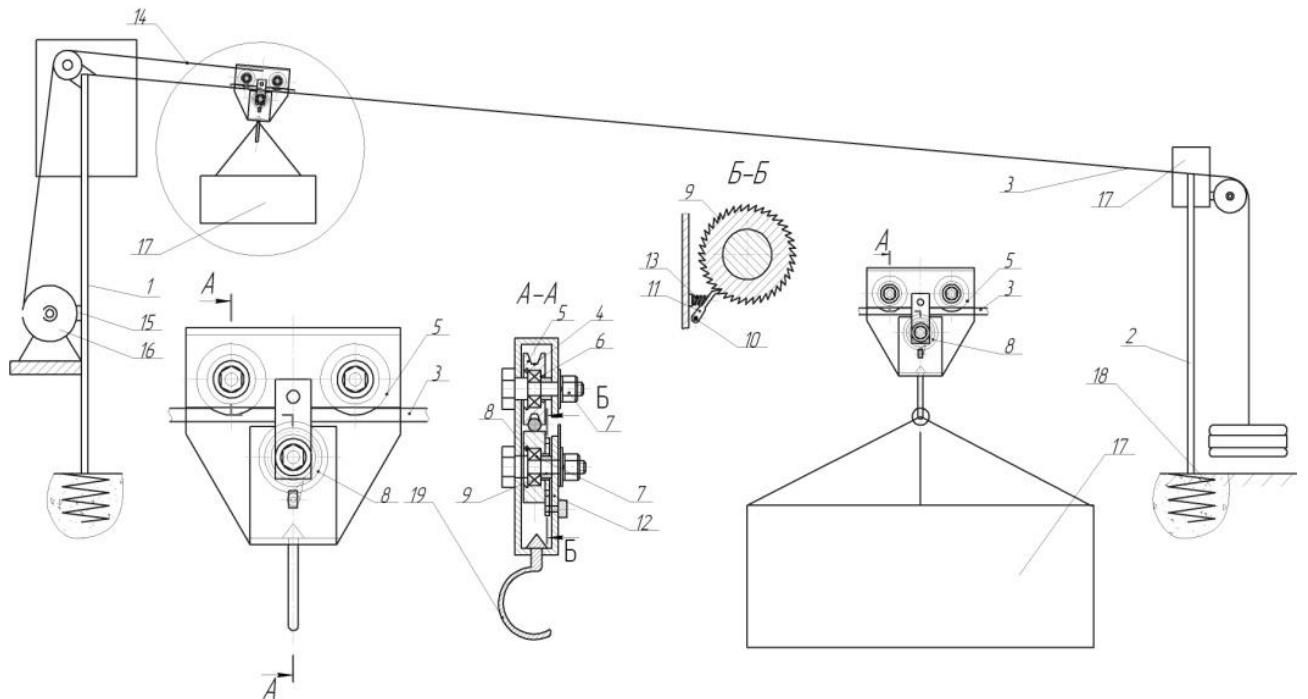


Рисунок 19 - Конструктивна схема канатного транспортного механізму для переміщення вантажів

До правої площини нижнього ролика 8 закріплено храпове колесо 9, що взаємодіє зі стопорною собачкою 10. Обмежувач швидкості переміщення вантажів 13 виконано у вигляді тросу 14, який взаємодіє з барабаном 15, який жорстко закріплений на шпінделі електродвигуна 16 регулювання швидкості руху канату 3 з вантажем 13. Двигун 16 жорстко закріплений до передньої опори 1.

Для можливості керування роботою механізму служить пульт управління процесом транспортування 17. Одним кінцем канат 3 жорстко закріплений до фундаменту 18, а другий кінець фіксується до опори 1 верхнього кінця транспортного канатного механізму.

Основним недоліком такого механізму є його конструктивна складність.

1.4 Аналіз відомих теоретичних і експериментальних досліджень канатних механізмів

Теоретичні основи динамічних розрахунків та проектування транспортно-технологічних систем канатних механізмів були закладені відомими фахівцями, як і теорії розрахунків сталевих канатів. До таких вчених відносяться М. Г. Адамовський, М. Б. Беркман, Н. М. Белая, В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Г. Н. Бовський, М. В. Гайдамака, Р. П. Герасимьяк, М. М. Гохберг, О. О. Горошко, О. М. Орлов, О. В. Денищенко, А. І. Дукельський, А. О. Смехов, А. А. Короткий, Г. Г. Куйбіда, Л. Д. Акуленко, М. П. Мартинців, Д. І. Патарая, Г. М. Савін, С. В. Ракш, Л. О. Тисовський, А. С. Рахманов, Б. В. Сологуб, G. A. Koranakis, K. Hoffmann, A. R. Golafshani M. Knawa, Petrova та інші.

Аналіз відомих результатів, які викладені в різних літературних джерелах, показав, що дослідження транспортних систем канатних механізмів здійснюються у декількох напрямках: основні питання дослідження; проектування та експлуатації канатних систем; навантаженість канатів і динаміка їх приводів.

При цьому основні задачі досліджень канатних систем в межах

вищезазначених напрямів розглядаються комплексно: підвісні канатні дороги (вантажні, пасажирські, у тому числі як засіб міського транспорту); лісотранспортні канатні механізми; надґрунтові канатні дороги; інші (в тому числі засоби курортного транспорту та ін.).

Переважає більшість із вищеназваних доріг за певних умов використання є засобами промислових транспортних засобів.

Подальший огляд, а також аналіз публікацій, які є основою для даної дисертаційної роботи, представимо структурно згідно зазначених вище напрямів досліджень з виокремленням питань, які стосуються вказаних видів канатних доріг.

В роботі [40] проаналізовані умови, схеми та засоби транспортування гірничої маси, матеріалів, обладнання та людей в процесі проведення виробок з порід з кутом нахилу $\pm 6^\circ$. Досліджена динаміка перехідних процесів при транспортуванні вантажів по канатній надґрунтовій дорозі на розробленій математичній моделі, яка враховує змінний профіль шляху та стислість робочої рідини у гідросистемі, а також модель руйнування канатів від втомленості.

Теоретично та експериментально для шахтних умов визначені кінематичні та силові параметри канатних систем (КС) і перевірено на адекватність зазначену модель. Запропонована програма розрахунку параметрів динаміки канатних навантажень з урахуванням технологічних вимог. Проведено дослідження контактної взаємодії канату з підтримуючими роликами та шківками КС, розроблені рекомендації підвищення їх довговічності. Запропонована технологія циклічної проведення виробок з використанням КС, розроблені технологічні схеми та відповідні технічні рішення по вдосконаленню конструкції вузлів КС.

Суктєвий внесок у вдосконалення вітчизняних канатних надґрунтових доріг зробили вчені НВО “Вуглемеханізація” О.С. Кузнецов, Г.М. Генералов, В.В. Бухановський. Теоретичні дослідження динаміки ДКН провели С.А. Штедінг, В.В. Кох (електромеханічний привод з асинхронним двигуном змінного струму), Л.М. Сигалов, О.І. Кравцов (привод з гідромурфтою), О.С. Кузнецов (гідрооб’ємний привід). Однак у їхніх працях не враховані

технологічні вимоги до КС при час проведення виробок, змінність профілю рейкового шляху, стисливість робочої рідини у гідросистемі та руйнування від утомленості канатів.

Експериментальні дослідження процесів, що відбуваються у КС, проведені Г. Вагнером, Г. Апелем, Х. Арнольдом, А.А. Ткаченко, О.С. Кузнецовим та іншими. Ці дослідження ставили своєю метою визначити ті чи інші параметри установки і проводились на випробувальних стендах.

Значний внесок в дослідження довговічності канатів у взаємодії з блоками (шківами) внесли О.І. Дукельський, П.П. Нестеров, Ф.М. Глушко, Л.В. Колосов, С.Ф. Чукмасов, В.А. Іванов та ін. У роботах цих авторів детально досліджені питання залежності довговічності канату від: відношення діаметрів шківа та каната, частоти перегинів і кута обхвату блока канатом, матеріалу блока і канатного дроту. Проте, розроблені авторами рекомендації, що стосуються шахтного підйому, портових кранів, лісотранспортних установок, не враховують специфічних умов експлуатації КС у шахтних умовах.

Розвитком та визначенням оптимальних параметрів технологічних процесів роботи підвісних канатних доріг пасажирського та вантажного призначення, подібних до них споруд і навантажень на дані споруди, в різні часи займались В.Н. Андрієвський, А.В. Александров, М.Б. Беркман, Г.Н. Бовський, Ф.Л. Вайнштейн, В.В. Бургсдорф, В.Е. Бучинський, Є.В. Горохов, А.І. Дукельський, Л.Г. Дмитрієв, Л.А. Загорянський, К.Н. Ілленко, М.І. Казакевич, В.М. Кущенко, Н.І. Кірсанов, Г.Г. Куйбида, Ю.С. Леонт'єв, Р.Н. Мацелінський, Я.В. Назім, Е.А. Ратнер, Е.М. С.В. Турбін, В.М. Шимановський, О.В. Шимановський, В.С. Чаплін та ін.

Роботи С.В. Ракші [97] і О.С. Куроп'ятника [56-59] присвячені формуванню зовнішніх навантажень на приводи підвісних канатних доріг з урахуванням впливу несуче-тягових систем шляхом вдосконалення математичних моделей процесів, що супроводжують експлуатацію КС. У дисертаційній роботі отримано нові науково обґрунтовані результати, які дозволяють удосконалити методики проектного розрахунку підвісних канатних доріг. Проведено уточнення умов взаємодії несучих канатів з опорними

башмаками та їх вплив на навантаженість приводу. Встановлено наявність стрибкоподібної зміни колового зусилля, що може призвести до виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних зі сходженням вагонів з несучих канатів та захлестуванням тягових канатів за несучі. Дослідження динаміки тягових контурів канатних трас на предмет визначення їх власних частот дозволили рекомендувати виконання побудови частотних діаграм на етапі проектування доріг з метою визначення раціональних швидкостей руху вагонів.

Загальні питання досліджень, експлуатування та проектування канатних доріг.

Фундаментальними роботами у цій галузі досліджень є праці Беркмана, Г.Н., М.Б Куйбіди [5], А.І. Дукельського [37], О.С. Куроп'ятник, Бовського, Г.Г. [56-59]. У працях обґрунтовано основні методики проектних розрахунків ПКД і теоретичних досліджень, вантажних та пасажирських.

У роботах Б. В. Сологуба [107, 108] розглянуто питання раціонального проектування та аналізу пасажирських ПКД.

Монографії Адамовського Н.М. [2], Білої Н.М. [7] та М.Г. М.П. Мартинціва [2, 78] присвячені дослідженню лісотранспортних канатних установок.

Більшість праць, де розглянуто проблеми надґрунтових канатних доріг, виконано О.В. Денищенком [28-31], А.М. Земським [40, 41]. Даній проблематиці присвячено праці Р. Байцера [4], О.В. Кінжибалова [49], М.В. Матіїшина [82] та багатьох інших [74–76, 84, 86, 92-94, 97].

З-поміж іноземних робіт можна відзначити роботи G. A. Koranakis [134–140], Knapa [131–133], Ch. Dwyer [126], M. R. Petrova [145, 146], а також матеріали, пророблені авторами та співробітниками провідних компаній у цій галузі [123-126, 130, 148, 149, 154, 155].

Дослідження навантаженості канатів і канатних систем.

Не залежно від призначення та конструктивних особливостей, металеві канати є одним з головних елементів канатних доріг (КД) будь-якого типу. Через це їх огляду та обґрунтуванню завантаженості присвячено велику кількість робіт.

Загальні проблеми навантаженості сталевих канатів як тримких і тягових органів, що застосовуються у засобах канатного транспорту, оглянуто в роботах [5-8, 28-31, 77]. Наведені в цих працях результати досліджень можуть враховуватися для канатів всіх типів доріг, які розглянуті у даній дисертаційній роботі.

Під час розрахунків часто використовуються праці Д.І. Патараї, де розглядаються питання, присвячені розрахунку канатних систем (КС) КД. Автор врахував багато факторів, які впливають як на статичні так і на динамічні навантаження канатів різного призначення. Розглянуто взаємодію канатів із іншими елементами канатної системи.

У роботах М.Г. Адамовського [1, 122], Н.М. Білої [7, 8] та ряду інших авторів [44, 64, 78-81] досліджено канати лісотранспортних установок із врахуванням специфічних умов їх використання.

У роботі [13] розглянуто обчислення та особливості застосування канатів надгрунтових канатних доріг. Але через сильну відмінність розрахункових схем і використання канатів виключно як тягових органів, ці роботи розглядатися не будуть.

Також до досліджень, направлених на розробку нових та покращення вже існуючих методів розрахунку сталевих канатів КД, відносяться роботи [41–44, 104]. У більшості з них застосовуються новітні технології, експериментальні та теоретичні методи досліджень, що збільшує практичну цінність кінцевих результатів.

Також важливим є вивчення статички та динаміки канатних систем установок, що є схожими за принципами функціонування та галузями використання до КД, як механізму промислового транспорту [43, 44]. Дані таких дослідів є основою для розробки методик розрахунку канатних систем.

Особливо варто відзначити основоположну монографію О.О. Горошка та Г.М. Савіна, у якій йдеться про моделювання певних процесів, які відбуваються під час експлуатації шахтних підйомних установок. Оскільки дане обладнання є схожим за конструкцією та призначенням до КД (особливо якщо у ньому використовується привід з канатоведучим шківом), то

результати досліджень вище згаданих авторів можуть бути основою для створення математичних моделей канатів різного призначення.

Обґрунтуванню канатів і канатних систем присвячено чимало робіт іноземних авторів. Вони використовують комплексний підхід, під час розрахунку навантаженості канатів, що враховує залежність та зв'язок усіх елементів КД як єдиної, у багатьох випадках це моделювання динамічної системи [137–140].

Динаміка приводів.

Найбільш важливі частини елементів КС, а саме, приводи, потребують особливої уваги, так як вони забезпечують рух усіх інших рухомих елементів траси. Аварійна зупинка приводу у більшості випадків вважається критичною ситуацією [76], через це на КС всіх типів (обов'язково пасажирських) встановлюють додатковий привід. Використовуючи нормативні документи додатковий привід КС має живитися від джерела енергії, який незалежний від мережі живлення основного приводу.

У роботах О.В. Денищенка [28-31] розглянуто питання динаміки приводів надґрунтових канатних доріг. У конструкціях даного типу застосовують гідропривід, що призводить до суттєвої зміни математичної моделі.

Важливими є роботи G. A. Koranakis [134–140], які розглядають вплив зовнішніх чинників на динаміку КД як єдиної системи та, особливо, її приводу. У роботах автор розглядає особливості конструктивного виконання, точність виготовлення та монтаж окремих елементів приводу, підкреслює, що вони можуть стати основним джерелом небезпечних коливань як самі, так і при взаємодії із всією системою.

У праці S. Simonović наведена дво-канатна жорога маятникового типу. Унікальністю моделювання є поділ тягового каната як сумісних ділянок, розташованих в окремих прогонах. Кожна ділянка була змодельована невагомою пружиною сталої жорсткості, а масу ділянки каната було розділено на дві зосереджені маси, які потім приведені до точок приєднання ділянок – опорних точок каната. Дані залежності можуть бути використані

тільки для проектування КД маятникового типу, що для сьогодення у плані розвитку канатного транспорту не є достатнім.

Розрахунок канатів проводиться, здебільшого, для шахтних підйомних установок, оскільки існує велика глибина шахт, а, отже, це спричиняє велику довжину тягових канатів. Основною в даній проблемі може вважатися монографія Г.Н. Савіна та О.А. Горошка, важливістю якої є взаємодія приводу із тяговим канатом, які створюють єдину динамічну систему – тяговий контур. Даний підхід також є і в інших роботах [95]. Тяговий контур моделюється як дискретно-континуальна система, що містить концентровані маси, які поєднані між собою елементами з розподіленими параметрами. До зосереджених відносяться маси обертових частин приводу, маси частин рухомого складу та натяжний пристрій, як одна або декілька зосереджених мас. Елементами з розподіленими параметрами є ділянки каната, які поєднують зосереджені маси.

В роботах Ляшука О.Л. [68, 69, 71] наведено математичні та динамічні моделі технологічних процесів роботи транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин із визначенням кінематично-конструктивних і силових чинників. Зокрема розроблено математичні моделі динамічного процесу переміщення сипкого середовища по криволінійних траєкторіях в циліндричних трубах за допомогою скребкового канатного робочого органу у вигляді системи пружних одновимірних тіл. Встановлено, що сипке середовище, яке безвідривно переміщається, описує динаміку горизонтальної та вертикальної віток робочого органу транспортера та отримано рівняння, які визначають вплив основних параметрів на динамічний процес робочого органу.

На основі запропонованої математичної моделі динамічного процесу встановлено, що швидкість поздовжнього руху каната впливає на частоту власних коливань та амплітуду. Встановлено, що явище резонансу для більшої швидкості поздовжнього руху відповідає меншій власній частоті вимушуючої сили, а величина резонансного значення амплітуди коливань каната у 3–4 рази більша за амплітуду нерезонансних коливань.

У роботі Гевко Б. М. та інших авторів [12] визначається залежність

швидкості канатного механізму від ваги вантажу, кута та довжини шляху транспортування вантажу. Складено таблицю експерименту для визначення швидкості переміщення вантажу в залежності від маси та довжини ходу для різних значень кута нахилу траси. Приведені раціональні параметри канатного механізму переміщення вантажів і гвинтових опор.

В праці [14] проаналізовано динамічні характеристики підйомних та транспортних лебідок, як багатоланкової механічної моделі. Відповідно до конструктивних параметрів робочих компонентів лебідки отримано диференціальне рівняння руху. На основі теоретичних досліджень побудовано графічну кореляцію лінійної деформації канату, кутову деформацію вала між двигуном і муфтою під час виконання технологічного процесу.

В роботі [40] проаналізовано переносний канатний механізм з гвинтовою опорою, який широко застосовується для підйому вантажів, підтягування вагонів і вантажів, натягу радіо та ліній електропередач, для посадки хмелю та винограду, прокладання різних типів проводів та труб у наземних та підводних канавах в річках і озерах. Наведено конструкцію обладнання, що використовується для вивчення потужності та конструктивних параметрів канатного механізму, який широко застосовується в агропромисловому комплексі. Виведено аналітичні залежності, що використовуються для визначення силових параметрів натяжного пристрою.

В роботах Ловейкіна В. С. [62–65] наведено динамічну оптимізацію піднімальних машин, здійснено оптимальний динамічний синтез перехідних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин. В співавторстві з Ромасевичем Ю. О. описані динамічні та оптимізаційні режими руху мостових кранів. Наведена оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом, а також дискретний метод синтезу оптимальних керувань технічними системами.

Роботи Ромасевича Ю. О. [103, 142, 151], які переважно представлені у співавторстві з Ловейкіним В. С., стосуються обґрунтування введення модифікованого обмеження на функцію оптимального керування технічними системами транспортування вантажів.

Авторами запропоновано класифікацію критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідійомних машин. Встановлено умови оптимального керування технічними системами в закритій області допустимих значень.

Здійснено аналіз прямих варіаційних методів розв'язку задач оптимального керування. Проведено синтез оптимального керування рухом кранового візка з вантажем.

1.5 Висновки та задачі досліджень

В дисертаційній роботі, яка присвячена підвищенню експлуатаційних показників канатних систем для завантаження малих складських приміщень сільськогосподарськими продуктами у тарі шляхом розроблення нових конструкцій механізмів та їх окремих елементів з обґрунтуванням раціональних параметрів, здійснено аналіз характеристик, призначення та основних вимог, які висуваються до роботи піднімально – транспортних машин.

Проведено детальний огляд конструкцій транспортних канатних систем, мачин і механізмів, а також аналіз відомих теоретичних та експериментальних досліджень відповідних канатних механізмів.

Виконаний огляд та аналіз результатів попередніх робіт зумовив потребу у розробці канатної системи, яка б забезпечила її адаптування для завантаження продуктами у тарі малих складських приміщень, що змінили своє функціональне призначення і можуть забезпечити зберігання сільськогосподарської продукції, яка вирощується фермерськими підприємствами.

При цьому, для уникнення надкритичних навантажень на бокові стіни приміщень, а також суттєвого зниження повздовжніх коливань рамної конструкції з вантажами, яка переміщається за допомогою роликів по похило встановлених канатах, доцільно використати паралельне розташування пари канатів для забезпечення однакового зусилля натягу та, відповідно, величини прогину цих канатів.

Така канатна система повинна забезпечувати плавне переміщення вантажів від зони їх завантаження до зони вивантаження, а сам процес

гальмування рамної конструкції за допомогою підпружинених важелів і підтискних роликів, які взаємодіють з нижньою поверхнею канатів, також повинен відбуватися без різких динамічних навантажень. Це дозволить суттєво знизити пошкодження сільськогосподарської продукції (наприклад яблук, груш та ін.) при завантаженні на зберіганні.

РОЗДІЛ 2

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ КАНАТНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ СКЛАДСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ ШТУЧНИМИ ВАНТАЖАМИ У ТАРІ

2.1 Обґрунтування конструктивних параметрів контакту рамної конструкції з натяжними важелями та направляючими канатами

Для завантаження вантажів у штучній тарі в складські приміщення розроблена транспортно-технологічна система на основі пари паралельно розташованих канатів, які закріплені до внутрішніх протилежних стін складського приміщення, та рухомої трикутноподібної рамної конструкції, детальний принцип роботи якої наведено в роботах [21 - 25; 88].

Метою проведення теоретичних досліджень є визначення конструктивних параметрів трикутноподібної рамної конструкції з шарнірно закріпленими до її боковин натяжними важелями з роликками в залежності від кута нахилу канатів до горизонту та вертикального розташування трикутноподібної рамної конструкції.

Розрахункова схема для встановлення конструктивних параметрів при контакті трикутноподібної рамної конструкції з натяжними важелями та роликками і направляючими канатами зображена на рис. 2.1 [129].

На схемі в площині OXY зображено центральні ролики 1 пара котрих встановлена з певною відстанню відносно центральної осі O , що опираються на натягнуті канати 2, які в першому наближенні описуються прямою лінією.

Канати розташовані під кутом α – до горизонту.

З центральною віссю O шарнірно зв'язана трикутноподібна рамна конструкція з боковинами 3 для розташування у тарі штучних вантажів 4. До боковин шарнірно кріпляться важелі 5 з підтискними роликками 6, які взаємодіють з внутрішньою поверхнею канатів 2.

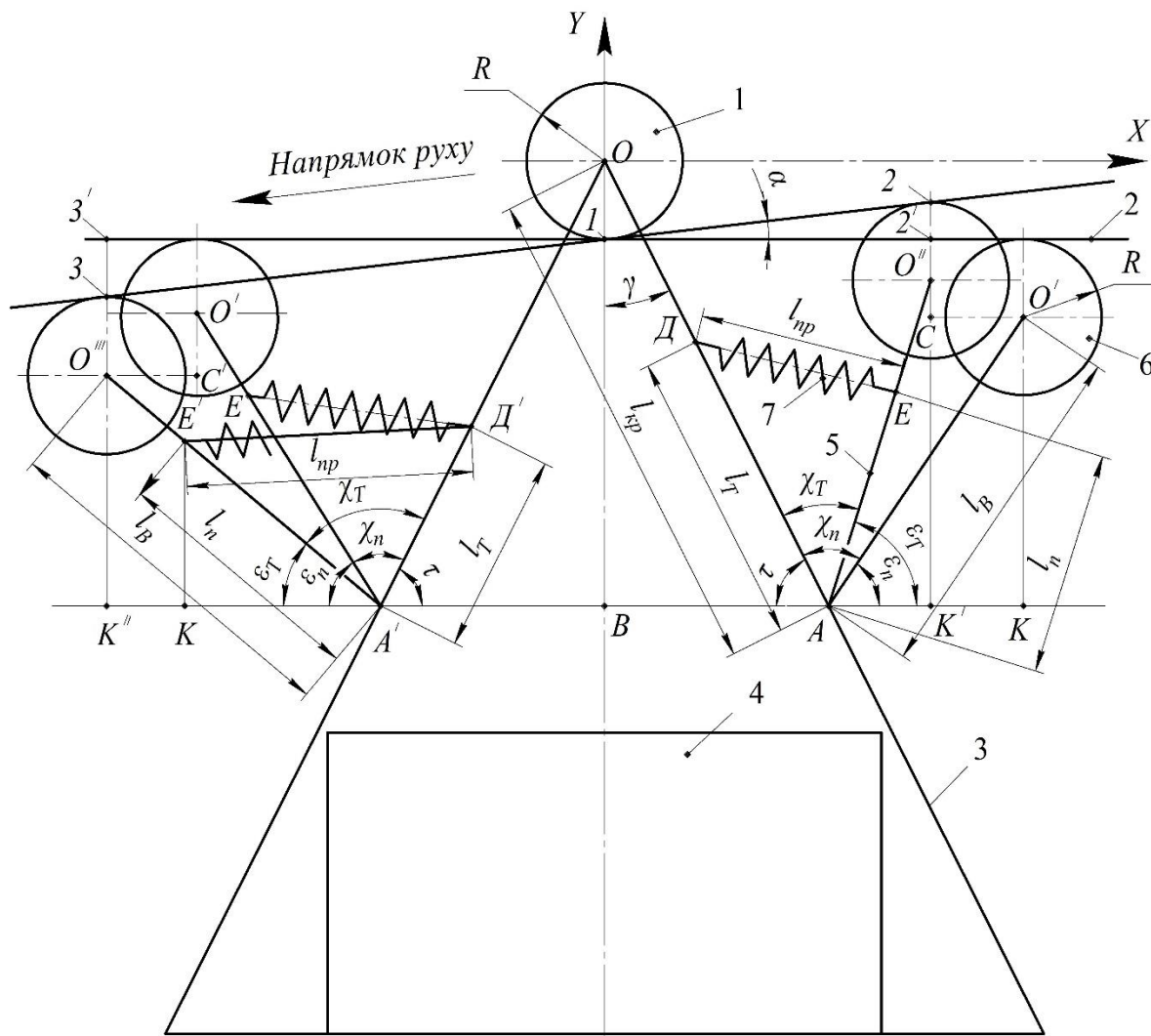


Рисунок 2.1 - Розрахункова схема для встановлення конструктивних параметрів при контакті трикутноподібної рамної конструкції з натяжними важелями та роликами і направляючими канатами

Важелі підтиснуті в сторону боковин рамної конструкції пружинами стискання 7 (однакової або різної довжини та жорсткості), причому точка їх кріплення до боковин може змінюватись.

Як показали попередні натурні дослідження, довжина пружини стискання повинна вибиратись такою, що мінімізує зусилля підтискання роликами 6 внутрішньої поверхні канатів. Це дозволить уникнути гальмування рамної конструкції з вантажами в процесі їх переміщення.

Пружини стискання повинні гасити можливі коливання рамної конструкції відносно роликів 1 (переважно в зоні вивантаження вантажів, де відбувається різке гальмування системи).

Теоретичні розрахунки спрямовані на встановлення взаємопов'язаних конструктивних параметрів механізму з його елементами, при яких буде забезпечений контакт підтискних роликів з внутрішньою стороною канатів, котрі можуть розташовуватись під різними кутами до горизонту, при мінімальній деформації пружин стискання в їх початковому положенні.

Спочатку розглянемо розташування важелів з роликами з права відносно осі OY , тобто з протилежної сторони до напрямку руху рамної конструкції.

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

Попередньо визначимо початкове значення кута χ_1 між лінією розташування важелів з довжиною l_e відносно боковин рамної конструкції, які розташовані до осі OY під кутом γ .

При цьому канати розташовуються горизонтально і відповідно кут α їх розташування до горизонту є рівним нулю: $\alpha = 0^\circ$.

Оскільки геометричні параметри трикутноподібної рамної конструкції для кожного окремого виконання є незмінними, то попередньо визначимо відстань від осі обертання опорних роликів т. O до т. B , яка визначає горизонтальне положення шарнірного з'єднання важелів (т. A) з боковинами трикутноподібної рамної конструкції OB :

$$OB = l_{кр} \cos \gamma, \quad (2.1)$$

де $l_{кр}$ – відстань від осі обертання опорних роликів т. O до т. A шарнірного кріплення важелів з боковинами трикутноподібної рамної конструкції.

Далі визначимо відстань від центру обертання підтискних роликів т. O' , при їх контакті з умовно горизонтально розташованими канатами ($\alpha = 0^\circ$), до т. K , яка знаходиться на лінії з'єднань точок кріплення шарнірного з'єднання важелів (т. A і т. A') з боковинами трикутноподібної рамної конструкції $O'K$:

$$O'K = OB - 2R = l_{кр} \cos \gamma - 2R, \quad (2.2)$$

де R – радіус роликів.

Тоді величина початкового кута ε_n , який визначає положення важеля, при $\alpha = 0^\circ$ до горизонту, розраховується із залежності:

$$\sin \varepsilon_n = OK / l_6 = (l_{кр} \cos \gamma - 2R) / l_6;$$

$$\varepsilon_n = \arcsin ([l_{кр} \cos \gamma - 2R] / l_6). \quad (2.3)$$

Для аналізу функціональної залежності $\varepsilon_n = f(l_{кр})$ побудовані відповідні графічні залежності (рис. 2.2) при різних значеннях кута γ : $\gamma = 23,6^\circ$ ($BA = 200$ мм); $\gamma = 26,1^\circ$ ($BA = 220$ мм); $\gamma = 28,7^\circ$ ($BA = 240$ мм); $\gamma = 31,3^\circ$ ($BA = 260$ мм); $\gamma = 34,1^\circ$ ($BA = 280$ мм). При цьому незмінними були наступні конструктивні параметри: $R = 45$ мм; $l_6 = 400$ мм.

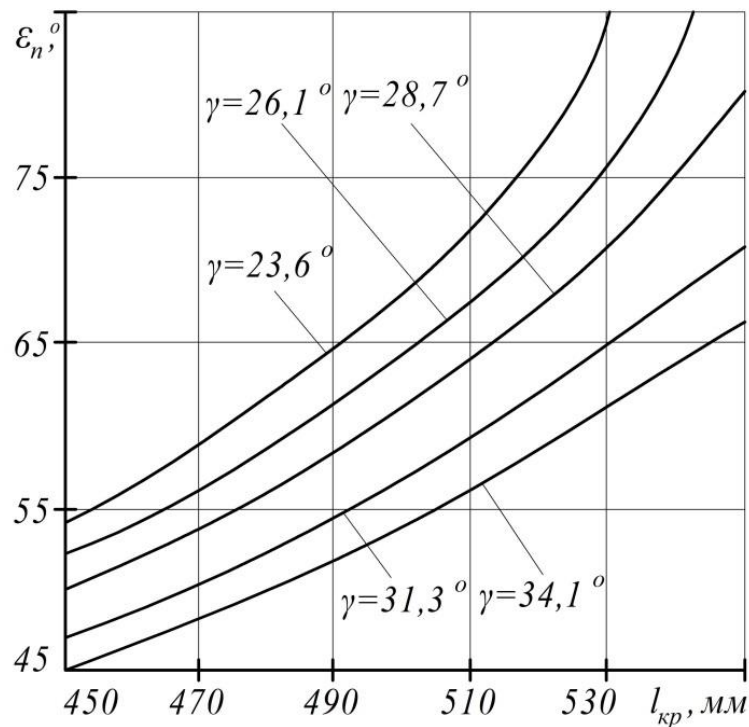


Рисунок 2.2 - Графічні залежності $\varepsilon_n = f(l_{кр})$ при різних значеннях кута γ

Аналіз графічних залежностей (рис. 2.2) показав, що при стабільному значенні радіуса R підтискних роликів та довжини важелів l_6 зменшення кута γ в межах від $23,6^\circ$ до $34,1^\circ$, а також збільшення відстані $l_{кр}$ призводить до значного зростання величини початкового значення кута ε_n .

Для вище зазначених величин R і l_6 , збільшення відстані $l_{кр} \geq 530$ мм не забезпечує контакт роликів з канатами у вертикальному положенні, що нівелює

функціональне призначення важелів з роликками.

Таким чином, рекомендованими можна вважати наступні змінні конструктивні параметри: $l_{кр} = 450 \dots 525$ мм та $\gamma = 26^\circ \dots 34^\circ$, що відповідає максимальному діапазону розрахункових значень $\varepsilon_n = 45^\circ \dots 75^\circ$. Зростання величини кута γ також сприяє збільшенню площі основи трикутноподібної рамної конструкції, на якій розташовується тара з штучними вантажами.

Далі встановимо функціональну залежність $\chi_n = f(l_{кр})$.

З прямокутного трикутника $\triangle OBA$ кут τ нахилу боковин трикутноподібної рамної конструкції до горизонту визначається: $\tau = 90^\circ - \gamma$.

Тоді величина початкового кута χ_n розраховується з рівняння:

$$\begin{aligned} \chi_n &= 180^\circ - \tau - \varepsilon_n = 360^\circ - (90^\circ - \gamma) - \arcsin([l_{кр} \cos \gamma - 2R] / l_\theta); \\ \chi_n &= 90^\circ + \gamma - \arcsin([l_{кр} \cos \gamma - 2R] / l_\theta). \end{aligned} \quad (2.4)$$

Для аналізу впливу на кут χ_n функціонально з'єднаних між собою параметрів γ та $l_{кр}$ при незмінних значеннях величин $R = 45$ мм і $l_\theta = 400$ мм побудовані графічні залежності $\chi_n = f(l_{кр})$ при значеннях кута $\gamma = 26^\circ \dots 34^\circ$, які представлені на рис. 2.3.

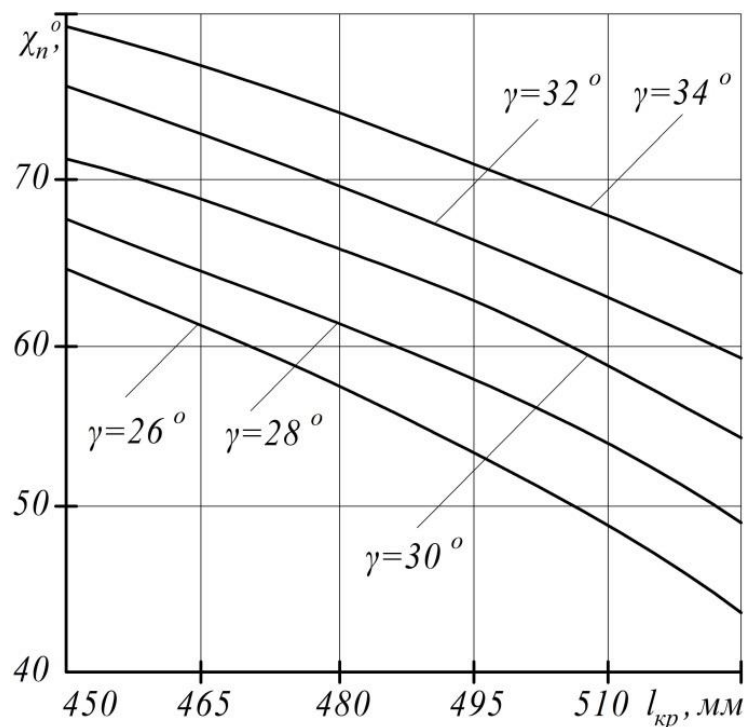


Рисунок 2.3 - Графічні залежності $\chi_n = f(l_{кр})$ при значеннях кута $\gamma = 26^\circ, 28^\circ, 30^\circ, 32^\circ, 34^\circ$

Згідно з попередніми дослідженнями (рис. 2.2) та рекомендаціями стосовно вибору конструктивних параметрів значення $l_{кр}$ змінюється в межах $l_{кр} = 450 \dots 525$ мм, а кут $\gamma = 26^\circ \dots 34^\circ$, що відповідає зміні меж кута $\varepsilon_n = 45^\circ \dots 75^\circ$.

Аналіз даних графічних залежностей показав, що вони мають дещо випуклий характер, причому зростання величини кута γ призводить до збільшення значення початкового кута χ_n .

Збільшення величини шарнірного кріплення важелів до боковин рамної конструкції $l_{кр}$ в межах від 450 до 525 мм призводить до зменшення значення кута χ_n на: 32,2% для $\gamma = 26^\circ$; 27,9% для $\gamma = 28^\circ$; 24% для $\gamma = 30^\circ$; 21% для $\gamma = 32^\circ$; 18,6% для $\gamma = 34^\circ$.

Наступним етапом теоретичних досліджень є встановлення взаємозв'язку між текучими кутами ε_T , χ_T і кутом α розташування канатів до горизонту. Величини кутів ε_T і χ_T змінюється в межах від їх початкових значень (ε_n і χ_n) до максимально можливого значення, при якому відбувається контакт підтискних роликів з канатами при зростанні величини кута α .

Для малих кутових повертань підтискних роликів, у їх верхній частині та незначних радіусів $R \leq 50$ мм навколо канатів, а також для спрощення виведених аналітичних залежностей для їх практичного користування приймемо, що при незначному куті α розташуванні канатів до горизонту їх контакт з підтискними роликами відбуватиметься відповідно у точках 1 і 2.

Як показали попередні розрахунки, а також реальний прогин канатів навколо роликів [19], таке припущення можна застосувати при подальшому теоретичному аналізі, оскільки воно не має суттєвого впливу на отримані значення шуканих величин.

Покроково задаючись значенням $\varepsilon_T > \varepsilon_n$ залежність для визначення величини $O''K'$, як функцію кута ε_T , прийме вигляд:

$$\sin \varepsilon_T = O''K' / l_6; \quad O''K' = l_6 \sin \varepsilon_T. \quad (2.5)$$

Попередньо виведемо залежність для розрахунку відстані $O''C$:

$$O''C = O''K' - OK = l_6 \sin \varepsilon_T - (l_{кр} \cos \gamma - 2R). \quad (2.6)$$

З розрахункової схеми очевидним є те, що відстань $O''C$ є рівною відстані $22'$: $O''C = 22'$. Тоді:

$$\operatorname{tg} \alpha = 22' / BK'' \quad (2.7)$$

Величина BK'' визначається:

$$BK'' = BA + AK'' = l_{кр} \sin \gamma + l_г \cos \varepsilon_T. \quad (2.8)$$

Підставляючи (2.6) і (2.8) в рівняння (2.7) отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = (l_г \sin \varepsilon_T - l_{кр} \cos \gamma + 2R) / (l_{кр} \sin \gamma + l_г \cos \varepsilon_T),$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} [(l_г \sin \varepsilon_T - l_{кр} \cos \gamma + 2R) / (l_{кр} \sin \gamma + l_г \cos \varepsilon_T)]. \quad (2.9)$$

В процесі аналізу залежності (2.9) скористаємось діапазоном рекомендованих значень параметрів, які попередньо встановили (рис. 2.2 і 2.3).

Також, при встановленні функціональної залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$, попередньо, згідно формули 2.3, визначимо взаємозв'язок між величинами ε_n і $l_{кр}$ для рекомендованих значень кута γ .

Розрахункові значення ε_n і $l_{кр}$ для $\gamma = 26^\circ$, $R = 45$ мм і $l_г = 400$ мм наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Розрахункові значення ε_n і $l_{кр}$ при $\gamma = 26^\circ$, $R = 45$ мм і $l_г = 400$ мм

ε_n , град	52,0	56,4	61,3	67,3	75,3
$l_{кр}$, мм	450	470	490	510	530

Встановивши значення ε_n для конкретних величин $l_{кр}$ і γ при R і $l_г = \text{const}$ в подальшому, покроково, задаючись значенням кута $\varepsilon_T > \varepsilon_n$ за формулою (2.9) розраховується величина кута α .

Побудовані графічні залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$ $\gamma = 26^\circ$ зображені на рис. 2.4.

З аналізу побудованих графічних залежностей можна констатувати, що зростання абсолютних значень взаємопов'язаних параметрів ε_n і $l_{кр}$ призводить як до зменшення діапазону зміни кута нахилу канатів до горизонту α , так і

зниження його абсолютної максимальної величини.

Так, збільшення значення початкового кута ε_n від 52° до 75° , при відповідних взаємопов'язаних величинах $l_{кр}$ від 450 мм до 530 мм, призводить до зменшення максимальної величини кута α від 20 до 2,7, тобто у 7,4 рази.

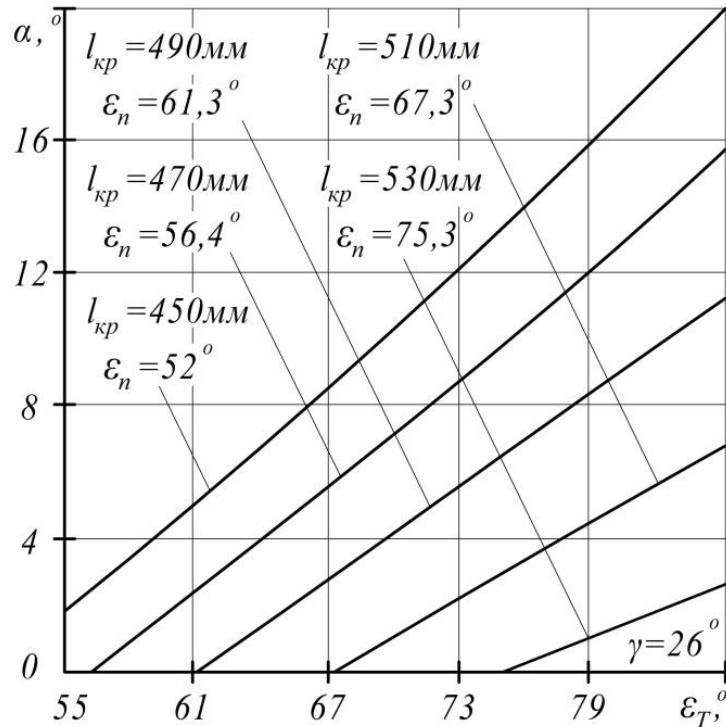


Рисунок 2.4 - Графічні залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$ при різних значеннях кута ε_n , величини $l_{кр}$, для $\gamma = 26^\circ$

Для величин $\varepsilon_n = 56,4^\circ$ і $l_{кр} = 470$ мм значення $\alpha_{max} = 15,3^\circ$ у порівнянні з $\alpha = 20^\circ$ (при $\varepsilon_n = 52^\circ$ і $l_{кр} = 450$ мм) зменшується у 1,3 рази; для $\varepsilon_n = 61,3^\circ$ і $l_{кр} = 490$ мм ($\alpha_{max} = 11^\circ$) – у 1,82 рази; для $\varepsilon_n = 67,3^\circ$ і $l_{кр} = 510$ мм ($\alpha_{max} = 6,6^\circ$) – у 3 рази.

При цьому, вибираючи раціональні параметри необхідно враховувати положення розташування пружини стискання важеля в напрямку похилої боковини рамної конструкції і, відповідно, напрямок дії сили пружини. Для великих значень ε_n і $l_{кр}$ складова такої сили буде значно більшою в напрямку повертання важеля, а, отже, жорсткість пружини можна вибрати меншою, що покращить експлуатаційні та ремонтні роботи.

Також проведені аналогічні дослідження для кута $\gamma = 30^\circ$ і 34° .

Відповідні розрахункові значення величин ε_n і $l_{кр}$ для $\gamma = 30^\circ$, $R = 45$ мм і $l_e = 400$ мм наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Розрахункові значення ε_n і $l_{кр}$ при $\gamma = 30^\circ$, $R = 45$ мм і $l_e = 400$ мм

ε_n , град	48,9	52,9	57,2	62,2	68,1
$l_{кр}$, мм	450	470	490	510	530

Побудовані графічні залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$ $\gamma = 30^\circ$ зображені на рис. 2.5.

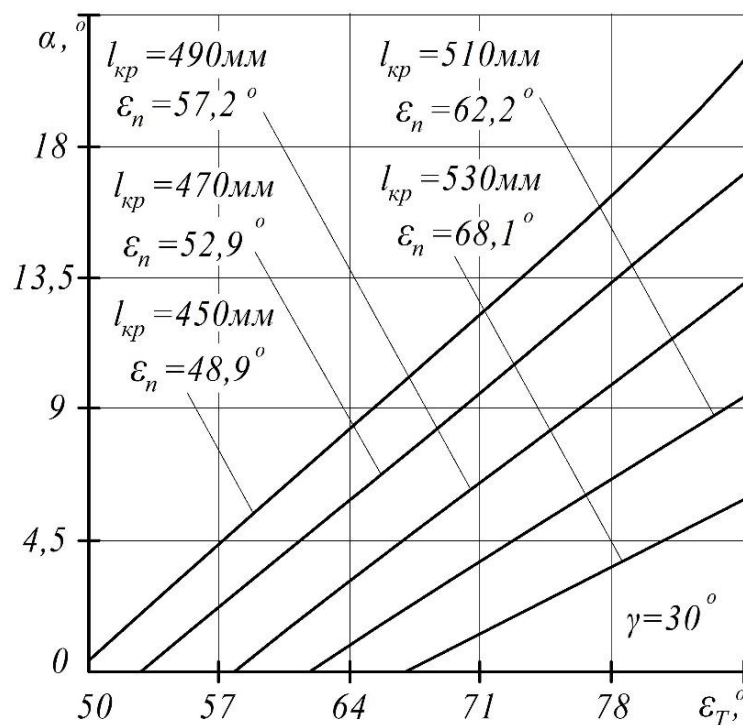


Рисунок 2.5 - Графічні залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$ при різних значеннях кута ε_n , величини $l_{кр}$, для $\gamma = 30^\circ$

Відповідні розрахункові значення величин ε_n і $l_{кр}$ для $\gamma = 34^\circ$, $R = 45$ мм і $l_e = 400$ мм наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 - Розрахункові значення ε_n і $l_{кр}$ при $\gamma = 34^\circ$, $R = 45$ мм і $l_e = 400$ мм

ε_n , град	45,1	48,6	52,3	56,4	61,0
$l_{кр}$, мм	450	470	490	510	530

Побудовані графічні залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$ $\gamma = 34^\circ$ зображені на рис. 2.6.

Аналіз побудованих графічних залежностей (рис. 2.4 – рис. 2.6) показав, що зміна величини кута γ не впливає на характер їх зміни, однак збільшення кута γ від 26° до 30° призводить до збільшення величини α_{max} у 1,04 рази, а від 26° до 34° у 1,11 рази, що є несуттєвим.

При цьому при зміні γ від 26° до 34° , для максимальних значень ε_T і $l_{кр}$, діапазон зміни α зростає від $2,7^\circ$ до $8,5^\circ$, тобто у 3,15 разів.

Наступним етапом є визначення впливу конструктивних параметрів канатного механізму та його елементів, а також різних зон кріплення пружин стискання на їх початкову довжину при контакті роликів з канатами, які розташовуються під різними кутами α до горизонту.

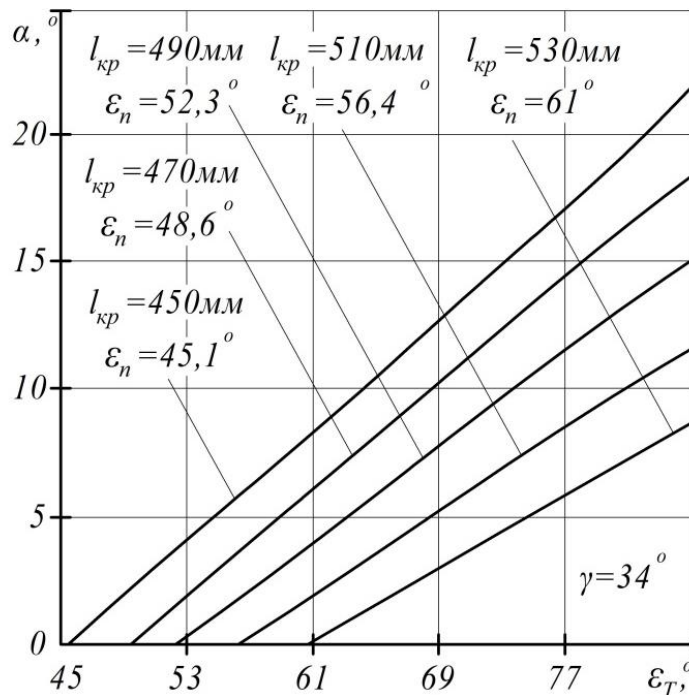


Рисунок 2.6 - Графічні залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$ при різних значеннях кута ε_n , величини $l_{кр}$, для $\gamma = 34^\circ$

Для забезпечення дії мінімальної сили пружини стискання на важелі з роликками, що забезпечується незначним попереднім натягом пружини у початковому завантажувальному стані рамної конструкції зі штучними вантажами, в транспортній системі конструктивно повинно бути передбачено регулювання положення кріплення пружин стискання.

Тому до похилих боковин рамної конструкції можна приварити кронштейни, в яких виконано ряд кріпильних отворів для пружин стискання.

В зоні кріплення пружин до важелів також можна передбачити механічне регулювання їх довжини.

Попередньо визначимо довжину пружини l_{np} в початковому стані завантаженої рамної конструкції в залежності від відстані l_T (відстань від точки A шарнірного кріплення важеля до боковини рамної конструкції до точки D кріплення з нею пружини розтягу) та відстані l_n (відстань від точки A шарнірного кріплення важеля до боковини рамної конструкції до точки E кріплення з важелем пружини розтягу).

Для цього скористаємось теоремою косинусів:

$$l_{np}^2 = l_T^2 + l_n^2 - l_T \cdot l_n \cdot \cos \chi_T. \quad (2.10)$$

Текучий кут χ_T визначається:

$$\chi_T = 180^\circ - \tau - \varepsilon_T;$$

$$\tau = 90^\circ - \gamma;$$

$$\chi_T = 180^\circ - 90^\circ + \gamma - \varepsilon_T;$$

$$\chi_T = 90^\circ + \gamma - \varepsilon_T. \quad (2.11)$$

Підставляючи (2.11) в (2.10) отримаємо:

$$l_{np}^2 = l_T^2 + l_n^2 - l_T \cdot l_n \cdot \cos (90^\circ + \gamma - \varepsilon_T);$$

$$l_{np} = [l_T^2 + l_n^2 - l_T \cdot l_n \cdot \sin (\varepsilon_T - \gamma)]^{0,5}. \quad (2.12)$$

При проведенні аналізу залежності (2.12) величинам l_T і l_n доцільно надавати діапазон дискретних значень виходячи з попередніх досліджень, а саме $l_T = (220; 250; 280; 310; 340; 370; 400)$ мм; $l_n = (280; 300; 320)$ мм.

Значення кутів γ і ε_T задаються в межах, які наведені на графічних залежностях (рис. 2.4...2.6). Так, кут γ приймає значення $\gamma = 26^\circ; 30^\circ; 34^\circ$, а кут $\varepsilon_T = 45...85^\circ$.

При цьому згідно графічних залежностей, які представлені на рис. 2.4, для кута $\gamma = 26^\circ$ кут ε_T змінюється в межах $\varepsilon_T = 45 \dots 85^\circ$; для кута $\gamma = 30^\circ$ (рис. 2.5) – $\varepsilon_T = 50 \dots 85^\circ$; для кута $\gamma = 34^\circ$ (рис. 2.6) – $\varepsilon_T = 55 \dots 85^\circ$.

На рис. 2.7 представлені графічні залежності $l_{np} = f(\varepsilon_T)$ при різних значеннях кута γ та величині l_T .

При проведенні аналізу залежності (2.12) величину l_n приймали постійною $l_n = 300$ мм, оскільки в конструкції механізму повинно бути передбачено вибір довжини пружини за допомогою регульованої тяги.

Аналіз графічних залежностей показує, що кут нахилу γ боковин рамної конструкції не має суттєвого впливу на початкову довжину пружини стискання l_{np} . При цьому збільшення величини кута γ в межах від 26° до 34° призводить до зростання діапазону зміни кута ε_T від $55^\circ \dots 85^\circ$ до $45^\circ \dots 85^\circ$.

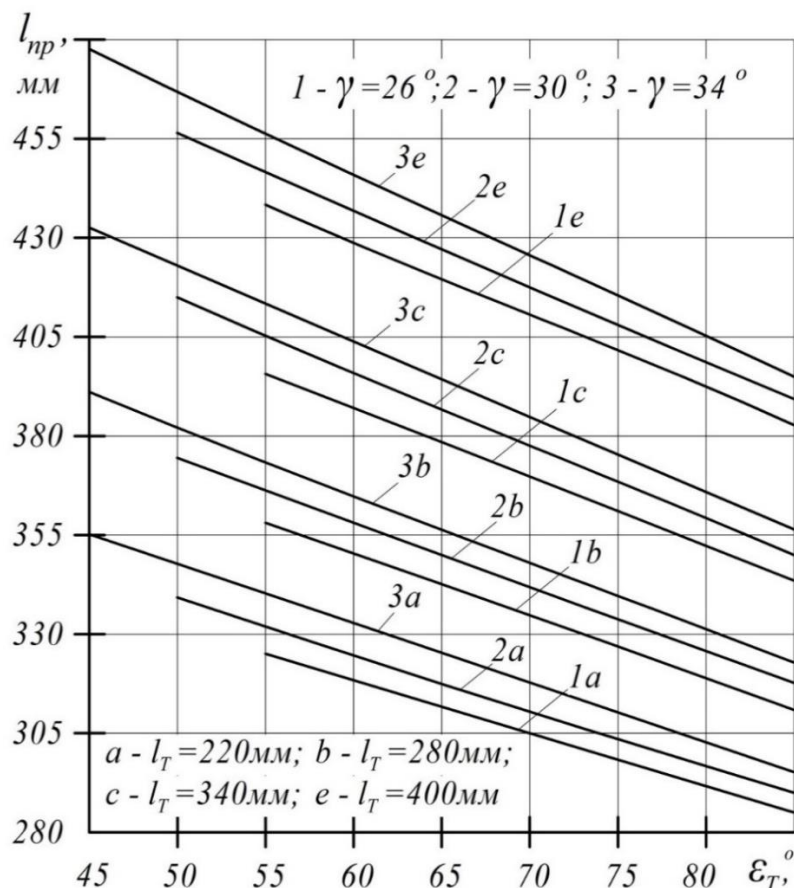


Рисунок 2.7 - Графічні залежності $l_{np} = f(\varepsilon_T)$ при різних значеннях кутів $\gamma = 26^\circ$; $\gamma = 30^\circ$; $\gamma = 34^\circ$ та величинах $l_T = 220$ мм; 280 мм; 340 мм; 400 мм

Так, для $\varepsilon_T = 55^\circ$, при якому всі графічні залежності починаються або

продовжуються у вертикальному напрямку, зміна кута γ в межах від 26° до 34° призводить до зростання величини l_{np} на $3,9...4,3\%$. Для $\varepsilon_T = 85^\circ$ зміна кута γ в межах від 26° до 34° призводить до зростання величини l_{np} на $3,1...5,5\%$.

В той же час, суттєвий вплив на значення довжини пружини l_{np} має величина l_T . Так для $\varepsilon_T = 55^\circ$ зростання величини l_T від 220 мм до 400 мм для діапазону кутів $\gamma = 26^\circ...34^\circ$ спричиняє збільшення значення l_{np} у $1,34...1,35$ рази. Аналогічне зростання значення l_{np} також є для $\varepsilon_T = 85^\circ$.

Наведені аналітичні залежності є справедливими для елементів натягу канатів, які розташовані з правої сторони відносно осі OY .

Для узагальнення рекомендованих параметрів елементів натягу канатів розглянемо їх положення з лівої сторони відносно осі OY .

При розрахунках, прийматимемо лише значення попередньо досліджених параметрів, які суттєво впливають на шукані величини.

Для побудови графічних залежностей $\alpha = f(\varepsilon_T)$, враховуючи попередні дослідження для правої сторони рамної конструкції, приймемо наступні значення параметрів: $\gamma = 30^\circ$; $l_g = 400$ мм; $R = 45$ мм.

При проведенні досліджень значення l_{kp} приймемо як і в попередньому випадку: $l_{kp} = 450; 470; 490; 510; 530$ мм. :

Відмінністю є те, що при вищенаведених постійних величинах параметрів покроково задається значення кута ε_T , який є меншим ніж кут $\varepsilon_T < \varepsilon_n$.

Попередньо встановимо залежність для визначення кута ε_T :

$$\begin{aligned} \sin \varepsilon_T &= O''K'' / l_g; \\ O''K'' &= l_g \sin \varepsilon_T. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Залежність для розрахунку відстані $O'C'$:

$$O'C' = O'K - O''K'' = (l_{kp} \cos \gamma - 2R) - l_g \sin \varepsilon_T. \quad (2.14)$$

Очевидним є те, що відстань $O'C'$ є рівною відстані $33'$: $O'C' = 33'$.

Тоді:

$$\operatorname{tg} \alpha = 33' / BK''. \quad (2.15)$$

Залежність для визначення BK'' є аналогічною формулі (2.8) для визначення величини BK' .

Підставляючи (2.14) і (2.8) в рівняння (2.15) отримаємо:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= (l_{кр} \cos \gamma - 2R - l_в \sin \varepsilon_T) / (l_{кр} \sin \gamma + l_в \cos \varepsilon_T), \\ \alpha &= \operatorname{arctg} [(l_{кр} \cos \gamma - 2R - l_в \sin \varepsilon_T) / (l_{кр} \sin \gamma + l_в \cos \varepsilon_T)]. \end{aligned} \quad (2.16)$$

В процесі аналізу залежності (2.16) скористаємось діапазоном рекомендованих значень параметрів, які попередньо встановили (таблиця 2.2).

На рис. 2.8 зображені графічні залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$ при різних величинах $l_{кр}$ і ε_n для $\gamma = 30^\circ$.

Їх аналіз показує, тенденція зміни $\alpha = f(\varepsilon_T)$ має протилежний характер до попереднього випадку і описується практично лінійними залежностями.

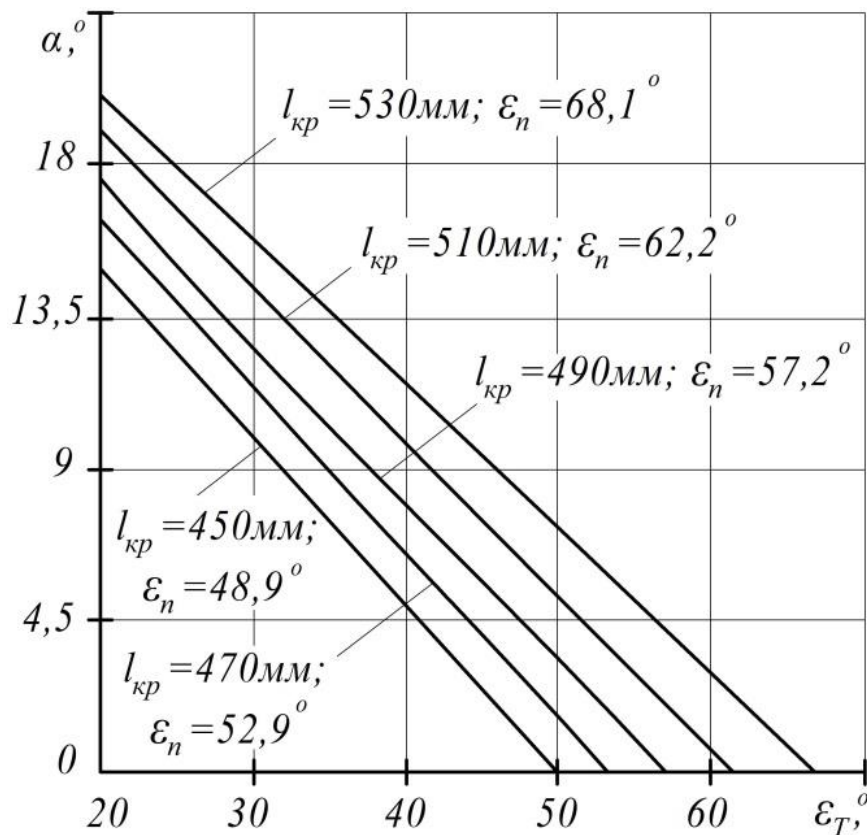


Рис. 2.8. Графічні залежності $\alpha = f(\varepsilon_T)$ при різних значеннях кута ε_n , величини $l_{кр}$, для $\gamma = 30^\circ$

При цьому, збільшення величини $l_{кр}$ в даному діапазоні не спричиняє суттєвого зростання зміни кута α .

Так для $\varepsilon_T = 20^\circ$ збільшення значення $l_{кр}$ від 450 до 530 мм призводить до зростання кута α на 32%, а для $\varepsilon_T = 50^\circ$ кут α змінюється від 0 до $6,8^\circ$, тобто діапазон зміни його абсолютної величини є незначним.

Аналогічно до попереднього випадку визначимо вплив конструктивних параметрів елементів канатного механізму, а також зон кріплення пружин стискання, на їх початкову довжину $l_{пр}$ при контакті роликів з внутрішніми поверхнями канатів, які розташовуються під різними кутами α до горизонту.

При цьому формули (2.9) – (2.12) є справедливими для обох випадків при розрахунку величини $l_{пр}$.

При проведенні аналізу залежності (2.12) для лівої сторони натяжних важелів з роликами рамної конструкції величині l_T надавався діапазон дискретних значень виходячи з попередніх досліджень, а саме $l_T = (220; 280; 340; 400)$ мм. Постійними були значення параметрів: $l_n = 300$ мм; $\gamma = 30^\circ$.

Діапазон зміни кута ε_T приймали в межах, які наведені на графічних залежностях (рис. 2.8): $\varepsilon_T = 20 \dots 70^\circ$.

На рис. 2.9 представлені графічні залежності $l_{пр} = f(\varepsilon_T)$ при різних значеннях l_T .

Аналіз графічних залежностей показує, що, як і попередньому випадку, збільшення величини l_T призводить до зростання значення $l_{пр}$.

В той же час збільшення величини кута ε_T призводить до зменшення довжини пружини $l_{пр}$ в її початковому стані.

Так для текучого кута $\varepsilon_T = 20^\circ$ зростання величини l_T в межах від 220 мм до 400 мм при значенні кута нахилу боковин рамної конструкції $\gamma = 30^\circ$ спричиняє збільшення значення $l_{пр}$ у 1,34 рази. Аналогічне зростання початкової довжини пружини $l_{пр}$ також є при текучому куті $\varepsilon_T = 70^\circ$.

Виходячи з проведених розрахунків та аналізу результатів досліджень попередньо можна вказати рекомендовані конструктивні параметри елементів канатного механізму для правої та лівої його сторони відносно осі OY .

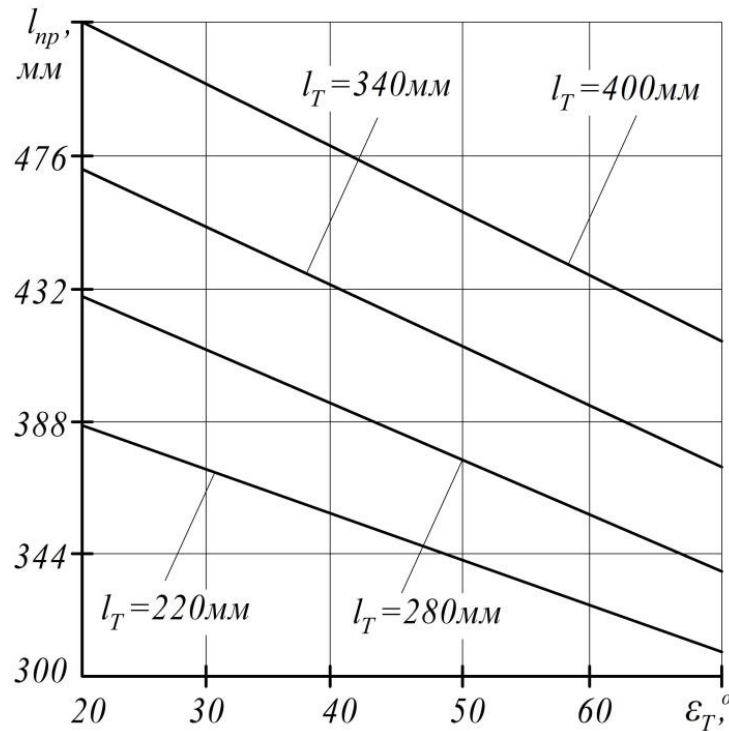


Рисунок 2.9 - Графічні залежності $l_{пр} = f(\varepsilon_T)$ при $l_n = 300$ мм; $\gamma = 30^\circ$ і різних величинах $l_T = 220$ мм; 280 мм; 340 мм; 400 мм

Кут нахилу боковин γ до осі OY варто вибирати близьким $\gamma = 30^\circ$, оскільки таке його значення є конструктивно раціональним, а відхилення від нього в різні сторони $\pm 5^\circ$ суттєво не впливає на шукані величини.

При виборі конструктивних параметрів і положення розташування важелів з роликками та пружин стискання в першу чергу необхідно орієнтуватись на компоувальну схему транспортної системи канатного механізму, а саме кута α розташування канатів до горизонту, залежності для яких наведено в таблицях 2.1 – 2.3 і на рис. 2.4 – 2.6 і 2.8.

При виборі початкової довжини пружини $l_{пр}$ необхідно орієнтуватись на графічні залежності, які наведено на рис. 2.7 і 2.9, а також передбачити регулювання її довжини за допомогою інших механізмів.

На основі проведеного аналізу можна констатувати, що більш точний діапазон вибору конструктивних параметрів рамної конструкції та пружин, які підтискають важелі з роликками, а також їх відносного положення з врахуванням кута α розташування канатів до горизонту можна навести після проведення силового аналізу.

2.2 Обґрунтування силових параметрів при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами

Базуючись на попередніх теоретичних дослідженнях з обґрунтування раціональних параметрів взаємодії натяжних важелів з направляючими канатами, проведено розрахунок величини та характеру зміни зусилля контакту роликів з внутрішньою поверхнею канатів від конструктивних параметрів елементів конструкції, пружин розтягу, кутового провертання рамної конструкції відносно пари центральних роликів відповідно для лівої та правої пари важелів, які розташовані з різних сторін вертикальної осі OY .

При проведенні розрахунків розглянемо випадок, коли натяжні канати описуються прямою лінією і при провертанні рамної конструкції відносно пари центральних роликів, ролики натяжних важелів зміщуються відносно канатів з відповідним розтягом або послабленням сили натягу пружин. В дійсності така деформація одночасно відбуватиметься в залежності від цілого ряду конструктивних та силових факторів, таких як відстані між парами різних роликів, кутових положень канатів та елементів рамної конструкції, зусиль натягу та параметрів канатів, довжини транспортування вантажів та ін.

Метою даних досліджень 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 [20].

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, призводять до сповільнення часу транспортування вантажів [129]. Це, в свою чергу, знижує продуктивність виконання технологічного процесу канатним транспортним механізмом.

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

до розрахункової схеми, яка зображена на рис. 2.10.

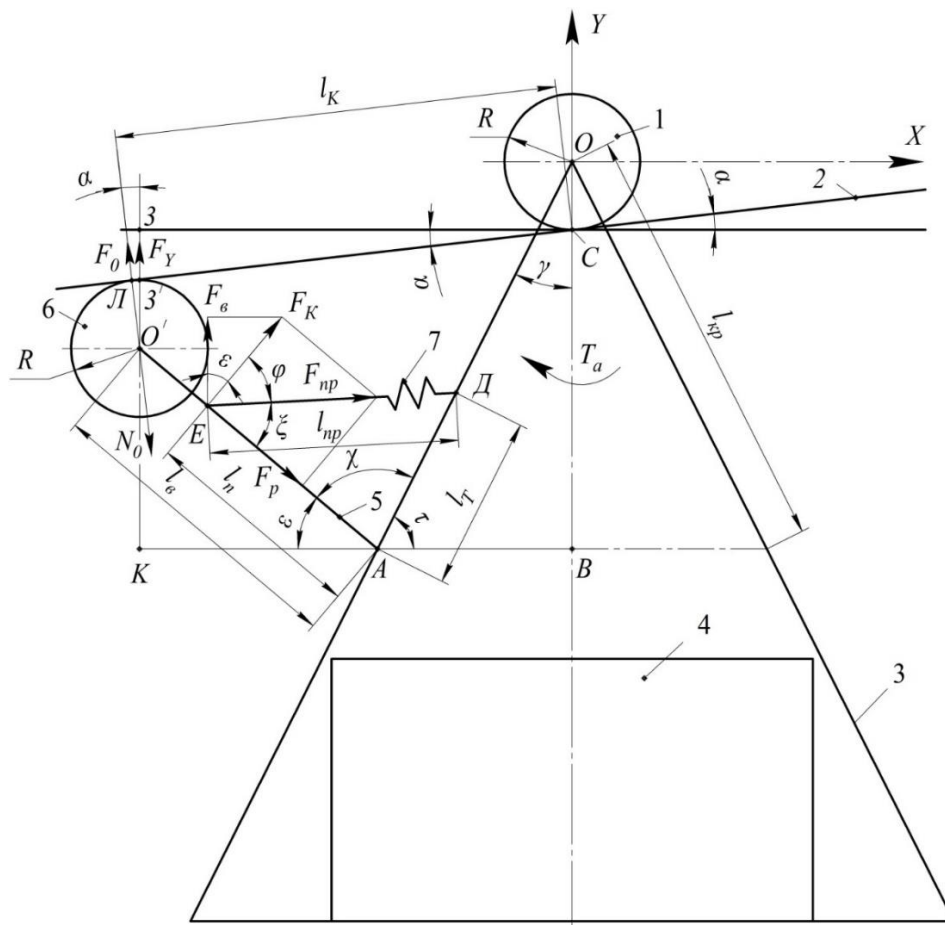


Рисунок 2.10 - Схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами в зоні контакту натяжні канати – ролики

На схемі в площині OXY зображено пара центральних роликів 1, котрі встановлені з певною відстанню відносно центральної осі O . Вони опираються на натяжні канати 2, які розташовані під кутом α до горизонту.

При проведенні досліджень зроблено наступне припущення: сила натягу канатів є достатньою для того, щоб його ділянку між центральним і підтискними роликами умовно приймати прямою лінією.

З центральними роликами 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 роликами 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 роликів 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 роликів 1, важелі з роликами можуть провертатись відносно боковин у точці A . Це призведе до перекочування роликів відносно внутрішньої поверхні канатів і розтягу пружин, а також зростання зусилля, яке протидіє провертанню рамної конструкції з вантажами. Відповідно знизжується амплітуда коливань рамної конструкції, що позитивно впливає 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 провертання 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 провертання відносно точки A .

Кут χ визначається за залежністю:

$$\begin{aligned}\chi &= 180^0 - \tau - \varepsilon; \\ \tau &= 90^0 - \gamma; \\ \chi &= 90^0 + \gamma - \varepsilon,\end{aligned}\tag{2.17}$$

де γ – кут розташування боковин рамної конструкції до осі OY ; ε – кут нахилу важеля до горизонту.

Згідно попередньо проведених досліджень [129] приймаємо: $\gamma = 30^\circ$; $\varepsilon = 40^\circ \dots 60^\circ$.

Тоді, згідно формули 2.17, межі зміни кута χ становитимуть: $\chi = 60^\circ \dots 80^\circ$.

Далі визначаємо 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:

$$l_{np}^2 = l_T^2 + l_n^2 - l_T l_n \cos \chi. \quad (2.18)$$

З урахуванням (2.17) отримаємо:

$$l_{np} = [l_T^2 + l_n^2 - l_T l_n \sin(\varepsilon - \gamma)]^{0,5}. \quad (2.19)$$

Згідно проведених попередніх досліджень [129] 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:

$$\begin{aligned} l_{np} / \sin \chi &= l_T / \sin \xi; \\ \xi &= \arcsin (l_T \sin \chi / l_{np}). \end{aligned} \quad (2.20)$$

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

$$\begin{aligned} \varphi &= 90^\circ - \xi; \\ \varphi &= 90^\circ - \arcsin (l_T \sin \chi / l_{np}). \end{aligned} \quad (2.21)$$

Згідно відомих залежностей сила пружини розраховується за залежністю:

$$F_{np} = c(\Delta + \Delta_T), \quad (2.22)$$

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

Тоді колова сила F_κ визначається рівнянням:

$$F_\kappa = F_{np} \cos \varphi. \quad (2.23)$$

З врахуванням (2.21) рівняння (2.23) прийме вигляд:

$$\begin{aligned} F_\kappa &= F_{np} \cos \varphi = F_{np} \cos (90^\circ - \xi) = F_{np} \sin \xi; \\ F_\kappa &= F_{np} (l_T \sin \chi / l_{np}). \end{aligned} \quad (2.24)$$

Вертикальна складова сили F_ε від дії сили F_κ визначається:

$$F_\varepsilon = F_\kappa \cos \varepsilon. \quad (2.25)$$

Оскільки сила F_ε за напрямком і величиною є рівною вертикальній силі F_Y , яка виникає в зоні взаємодії ролика з канатом, її обертова складова F_o , з врахуванням формул (2.25), (2.24), (2.22), (2.20) і (2.19) визначається:

$$\begin{aligned} F_o &= F_Y \cos \alpha; \\ F_o &= F_\kappa \cos \varepsilon \cos \alpha; \\ F_o &= F_{np} (l_T \sin \chi / l_{np}) \cos \varepsilon \cos \alpha; \\ F_o &= c(\Delta + \Delta_T) (l_T \sin \chi / l_{np}) \cos \varepsilon \cos \alpha; \\ F_o &= c(\Delta + \Delta_T) (l_T \sin \chi / [l_T^2 + l_n^2 - l_T l_n \sin (\varepsilon - \gamma)]^{0.5}) \cos \varepsilon \cos \alpha. \end{aligned} \quad (2.26)$$

Наступним етапом є визначення плеча дії сили F_o відносно точки C провертання рамної конструкції при її різкому гальмуванні та виникненні активного обертового моменту T_a . Плече l_κ 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 $ЛС$.

Для цього встановимо функціональну залежність між кутом α , відстанню $ВК$ і величиною $ЗЗ'$ зміщення поверхні ролика в проекції, на вертикальну вісь

ОУ з точки Z в точку Z' . Оскільки відстань CZ є рівною відстані BK то:

$$\cos \alpha = BK / CZ;$$

$$BK = BA + AK = l_{кр} \sin \gamma + l_6 \cos \varepsilon;$$

$$CZ' = (l_{кр} \sin \gamma + l_6 \cos \varepsilon) / \cos \alpha, \quad (2.27)$$

де $l_{кр}$ – відстань від осі обертання опорних роликів т. O' до т. A шарнірного кріплення важелів з боковинами трикутноподібної рамної конструкції; l_6 – довжина важелів.

Відстань LZ' визначається:

$$LZ' = R \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.28)$$

де R – радіус роликів.

Тоді плече l_k дії сили F_o має вигляд:

$$l_k = LC = CZ' + LZ' = (l_{кр} \sin \gamma + l_6 \cos \varepsilon) / \cos \alpha + R \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.29)$$

Таким чином обертовий момент T_o визначається з рівняння:

$$T_o = N_o l_k, \quad (2.30)$$

де величини N_o і l_k відповідно визначаються з рівнянь (2.26) і (2.29).

Оскільки на першому етапі визначаємо силу F_o , яка діє в початковий момент без зміщення роликів 6 відносно канатів, то величина Δ_T відповідно буде рівне нулю.

Ґрунтуючись на попередньо проведених дослідженнях, які викладені в працях [19, 129] для аналізу залежностей (2.26), (2.29) і (2.30) 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; $l_6 = 0,36$ м; $l_{кр} = 0,5$ м; $R = 0,045$ м; $\gamma = 30^0$.

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 $\varepsilon = 40^0$ кут χ становить 80^0 ; для $\varepsilon = 50^0$ ($\chi = 70^0$); для $\varepsilon = 60^0$ ($\chi = 60^0$).

Аналогічно кут ε пов'язаний з кутом нахилу канатів до горизонту α .

Для цього встановимо їх функціональний взаємозв'язок:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= (33' / 3C) = (33' / BK); \\ \alpha &= \arccos (33' / BK). \end{aligned} \quad (2.31)$$

Величина $33'$ визначається:

$$\begin{aligned} 33' &= CB - 3'K; \\ CB &= OB - R; \\ OB &= l_{кр} \cos \gamma; \\ CB &= l_{кр} \cos \gamma - R. \\ 3'K &= R + OK = R + l_{\varepsilon} \sin \varepsilon; \\ 33' &= (l_{кр} \cos \gamma - R) - (R + l_{\varepsilon} \sin \varepsilon); \\ 33' &= l_{кр} \cos \gamma - l_{\varepsilon} \sin \varepsilon - 2R. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Тоді з урахуванням (2.27) і (2.32) рівняння (2.31) набуде вигляду:

$$\alpha = \arccos [(l_{кр} \cos \gamma - l_{\varepsilon} \sin \varepsilon - 2R) / (l_{кр} \sin \gamma + l_{\varepsilon} \cos \varepsilon)]. \quad (2.33)$$

Розраховуючи згідно формули (17) величину кута α в залежності від вищезазначених значень та меж параметрів отримаємо: для $\varepsilon = 40^0$ кут α становить $12,4^0$; для $\varepsilon = 50^0$ ($\alpha = 7,9^0$); для $\varepsilon = 60^0$ ($\alpha = 4,10^0$).

На рис. 2.11 представлено графічні залежності зміни крутного моменту T_o від величини l_T при різних значеннях кута ε : 40^0 ; 50^0 ; 60^0 .

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_{ε} 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 .

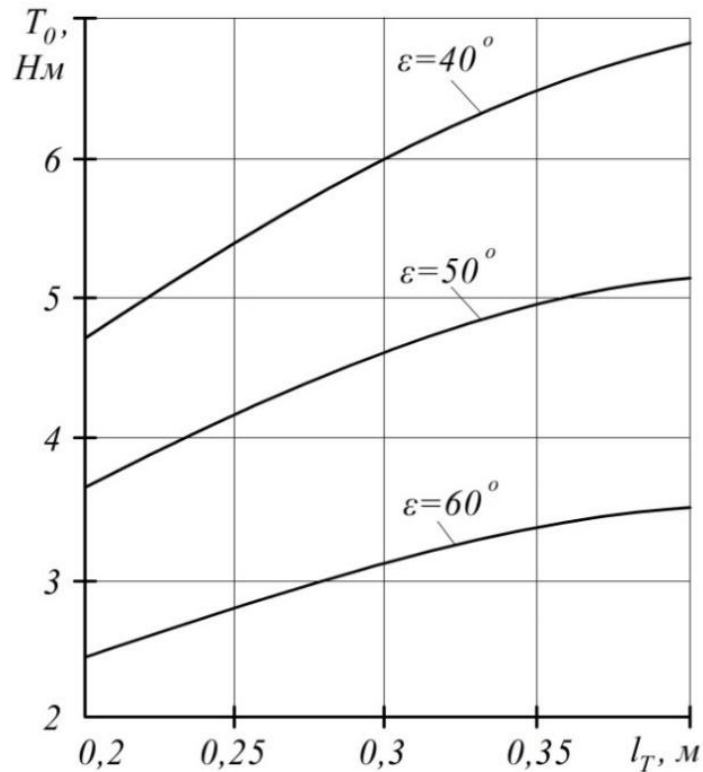


Рисунок 2.11 - Графічні залежності зміни крутного моменту T_o від величини l_T при різних значеннях кута ε

Встановлено, що зменшення абсолютного значення кута ε від 60° до 40° призводить до зростання величини T_o у 1,94...1,97 рази при збільшенні величини l_g від 0,2 до 0,4 м.

2.3 Обґрунтування параметрів переміщення вантажу канатною трасою

Розглянемо схему функціонування розвантажувально-навантажувальної установки на основі двотросової канатної дороги, на якій на роликах переміщується підвісна вантажна платформа, виконана у вигляді жорсткої рамної конструкції, підвішеної на осі несучих роликів із можливістю кутового провертання, обмеженого дією підпружинених підтискних роликів. Вибір двотросової дороги визначався такими факторами:

- невелика довжина канатної дороги і потреба в унеможливленні поперечних коливань, з метою забезпечення технічних вимог на розвантаження;
- зменшення динамічного навантаження на стіни складських приміщень,

до яких прикріплені кронштейни для закріплення та натягу канатів.

Зробимо припущення, що процеси навантаження двох канатів ідентичні, а тому розглянемо плоску задачу з умовним переміщенням вантажу половинної маси ($m = m_{\Sigma} / 2$) тільки по одному канату. Тут m_{Σ} – сумарна маса рамної конструкції та вантажу. Ідентичність навантаження технологічно досягається однаковим монтажним натягом та центральним розміщенням вантажу на підвісній рамі.

Розглянемо розміщення канатної траси та вплив натягу канатів на її провисання. Прийmemo, що довжина траси (проекції довжини канатів на горизонтальну площину) рівна L , висота підвісу канату в зоні завантаження (т. A) - H , а зоні розвантаження (т. B) - h . Тоді перепад висот підвісу канату ΔH в точках завантаження та розвантаження буде $\Delta H = H - h$, рис. 2.12.

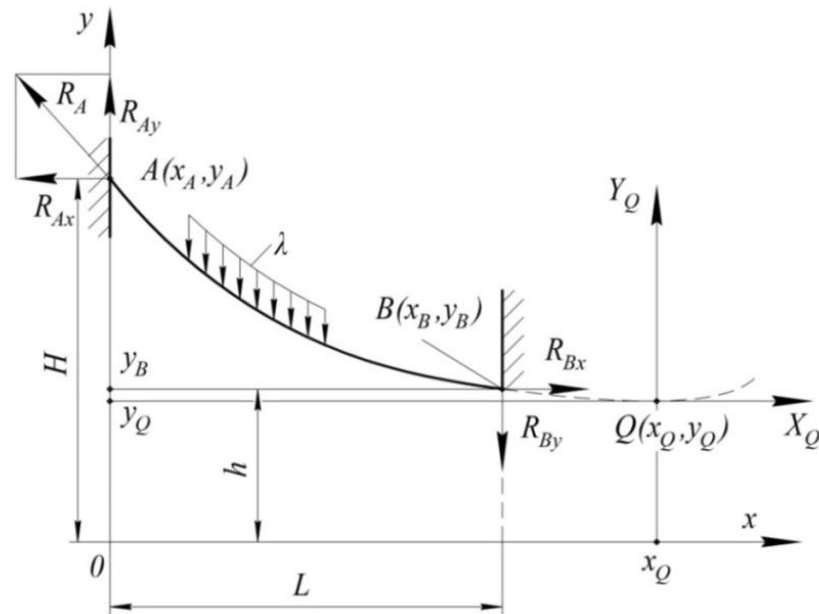


Рисунок 2.12 - Схема розміщення та кріплення канатної траси

Оскільки канат має свою вагу, яка розподілена рівномірно по трасі, ненавантажений канат (без підвісної платформи з вантажем) моделюємо гнучкою нерозтяжною важкою ниткою із рівномірним лінійним розподілом λ всієї маси канату m_k за довжиною l_k [59, 66, 81, 104, 112]:

$$\lambda = m_k / l_k = \rho_k S_k, \quad (2.34)$$

де ρ_k - питома маса канату; S_k - площа живого перерізу канату.

Розглянемо провисання ненавантаженого канату масою m_k . За моделлю провисання важкої нитки вона під дією ваги $G_k = m_k g$ натягується, а в канаті виникають сили натягу $T = T(x)$, осьова складова яких є постійною $T_x = T_0 = const$ і чисельно рівною горизонтальним складовим сили реакції опор R_{Ax} та R_{Bx} відповідно в точках підвісу A та B .

Лінія провисання канату в системі координат ланцюгової лінії $x_q Q y_q$, центр якої $Q(0;0)$ розміщений в точці максимального провисання ланцюгової лінії, опишеться відомою залежністю ланцюгової лінії [59,66,81,112]:

$$y = a_k [\text{ch}(x_q / a_k) - 1], \quad (2.35)$$

де a_k - параметр ланцюгової лінії, $a_k = T_0 / (\lambda g)$.

Довжина натягнутого із провисанням канату на відрізку Δx_q від точки максимального прогину $x_q = 0$ до біжучого значення координати x_q буде [66, 112]:

$$l_k = \int_0^{x_q} \sqrt{1 + (dy/dx)^2} dx = a_k \text{sh}(x_q / a_k) \quad (2.36)$$

Розкладаючи залежність (2.35) в ряд Маклорена отримуємо:

$$y_M = \frac{x_q^2}{2a_k} + \frac{x_q^4}{24a_k^3} + \dots$$

При малих прогинах траси уже другий член розкладу наближається до нуля, а тому для опису лінії провисання використовують залежність:

$$y_M = \frac{x_q^2}{2a_k} \quad (2.37)$$

Графічно лінії провисання, що описані залежностями (2.35) та (2.37), представлено на рис. 2.13, з якого випливає, що розбіжності між функціями (2.35) та (2.37) мають місце тільки при великому провисанні канату f_{\max}

(більше 10% довжини траси L). При провисанні $f_{\max} = 0,05L$ розбіжності незначні, а при провисанні $f_{\max} = 0,025L$ похибки від заміни залежності (2.35) на (2.37) стають несуттєвими.

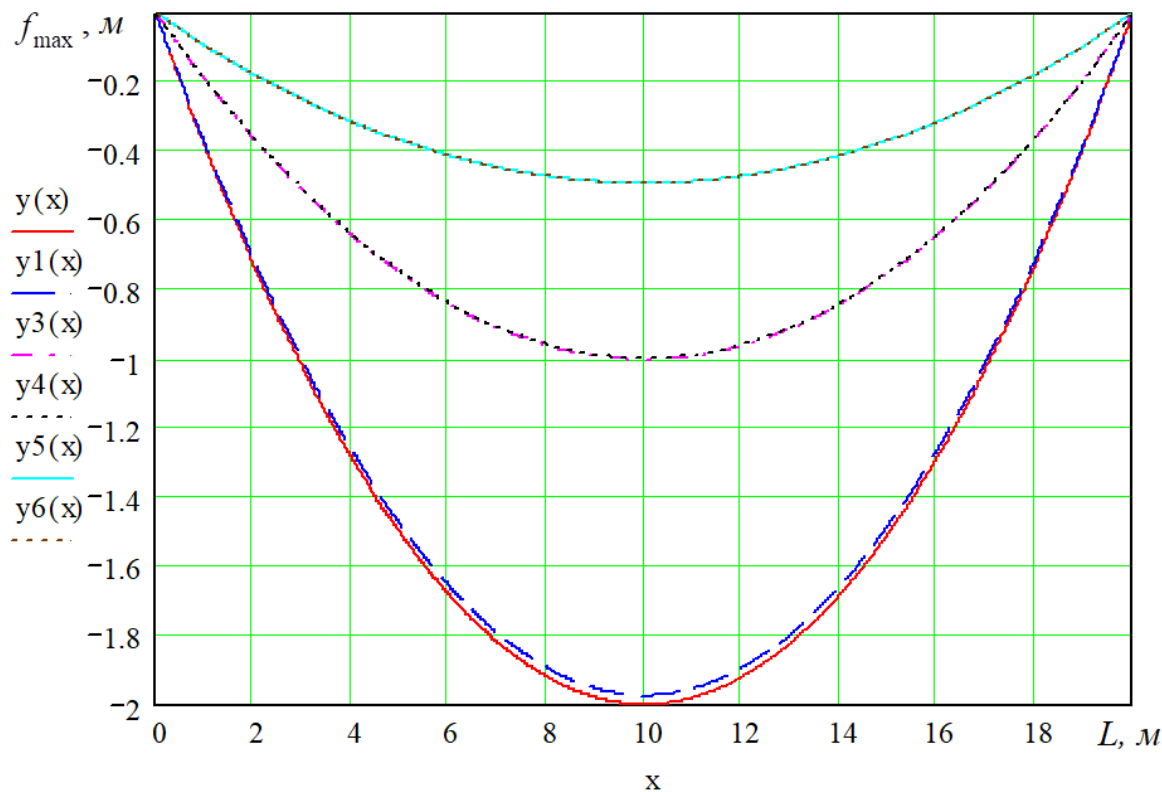


Рисунок 2.13 - До визначення розбіжностей опису канатної траси ланцюговою лінією та апроксимованою залежністю на прольоті $L=20$ м при різному провисанні: $y(x)$, $y4(x)$ - $f_{\max} = 0,025L$; $y1(x)$, $y5(x)$ - $f_{\max} = 0,05L$; $y3(x)$, $y6(x)$ - $f_{\max} = 0,10L$

Обмежуючись двома першими членами розкладу залежності (2.36) в ряд Маклорена отримуємо наближену залежність для визначення довжини канату від точки Q максимального прогину з координатою $x_q = 0$, до біжучої точки канату з координатою x_q :

$$l_{KM} = x_q + \frac{x_q^3}{6a_k^2}. \quad (2.38)$$

Розмістимо початок системи координат xOy на початку зони завантаження, де вісь Ox напрямлена за рухом ватажу горизонтально на рівні

підлоги складу. Тоді координати точок підвісу канату в зоні завантаження буде $A(0;H)$, в зоні розвантаження $B(L;h)$.

Рівняння ланцюгової лінії (2.35) в системі координат xOy прийме вид [66, 112]:

$$y = a_k \left[\operatorname{ch} \left(\frac{x - x_Q}{a_k} \right) - 1 \right] + y_Q, \quad (2.39)$$

де x_Q та y_Q - координати вершини параболи Q в системі координат xOy , тобто точки глобального мінімуму лінії прогину що проходить через точки підвісу $A(x_A; y_A)$ та $B(x_B; y_B)$.

Для трас з попереднім робочим монтажним натягом T_0 , який забезпечує малий прогин, залежність (2.37) в системі xOy запишеться:

$$y_M = \frac{(x - x_Q)^2}{2a_k} + y_Q. \quad (2.40)$$

Відповідно в системі xOy (рис. 2.12) рівняння (2.38), що визначає біжучу довжину тросу по мірі проходження вантажу, прийме вигляд:

$$l_{kM} = x + \frac{x_Q^3 - (x_Q - x)^3}{6a_k^2}. \quad (2.41)$$

При монтажному натягу $T_x = T_0$ канат початковою довжиною l_0 витягується і його відносне видовження буде $\varepsilon_0 = \Delta l / l_0 = T_0 / (E_k S_k)$, де E_k - модуль Юнга канату, $E_k = 1,1 \times 10^6$ МПа. Із врахуванням того, що $T_0 / S_k = a_k \rho_k g$, його відносне видовження буде $\varepsilon_0 = a_k \rho_k g / E_k$.

Для канатної траси, яка призначена для переміщення вантажу під дією гравітації, висота підвісу в зоні завантаження H (т. A) більше висоти підвісу в зоні розвантаження h (т. B). Рівняння прямої, що проходить через точки підвісу т. A та т. B , в системі xOy має вигляд:

$$y_s = y_A - x \operatorname{tg} \beta = H - x \operatorname{tg} \beta, \quad (2.42)$$

де β - кут нахилу прямої, що з'єднує точки підвісу (кут нахилу спрямленої траси), $\operatorname{tg} \beta = (H - h) / L = \Delta H / L$.

Біжуче провисання канатів буде [59, 66, 78, 81, 112]:

$$f(x) = y_s - y_M. \quad (2.43)$$

Напрямок переміщення вантажу (скоочування ролика) визначається похідною функції (2.40):

$$\dot{y}_x = \frac{dy_M}{dx} = \frac{x - x_Q}{a_k}. \quad (2.44)$$

Рівняння (2.39) та (2.40) описують рівняння канатної траси з встановленими точками підвісу, де величина провисання канату залежить від параметру $a_k = T_0 / (\lambda g)$, зокрема від монтажного натягу канату T_0 . Параметри x_Q та y_Q кривої провисання (координати вершини параболи Q), визначаємо із системи рівнянь, які отримують підстановкою в рівняння (2.40) координат точок $A(x_A; y_A)$ та $B(x_B; y_B)$:

$$\begin{cases} y_A = \frac{(x_A - x_Q)^2}{2a_k} + y_Q; \\ y_B = \frac{(x_B - x_Q)^2}{2a_k} + y_Q. \end{cases} \quad (2.45)$$

Звідки:

$$x_Q = \frac{x_A + x_B}{2} - \frac{a_k(y_A - y_B)}{x_A - x_B}. \quad (2.46)$$

Із врахуванням значень координат точок підвісу $A(0; H)$ та $B(L; h)$ в системі xOy :

$$x_Q = \frac{L}{2} + \frac{a_k(H - h)}{L} = 0,5L + a_k \operatorname{tg} \beta, \quad (2.47)$$

$$y_Q = H - \frac{x_Q^2}{2a_k}. \quad (2.48)$$

Із (2.35), (2.47) випливає, що для канатної траси довжиною L з перепадом висот $\Delta H = H - h$ при початковому монтажному значенні $a_k = 0,5L/\text{tg } \beta$ зона максимального провисання співпадає із зоною розвантаження ($x_Q = x_B$), при $a_k < 0,5L/\text{tg } \beta$ знаходиться на трасі між зоною навантаження та розвантаження ($0 < x_Q < x_B$), а при $a_k > 0,5L/\text{tg } \beta$ - поза трасою ($x_Q > x_B$). На рис. 2.14 показано розміщення траси при різному початковому монтажному натягу тросів і, відповідно, при різному a_k .

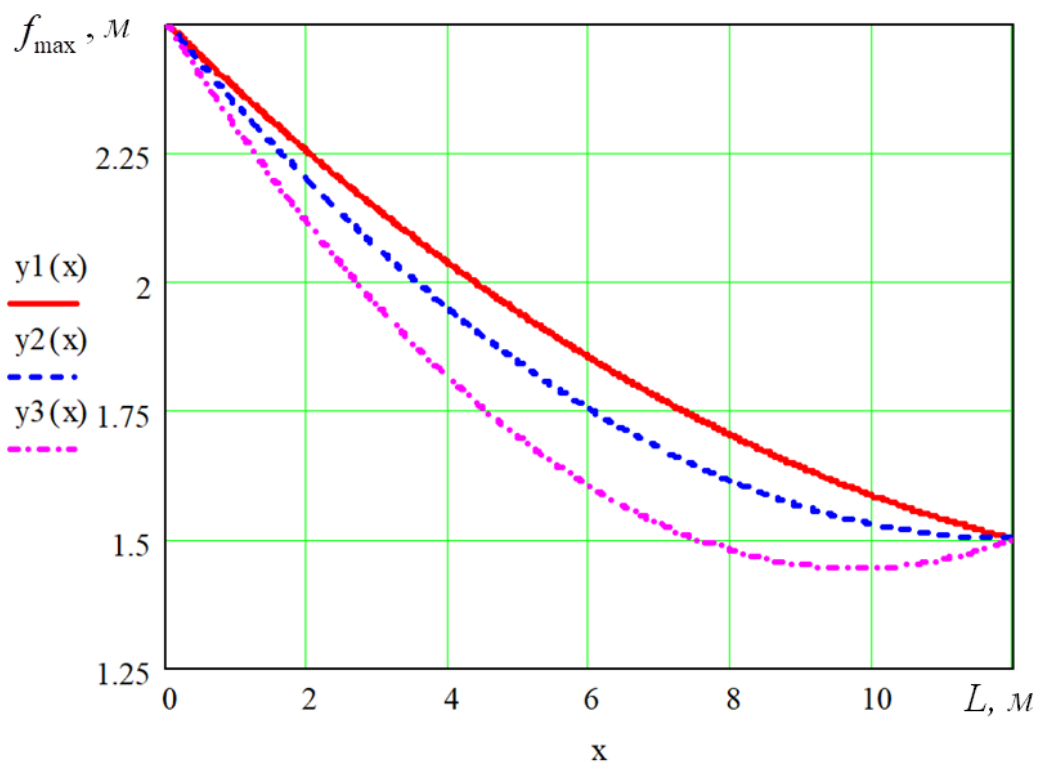


Рисунок 2.14 - Форма лінії провисання канатів системи гравітаційного спуску вантажу на трасі довжиною $L = 12$ м залежно від величини параметру $a_k = T_0 l_k / (mg)$ їх натягу: $y1(x)$ - $a_k = 100$ м; $y2(x)$ - $a_k = 72$ м; $y3(x)$ - $a_k = 45$ м

Відповідно (2.36) та (2.38) у системі xOy довжина кривої від точки підвісу $A(0; H)$ довільної точки $K(x; y)$:

$$l_{AK} = a_k \left[\text{sh} \left(\frac{x_Q}{a_k} \right) - \text{sh} \left(\frac{x_Q - x}{a_k} \right) \right]. \quad (2.49)$$

Чи згідно (2.38) за наближеною залежністю:

$$l_{AK} = s = x + \frac{3x_Q x(x_Q - x) + x^3}{6a_k^2}, \quad (2.50)$$

де s - лінійний параметр шляху, що відповідає біжучій довжині канату.

Довжина канату, підвішеного між опорами $A(x_A; y_A)$ та $B(x_B; y_B)$ з натягом T_0 буде:

$$l_{ADB} = l_k = L(1 + \text{tg}^2 \beta) + L^3 / (64a_k^2). \quad (2.51)$$

Початкова довжина канату, без врахування приросту від натягу, становитиме:

$$l_0 = l_k / (1 + \varepsilon_0), \quad (2.52)$$

де $\varepsilon_0 = T_0 / (E_k S_k) = a_k \rho_k g / E_k$ - відносне видовження канату від монтажного натягу.

При однаковому монтажному натягу ($a_k = \text{const}$) залежно від висоти підвісу h в зоні вивантаження траса матиме різну кривину (рис. 2.15).

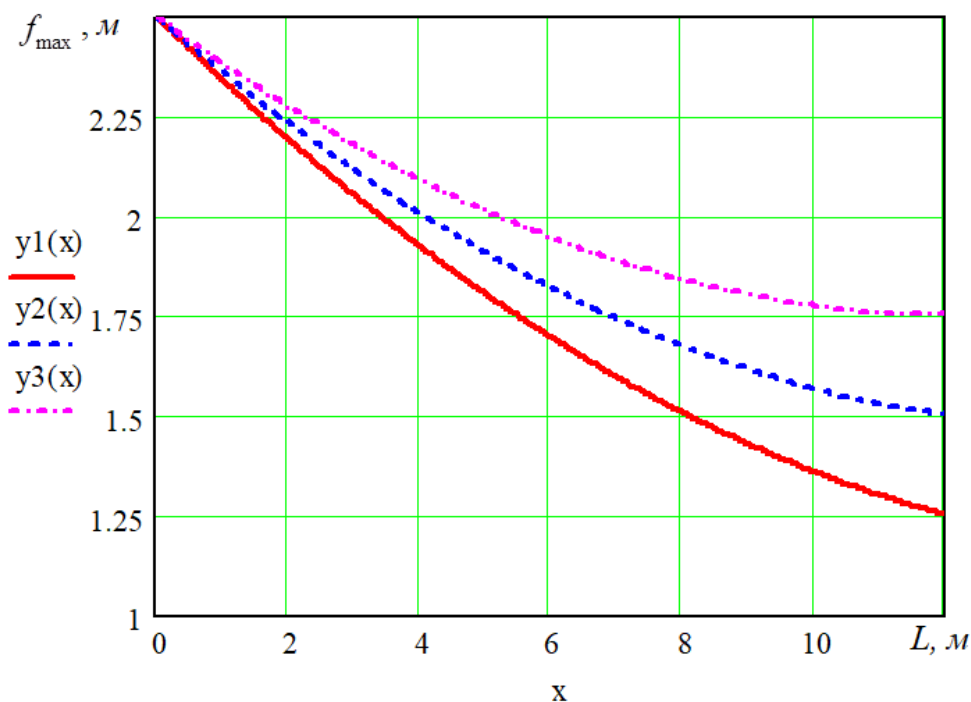


Рисунок 2.15 - Форма лінії провисання канатів на трасі довжиною $L=12$ м при однаковому монтажному натягу залежно від перепаду рівнів кріплення канату: $y_1(x)$ - $\Delta H = 1,25$ м; $y_2(x)$ - $\Delta H = 1,0$ м; $y_3(x)$ - $\Delta H = 0,75$ м

Горизонтальні реакції опор (точок підвісу), що розтягують канат без вантажу, будуть [56, 69, 86, 112]:

$$R_{Bx} = -R_{Ax} = T_0 . \quad (2.53)$$

Із врахуванням (2.44), вертикальні реакції опор:

$$R_{Ay} = \dot{y}_x(0) \cdot T_0 = x_Q T_0 / a_k . \quad (2.54)$$

$$R_{By} = \dot{y}_x(L) \cdot T_0 = (x_B - x_Q) \cdot T_0 / a_k . \quad (2.55)$$

Розглянемо випадок навантаження канату в т.*D* підвісною рамною конструкцією з вантажем сумарна вага яких $G = mg$ суттєво (на порядок і більше) перевищує вагу канатів. Очевидно, що під дією вантажу канат розтягнеться, причому сили розтягу суттєво перевищуватимуть монтажний їх натяг і, відповідно, кривина віток траси буде незначною.

На рис. 2.16 показано ланцюгові лінії провисання канату з параметром $a_k = 100$ м без вантажу (суцільна лінія) та із підвішеним вантажем (штрихова лінія) з параметром навантаження від дії вантажу $a_k = 350$ м.

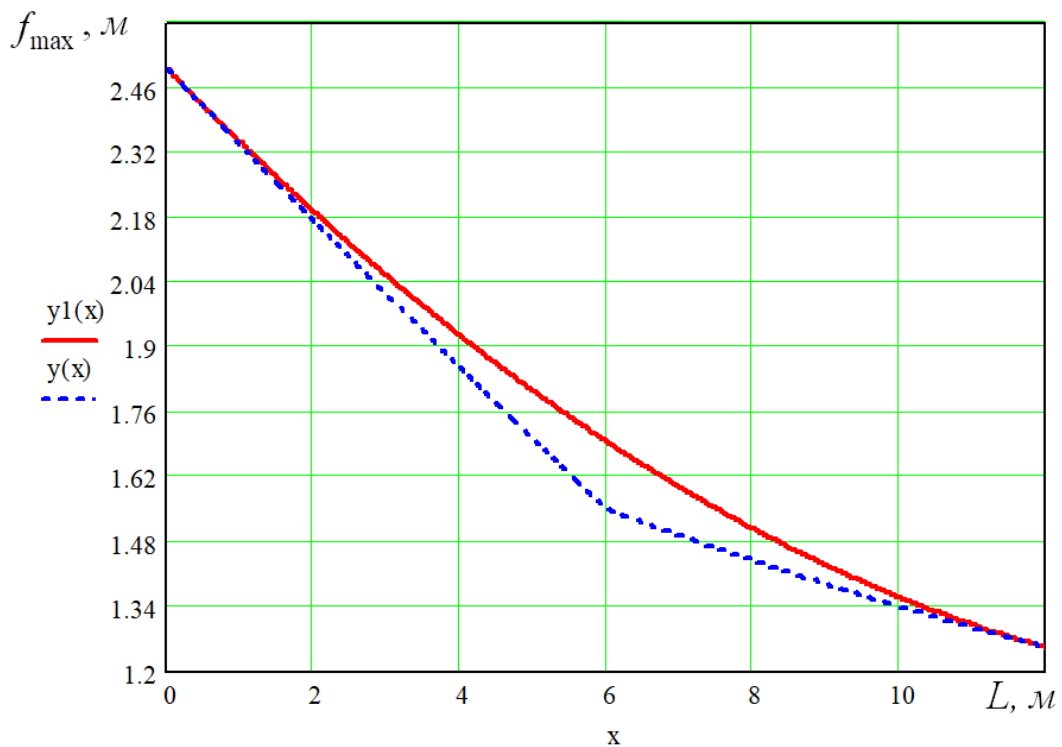


Рисунок 2.16 - Форма лінії провисання канатів без вантажу та з підвішеним вантажем, розміщеним посередині траси

Як впливає із рис. 2.16, вітки навантаженої канатної траси практично спрямляються.

В зоні навантаження (т. D) канат охоплює ролик підвісу, а в зоні контакту між канатом та роликом діє нормальна сила N , рис. 2.17.

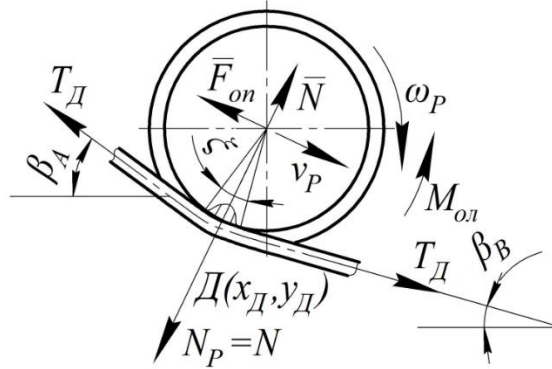


Рисунок 2.17 - Схема взаємодії канату із підвісним роликом

Нехай кут охопту ролика канатом становить ξ , а осьова сила розтягу канату в зоні ролика буде T_D . Якщо нехтувати силами тертя ковзання, то натяг канату в т. D з сторони обох опор буде рівним $T_{DA} = T_{DB} = T_D$.

Тоді нормальна сила реакції канату, що діє на ролик буде [81, 112]:

$$N = 2T_D \sin(\xi / 2). \quad (2.56)$$

Для нашого випадку, при незначній довжині траси транспортування, вага підвісної рамної конструкції з вантажем суттєво більша (на порядок і більше) ваги канату (канатів), а тому приймемо, що вітки канату від опор до зони навантаження є прямолінійними, рис. 2.16. В цьому випадку точки підвісу канату (т. A та т. B) із точкою дії підвісу вантажу (т. D) утворюють трикутник, в якому сторона AB розміщена до осі Ox під кутом β , сторона AD під кутом β_A , а сторона BD - під кутом β_B , рис. 2.18. Відповідно, кути трикутника будуть рівними: $\angle A = \beta_A - \beta$; $\angle B = \beta - \beta_B$; $\angle D = \beta_D = 180 - \xi_p = 180 - \beta_A + \beta_B$. Звідки кут охопту ξ_p ролика підвісу:

$$\xi_p = \beta_A - \beta_B. \quad (2.57)$$

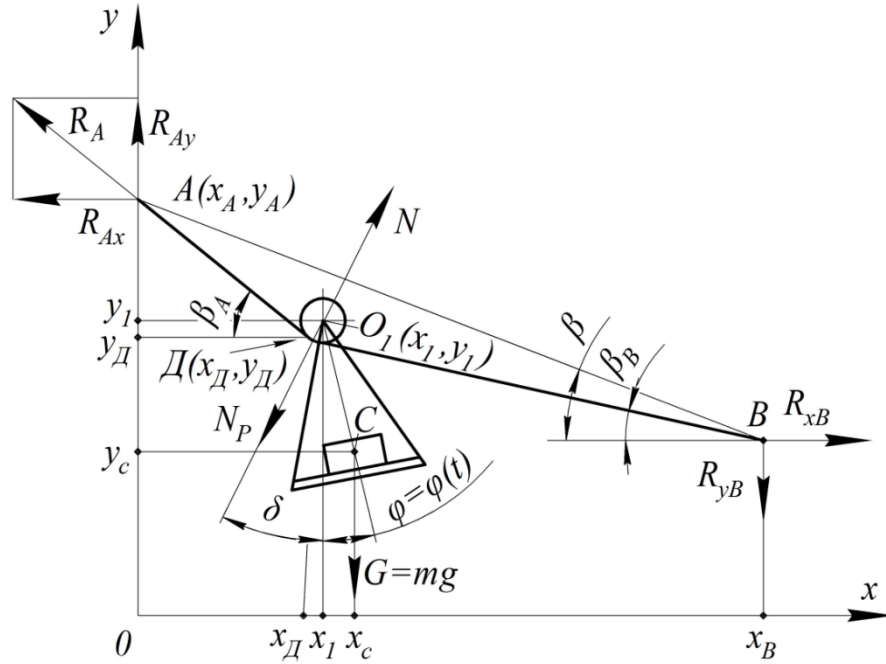


Рисунок 2.18 - Схема підвісу рамної системи з вантажем на канатній трасі

Із врахуванням (2.57), залежність (2.56) прийме вид:

$$N = 2T_D \sin\left(\frac{\beta_A - \beta_B}{2}\right). \quad (2.58)$$

Вектор сили реакції N ділить кут $\angle D$ пополам і спрямований під кутом $\beta_D/2 = 90^\circ - (\beta_A - \beta_B)/2$ відповідно до сторін AD та BD . Отже до вектора сили ваги G (чи до осі Oy) вектор N розміщений під кутом $\delta = (\beta_A + \beta_B)/2$.

Попередньо допустимо, що сили інерції несуттєві. Тоді нормальна реакція канату при взаємодії із роликом буде:

$$N = G \cos \delta = G \cos\left(\frac{\beta_A + \beta_B}{2}\right), \quad (2.59)$$

Сила натягу канатів від дії вантажу зоні його підвісу:

$$T_D = \frac{G \cos[(\beta_A + \beta_B)/2]}{2 \sin[(\beta_A - \beta_B)/2]}. \quad (2.60)$$

Відповідно, горизонтальні та вертикальні реакції в точках підвісу:

$$R_{Ax} = -T_D \cos \beta_A; \quad R_{Ay} = T_D \sin \beta_A, \quad (2.61)$$

$$R_{Bx} = T_D \cos \beta_B; \quad R_{By} = T_D \sin \beta_B. \quad (2.62)$$

Із врахуванням (2.58) - (2.62) кути нахилу віток β_A та β_B пов'язані між собою функціонально, що впливає із рівності проекцій всіх сил на вісь. Із аналізу залежностей (2.60), (2.61) та (2.62) впливає, що проекція сил натягу на вісь Ox частини канату зі сторони вищої точки підвісу (т. A) менша сили натягу зі сторони нижчої точки підвісу (т. B) на величину:

$$T_{Bx} - T_{Ax} = N \sin \delta = G \sin \delta \cos \delta = \frac{G \sin(\beta_A + \beta_B)}{2}. \quad (2.63)$$

Оскільки підвісна платформа переміщається по канату під дією гравітації, то сила реакції канату на ролик спрямована до осі ролика і не має тангенціальної складової, отже сили натягу канату T_D , у випадку коли вага канату, порівняно із вагою вантажу є незначною і нею можна знехтувати, є практично незмінними на всій ділянці між точками підвісами канату та т. D . Це підтверджується тим, що кривина навантаженого канату є незначною, а його траса є практично прямолінійною, що є підставою відповідного припущення.

Позначимо віддаль AB , рис. 2.18, між підвісами канату (т. A та т. B) як $l_{AB} = 2c$. При незмінній довжині канату l_k , $l_k > l_{AB}$, при переміщенні вантажу по канату точка його підвісу D переміщатиметься по траєкторії, яка відповідає еліпсу із фокусами, розміщеними в точках підвісу канату $A(x_A; y_A)$ та $B(x_B; y_B)$, а центр якого розміщений посередині відрізка AB .

У [87] показано що траєкторія переміщення підвісу вантажу (т. D) описується залежністю:

$$y_D(x) = \frac{q(x) - \sqrt{q^2(x) - 4p \cdot r(x)}}{2p} - (L/2) \operatorname{tg} \beta, \quad (2.64)$$

$$\text{де } p = \frac{4}{c^2} \left[\frac{\sin^2 \beta}{(1 + \varepsilon_\Sigma)^2} + \frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\Sigma(2 + \varepsilon_\Sigma)} \right]; \quad g(x) = \frac{(4x - 2L) \sin \beta \cos \beta}{c^2} \left[\frac{1}{(1 + \varepsilon_\Sigma)^2} - \frac{1}{\varepsilon_\Sigma(2 + \varepsilon_\Sigma)} \right];$$

$$r(x) = \left[\frac{(2x - L)^2}{c^2} \right] \left[\frac{\cos^2 \beta}{(1 + \varepsilon_\Sigma)^2} + \frac{\sin^2 \beta}{\varepsilon_\Sigma(2 + \varepsilon_\Sigma)} \right] - 1.$$

Тут ε_{Σ} - відносне перевищення довжин канату відстані між точками підвісу канату по прямій $l_{AB} = 2c = L / \cos \beta$ з врахуванням його видовження від попереднього натягу та натягу від вантажу:

$$\varepsilon_{\Sigma} = (l_k - l_{AB}) / l_{AB} = \frac{l_k \cos \beta}{L} - 1. \quad (2.65)$$

На рис. 2.19 наведено траєкторії переміщення підвісу вантажу для різних значень монтажного натягу тросів і, відповідно, різних довжин тросів.

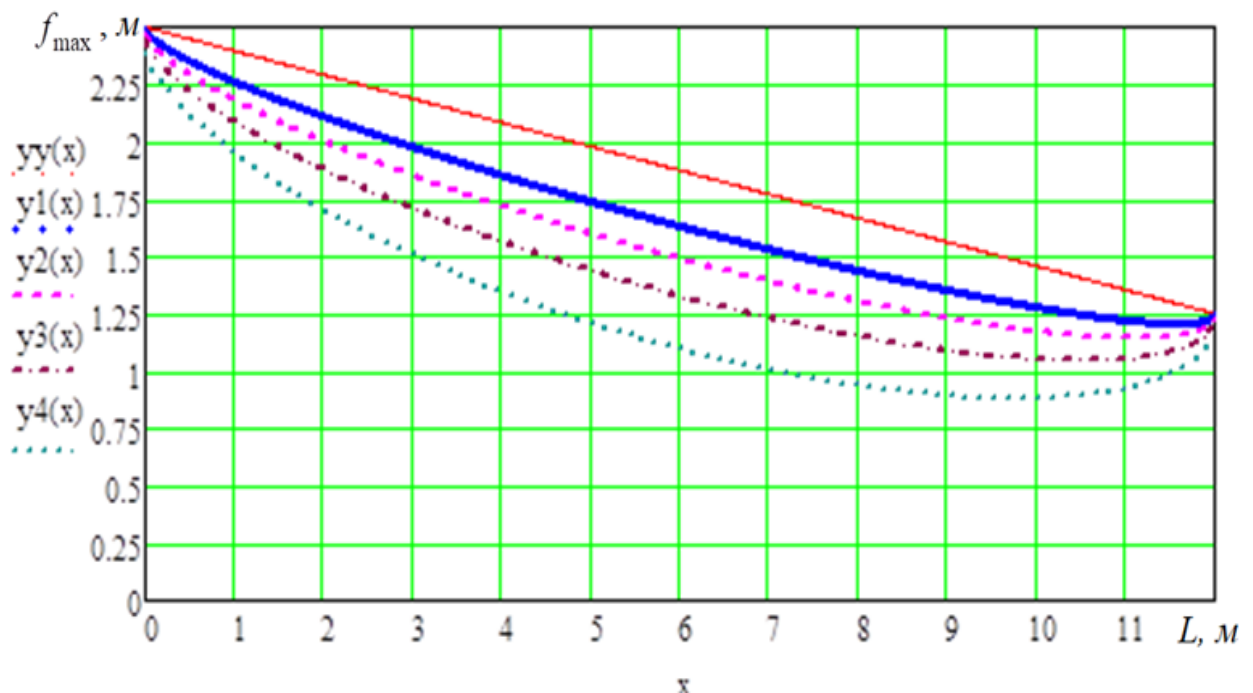


Рисунок 2.19 - Траєкторії переміщення підвісу вантажу залежно для різного монтажного навантаження, яким задається різна довжина тросів

Величина прогину в біжучій точці D підвісу вантажу визначається як:

$$\Delta f(x) = H - x_D \operatorname{tg} \beta - y_D(x). \quad (2.66)$$

Залежність (2.64) є громіздкою для практичного використання. А тому нами запропонована методика прямого пошуку прогинів канату від навантаження.

Розглянемо рух вантажу з підвісною рамою по канату.

Опір переміщенню визначається біжучим шляхом s , що проходить ролик по довжині канату. Довжина канату l_k перевищує віддаль l_{AB} між точками підвісу т. A та т. B . Згідно (2.65) $l_k = l_{AB}(1 + \varepsilon_\Sigma)$.

Визначимо біжучий прогин $\Delta f_s = \Delta f_s(s)$ в точці підвісу залежно від шляху переміщення ролика підвісу по канату s . Оскільки саме шлях s визначає енергетичні параметри транспортування, то прийнемо його за незалежний параметр в моделі транспортування вантажу по канатній трасі.

Позначимо $AD = s = k_s l_k$, $BD = l_k - s = (1 - k_s)l_k$. Тоді площу трикутника ΔABD через біжучий прогин Δf_s :

$$S_\Delta = \frac{\Delta f_s l_{AB} \cos \beta}{2c} = 0,5L\Delta f_s. \quad (2.67)$$

Визначимо площу ΔABD за трьома сторонами, із врахуванням (2.65):

$$S_\Delta = 0,25l_{AB} \sqrt{(2\varepsilon_\Sigma + \varepsilon_\Sigma^2)[l_{AB}^2 + (l_{AB} - 2s)^2(1 + \varepsilon_\Sigma)^2]}. \quad (2.68)$$

Прирівнюючи (2.80) та (2.81) отримуємо:

$$\Delta f_s(s) = \frac{\sqrt{(2\varepsilon_\Sigma + \varepsilon_\Sigma^2)[l_{AB}^2 + (l_{AB} - 2s)^2(1 + \varepsilon_\Sigma)^2]}}{2 \cos \beta}. \quad (2.69)$$

Позначимо $s/l_k = k_s$. Тоді залежність (2.37) прийме вигляд:

$$\Delta f_s = \frac{L}{2 \cos^2 \beta} \sqrt{(2\varepsilon_\Sigma + \varepsilon_\Sigma^2)[1 + (1 - 2k_s)^2(1 + \varepsilon_\Sigma)^2]}. \quad (2.70)$$

Графік зміни прогину траси від пройденого роликком шляху s по канату для різного навантаження, яке приймаємо незмінним, тобто для різних значень ε_Σ наведено на рис. 2.20.

На графіку рис. 2.21 наведений біжучий перепад висот $\Delta h(x) = -(x_s \operatorname{tg} \beta - \Delta f_s)$ для різного монтажного натягу тросів, що забезпечують задане перевищення ε_Σ довжини натягнутого тросу над віддалю між точками

підвісу канату.

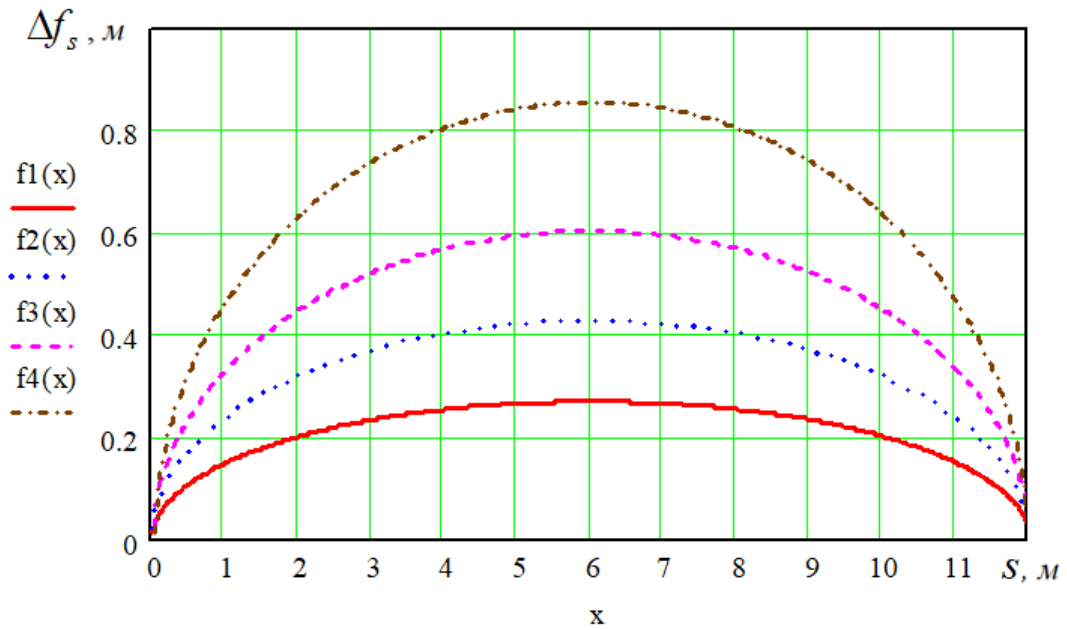


Рисунок 2.20 - Залежність прогину Δf_s траси від шляху s , пройденого роликком по канату при ε_Σ : 1 - $\varepsilon_\Sigma=0,001$; 2 - $\varepsilon_\Sigma=0,0025$; 3 - $\varepsilon_\Sigma=0,005$; 4 - $\varepsilon_\Sigma=0,01$

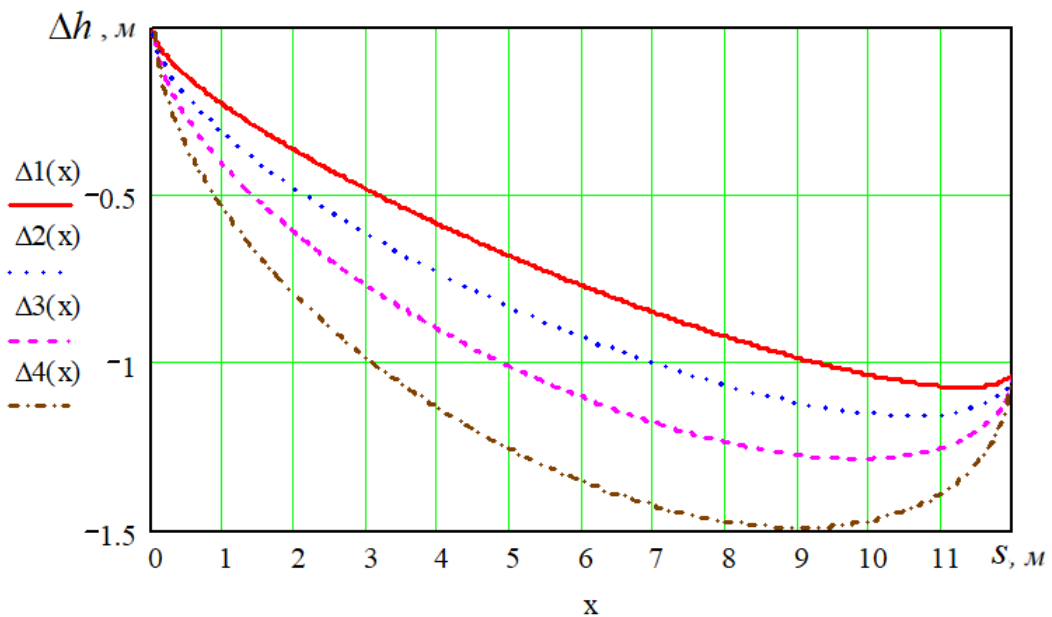


Рисунок 2.21 - Залежність біжучого перепаду висот Δh підвісу системи з вантажем від шляху s , пройденого роликком по канату при:

1 - $\varepsilon_\Sigma=0,001$; 2 - $\varepsilon_\Sigma=0,0025$; 3 - $\varepsilon_\Sigma=0,005$; 4 - $\varepsilon_\Sigma=0,01$

Кути нахилу віток β_A та β_B (рис. 2.18) визначаємо із трикутника ΔABD :

$$\beta_A(s) = \arccos\left(\frac{a}{s}\right) + \beta; \quad (2.71)$$

$$\beta_B(s) = \arccos\left(\frac{l_{AB} - a}{l_k - s}\right) - \beta. \quad (2.72)$$

де a - проекція натягнутої вітки AD (біжучого шляху s , який проходить ролик підвісу по канату) на відрізок AB (віддаль між точками підвісу канату):

$$a = a(s) = s(1 + \varepsilon_\Sigma) - l_{AB}(\varepsilon_\Sigma + 0.5\varepsilon_\Sigma^2). \quad (2.73)$$

Зміна кутів β_A та β_B від s для різного монтажного натягу канату і відповідно параметру ε_Σ наведена на рис. 2.22.

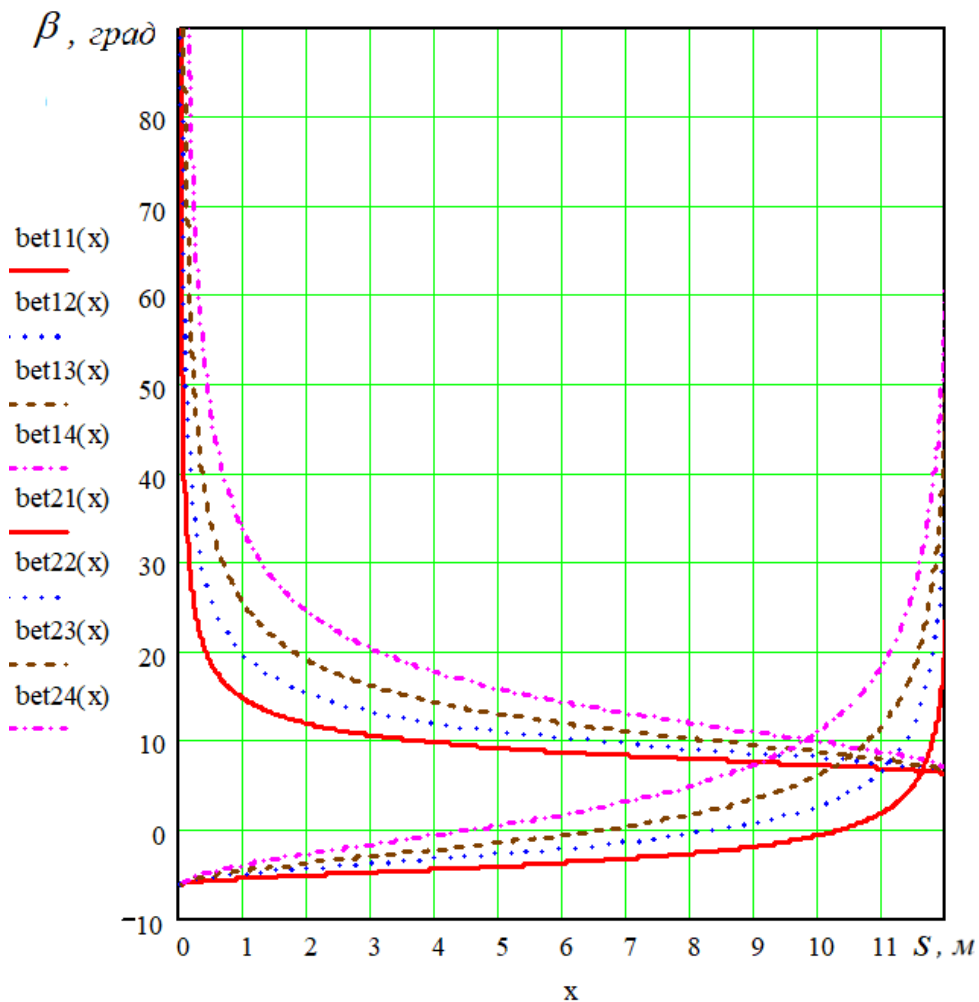


Рисунок 2.22 - Зміна кутів нахилу віток канату β_A (1) та β_B (2) від s , для:
1 - $\varepsilon_\Sigma=0,001$; 2 - $\varepsilon_\Sigma=0,0025$; 3 - $\varepsilon_\Sigma=0,005$; 4 - $\varepsilon_\Sigma=0,01$

Для гравітаційного транспортування вантажів напрямок реакції від канатів задається кутом δ , що визначається напрямками віток канатів, тобто

кутами β_A та β_B , $\delta = (\beta_A + \beta_B)/2$. Зміна біжучого значення кута δ для різних значень ε_Σ , залежно від шляху s , пройденого роликком підвісу наведена на рис. 2.23.

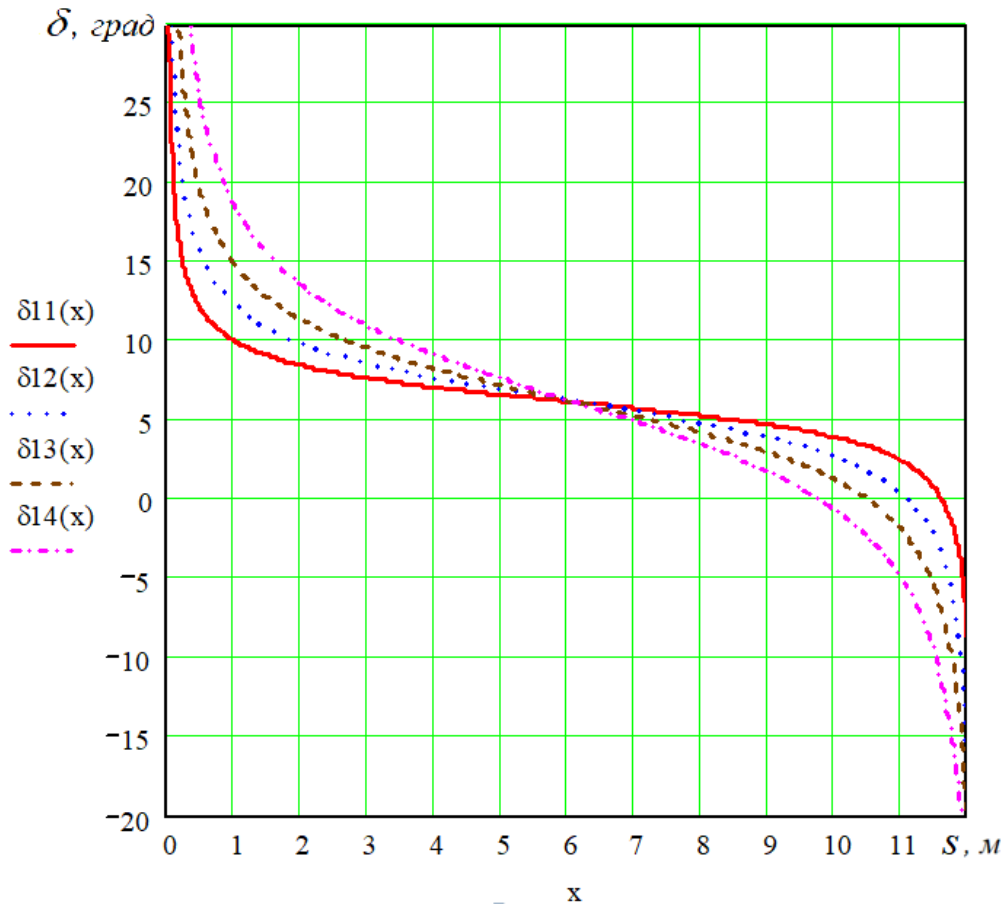


Рисунок 2.23 - Зміна кута нахилу реакції канату N на ролик підвісу вантажу від s для: 1 - $\varepsilon_\Sigma = 0,001$; 2 - $\varepsilon_\Sigma = 0,0025$; 3 - $\varepsilon_\Sigma = 0,005$; 4 - $\varepsilon_\Sigma = 0,01$

При відомому розміщенні вантажу в біжучий момент часу i , відповідно, відомих законах зміни кутів β_A , β_B та δ при заданому натягу, що задає необхідне перевищення довжини тросу ε_Σ , можна встановити сили осьового натягу тросу механізму та реакції, що визначається за залежностями (2.60), (2.61) та (2.62).

На рис. 2.24 наведена зміна осьової сили натягу T_D навантаженого канату при різних параметрах ε_Σ розрахункових довжинах канату, що задаються, а на рис. 2.25 показана залежність реакцій підвісу канату при переміщенні вантажу по трасі в залежності від параметру s .

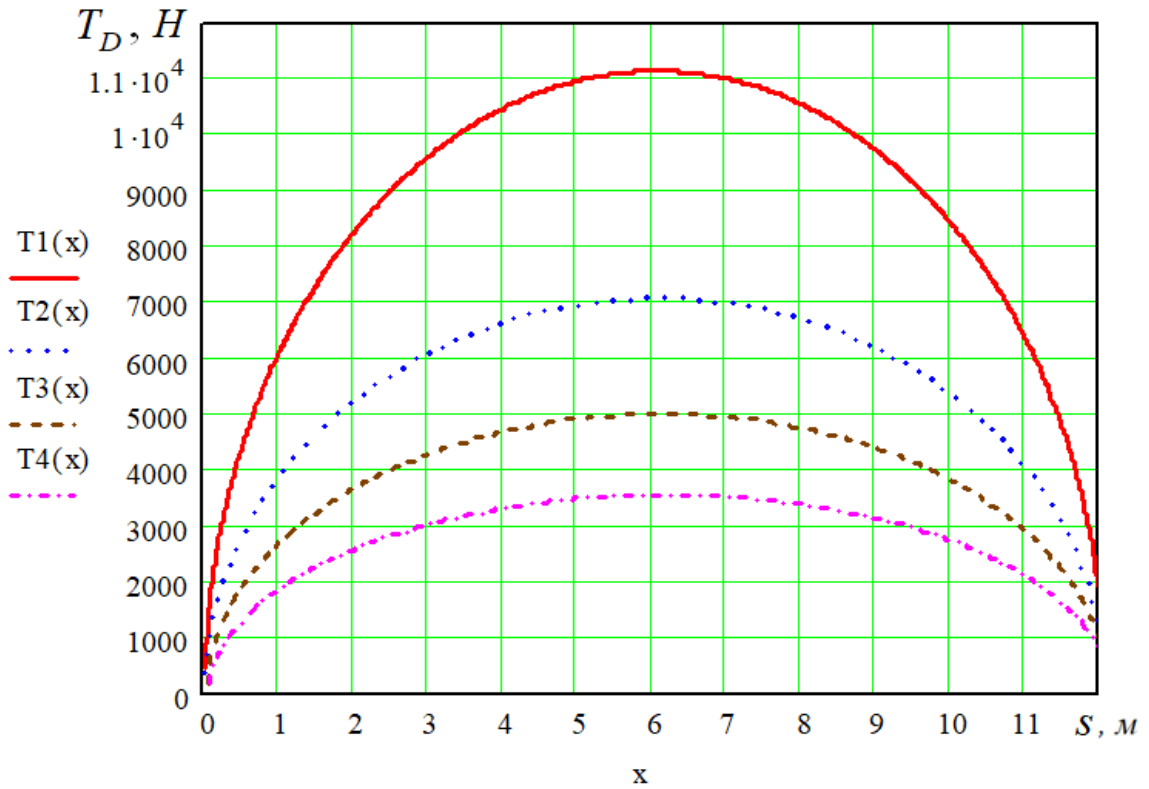


Рисунок 2.24 - Зміна сили осевого натягу T_D , H канату від параметру біжучої довжини канату s до точки навантаження D для:
 1 - $\varepsilon_\Sigma=0,001$; 2 - $\varepsilon_\Sigma=0,0025$; 3 - $\varepsilon_\Sigma=0,005$; 4 - $\varepsilon_\Sigma=0,01$

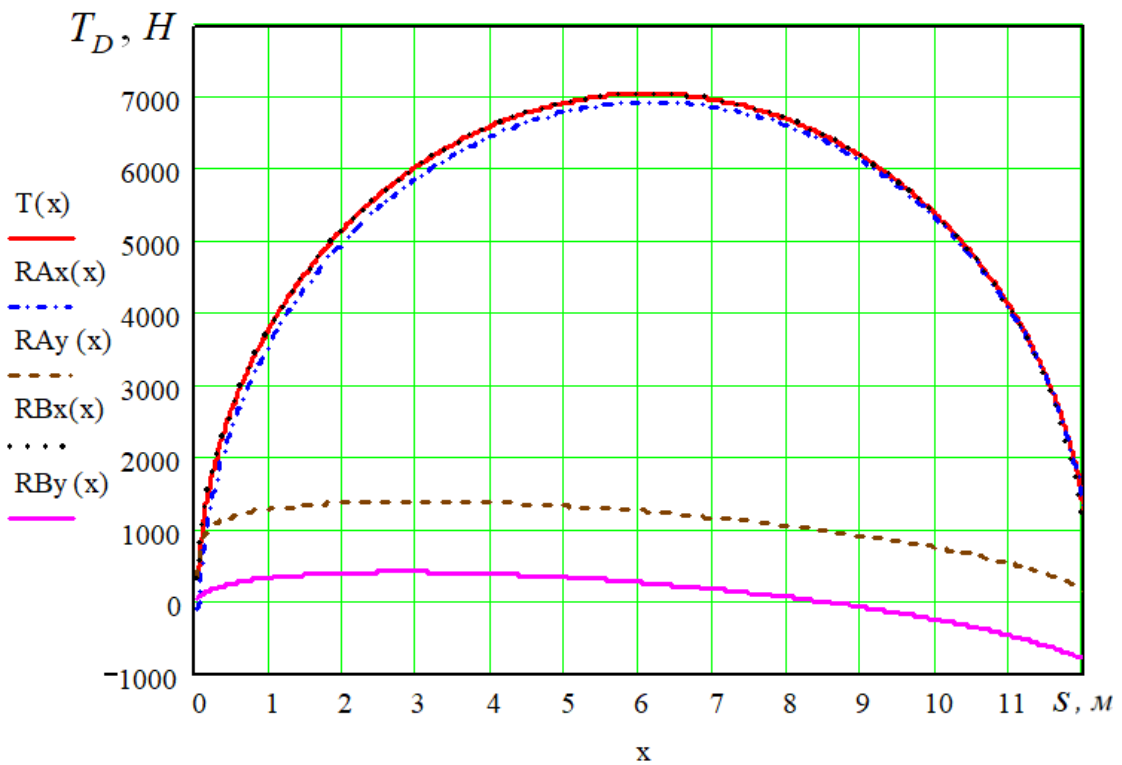


Рисунок 2.25 - Залежності зміни сили осевого розтягу T_D та реакцій R_{Ax} , R_{Ay} та R_{Bx} , R_{By} від параметру біжучої довжини канату s при $\varepsilon_\Sigma=0,0025$.

Наведені залежності підтверджують, що основне навантаження від дії підвішеної системи для трас із рекомендованими робочими провисаннями канатів припадає на горизонтальні складові реакцій опор R_{Ax} , та R_{Bx} , в точці підвісу, які, практично, можна прийняти силі осьового натягу T_D канату.

На рис. 2.20 – 2.25 подано зміну параметрів системи залежно від шляху s пройденого роликом по канату. В системі координат xOy проекція переміщення вантажу на Ox вісь буде $x = s \cos \beta_A(s)$. При незначних нахилах навантаженої траси значення x та s практично співпадають.

Розглянемо кінематику переміщення вантажу по трасі. Нехай завантаження відбувається в точці (т. A_z) з координатою x_z , а розвантаження - в точці (т. B_p) з координатою x_p . В точці завантаження координата підвісу вантажу буде $y_z = y_D(x_z)$, а розвантаження - $y_p = y_D(x_p)$. Відповідно, перепад висот між зоною завантаження та вивантаження буде:

$$\Delta h = y_D(x_z) - y_D(x_p) = (x_p - x_z) \operatorname{tg} \beta + \Delta f(x_z) - \Delta f(x_p) . \quad (2.74)$$

Висота розміщення центру ваги рамної конструкції з вантажем в точках завантаження та розвантаження буде:

$$h_z = y_D(x_z) + r \cos \delta - d ; \quad (2.75)$$

$$h_p = y_D(x_p) + r \cos \delta - d , \quad (2.76)$$

де r - радіус ролика підвісу.

Вектор швидкості в полярних координатах відносно точки підвісу вантажу:

$$\vec{v}_{C\varphi} = v_{C\varphi} \vec{e}_t = \dot{\varphi} d \cdot \vec{e}_t . \quad (2.77)$$

Прискорення коливного руху системи відносно точки підвісу:

$$\vec{a}_{C\varphi} = \frac{dv_{C\varphi}}{dt} \vec{e}_t + \frac{v_{C\varphi}}{d} \vec{e}_n . \quad (2.78)$$

Відповідно його складові по осях будуть:

$$\ddot{x}_{C\varphi} = \frac{dv_{C\varphi}}{dt} \cos \varphi_t + \frac{v_{C\varphi}^2}{d} \sin \varphi_t ; \ddot{y}_{C\varphi} = \frac{dv_{C\varphi}}{dt} \sin \varphi_t + \frac{v_{C\varphi}^2}{d} \cos \varphi_t , \quad (2.79)$$

де $\varphi_t = \varphi(t)$ - біжучий кут нахилу рамної конструкції з вантажем при її коливному русі відносно ролика підвісу.

Оскільки кривина канатної траси є незначною, то доцентровим прискоренням при переміщені по трасі нехтуємо. Відповідно проекція прискорення точки підвісу O_1 вантажу на вісь Oy буде $\ddot{y}_{O1} = -\ddot{x}_{O1} \operatorname{tg} \delta$.

Тоді складові прискорення системи в загальній системі координат будуть:

$$\ddot{x}_C = \ddot{x}_{O1} + \ddot{\varphi} d \cdot \cos \varphi_t + \dot{\varphi} d \cdot \sin \varphi_t ; \quad \ddot{y}_{C\varphi} = -\ddot{x}_{O1} \operatorname{tg} \delta + \ddot{\varphi} d \cdot \sin \varphi_t + \dot{\varphi} d \cdot \cos \varphi_t . \quad (2.80)$$

Розглянемо динаміку переміщення підвісної рамної конструкції по канатах, рис. 2.26.

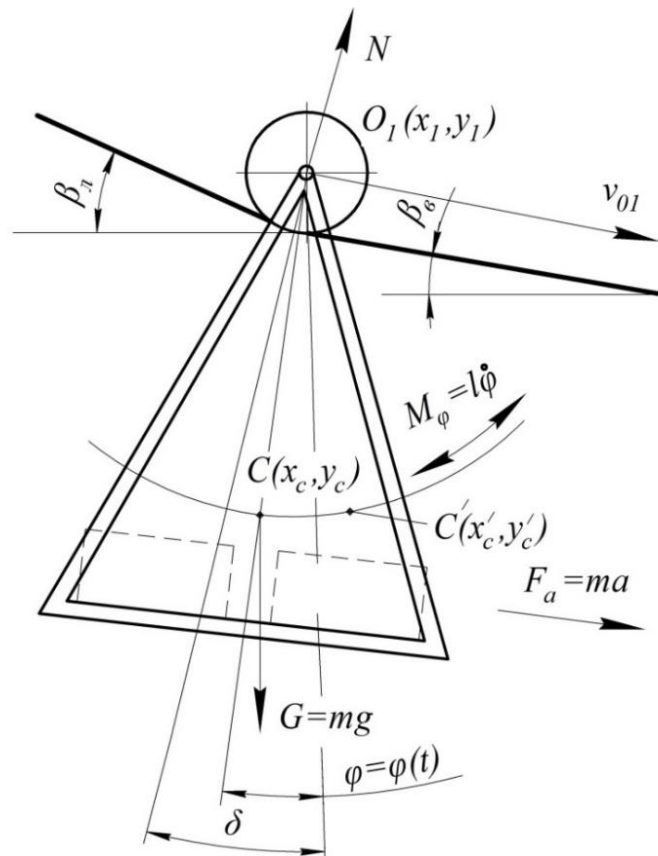


Рисунок 2.26 - Схема до виведення диференціального закону руху системи

Запишемо диференціальні рівняння, що описують плоский рух підвішеної рамної конструкції із вантажем. Проекції всіх сил а осі Ox та Oy , та моментів відносно т. O будуть [79]:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= N \sin \delta - \lambda_N N \cos \delta - m\ddot{x}_C = 0; \\ \sum F_y &= N \cos \delta + \lambda_N N \sin \delta - mg - m\ddot{y}_C = 0; \\ \sum M_{O1} &= Nd \cos(\delta + \varphi_t) - \lambda_N Nd \sin(\delta + \varphi_t) - I\ddot{\varphi} = 0.\end{aligned}\quad (2.81)$$

З перших двох рівнянь системи визначимо реакцію канату N та кут δ :

$$N = mg \sqrt{(1 + \ddot{y}_C / g)^2 + \ddot{x}_C^2 / g^2}; \quad (2.82)$$

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{\ddot{x}_C}{g + \ddot{y}_C} + \psi_\lambda, \quad (2.83)$$

де ψ_λ - умовний кут коефіцієнту тертя кочення λ , $\psi_\lambda = \operatorname{arctg} \lambda$.

Тоді, із врахуванням (2.82) та (2.83) із першого рівняння системи (2.81) отримуємо диференціальне рівняння поступового руху підвісу вантажу відносно x_{O1} , а третє рівняння буде диференціальним рівнянням коливного руху (відносно φ_t):

$$\sqrt{\left(\frac{g - \ddot{x}_C \operatorname{tg} \delta + \ddot{\varphi}_t d \cdot \sin \varphi_t + \dot{\varphi}_t d \cdot \cos \varphi_t}{\ddot{x}_C + \ddot{\varphi}_t d \cdot \cos \varphi_t + \dot{\varphi}_t d \cdot \sin \varphi_t} \right)^2 + 1} = \frac{1}{\sin(\delta - \psi_\lambda)} \quad (2.84)$$

$$\frac{I\ddot{\varphi}_t}{mg \sqrt{(1 + \ddot{y}_C / g)^2 + \ddot{x}_C^2}} = d \cos(\varphi_t + \delta + \psi_\lambda) \quad (2.85)$$

Аналіз (2.78) та (2.79) показує, що коливний процес можна зменшити зменшенням кута нахилу траси β і, відповідно, значенням кута $\delta = (\beta_A + \beta_B)/2$, а також збільшенням коефіцієнту тертя кочення λ . Поте це призводить до суттєвого збільшення часу транспортування і, відповідно, до зниження продуктивності операцій розвантаження. Суттєво понизити коливний процес та підвищити продуктивність системи дозволяє розроблене технічне рішення з

використанням підпружинених роликів, рис. 2.27 [20, 21, 102]. Під дією пружини ролики навантажують знизу канат, реакція якого N_1 та N_2 на кожен із роликів буде спрямована перпендикулярно відповідної вітки з кутами нахилу β_A та β_B .

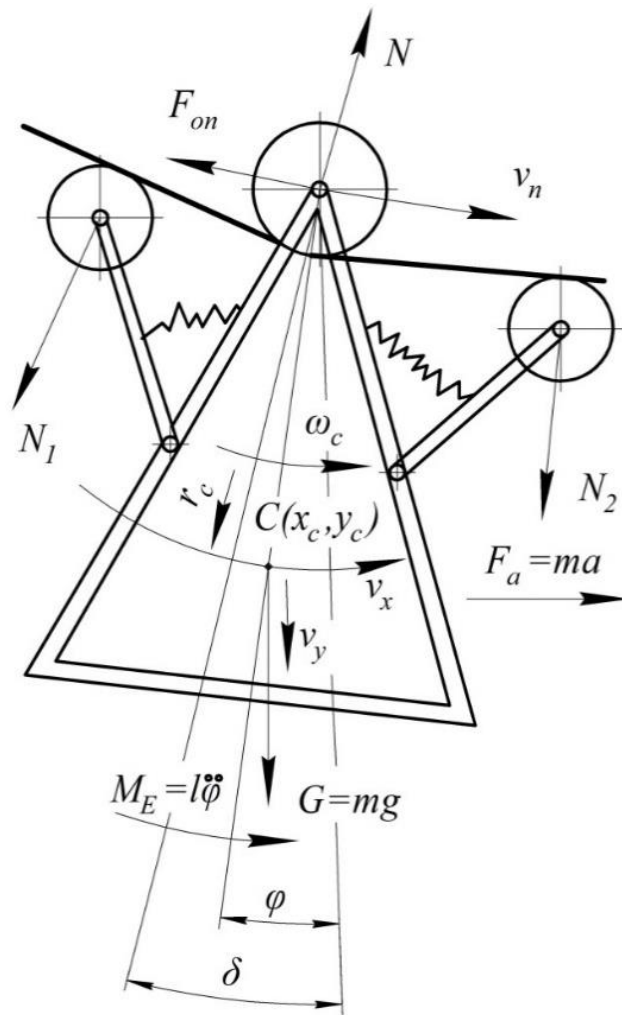


Рисунок 2.27 - Схема дії сил на підпружинену канатну систему

Відповідно рівняння кінетостатики (2.67) приймуть вид:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= N \sin \delta - \lambda_N N \cos \delta - N_1 \sin \beta_A - N_2 \sin \beta_B - m\ddot{x}_C = 0, \\ \sum F_y &= N \cos \delta + \lambda_N N \sin \delta - N_1 \cos \beta_A - N_2 \cos \beta_B - mg - m\ddot{y}_C = 0, \\ \sum M_{O1} &= Nd \sin(\delta + \varphi_1) + M_1(\varphi) - M_2(\varphi) - \lambda_N Nd \cos(\delta + \varphi_1) - I\ddot{\varphi} = 0. \end{aligned} \quad (2.86)$$

де $M_1(\varphi)$ та $M_2(\varphi)$ - приведені моменти від реакцій канату на ролики N_1 та N_2 .

Експериментальні дослідження показали, що підпружинені ролики

суттєво зменшують амплітуду коливань системи та здійснюючи затиск канату спрацьовують також як демпфер, оскільки коливний процес призводить до перегину канату і внутрішнього тертя між його нитками, що призводить до різкого затухання коливань, які можуть виникнути при запуску та зупинці підвішеної рамної конструкції з вантажем.

У цьому випадку можливе допущення, що вантаж переміщується по канатах без коливань. Потенціальна енергія вантажу в точках завантаження та розвантаження буде відповідно $W_{Пз} = mgh_3$ та $W_{Пр} = mgh_p$.

Різниця потенціальної енергії, із врахуванням (2.67), буде [14, 19, 80]:

$$\Delta W_{Пз} = mg(y_3 - y_p) = mg(x_p - x_3) \operatorname{tg} \beta + \Delta f(x_3) - \Delta f(x_p). \quad (2.87)$$

Приріст кінетичної енергії:

$$\Delta W_{Кз} = m(v_{Cp}^2 - v_{C3}^2) / 2, \quad (2.88)$$

де v_{C3} та v_{Cp} - відповідно початкова швидкість, яку може отримати система в зоні завантаження та швидкість підвісу в зоні розвантаження.

Втрати опору переміщенню від сил тертя кочення $F_\mu = \delta_N N / r_p = \lambda_N N$:

$$\Delta A_{Кз} = \lambda_N N l_{kx} = \lambda_N l_{kx} mg \cdot \cos(\delta + \varphi). \quad (2.89)$$

Підставивши (2.74) - (2.76) в закон збереження енергії $\Delta W_{Кз} = \Delta W_{Пз} - \Delta A_\lambda$ отримаємо:

$$m(v_C^2 - v_{C0}^2) / 2 = mg(x_p - x_3) \operatorname{tg} \beta + \Delta f(x_3) - \Delta f(x_p) - \lambda_N l_{kx} mg \cdot \cos(\delta + \varphi). \quad (2.90)$$

Звідки швидкість вантажу в зоні розвантаження визначається, як:

$$v_{Cp} = \sqrt{2g(x_p - x_3) \operatorname{tg} \beta + 2\Delta f(x_3) - 2\Delta f(x_p) - 2\lambda_N l_{kx} mg \cdot \cos(\delta + \varphi) + v_{C3}^2}. \quad (2.91)$$

Як правило, така швидкість при різкому зупиненні вантажу і, відповідно, тари, буде відбуватись ударно, що може призвести до травмування вантажу.

Підпружинення підвісної рамної конструкції притискним роликом дозволяє плавно зменшити швидкість повністю чи до прийнятної величини із умови не пошкодження вантажу.

При примусовій зупинці системи в зоні підвісу її кінетична енергія поступового руху $\Delta W_{K3} = mv_{Cp}^2 / 2$ перетвориться в кінетичну енергію коливного руху $\Delta W_{K3}^I = I_D \dot{\phi}_D^2 / 2$:

$$mv_{Cp}^2 = I_D \dot{\phi}_D^2. \quad (2.92)$$

Момент інерції I_D коливної підвісної платформи з вантажем можна визначити як теоретично так і експериментально. Оскільки транспортуватись може вантаж різної маси та конфігурації, то момент інерції системи найбільш просто визначити експериментально за періодом T_ω (частотою ω_I) коливання системи підвісу, як фізичного маятника.

Відомо, що період коливання як фізичний маятник [64]:

$$T_\omega = \frac{2\pi}{\omega_I} = 2\pi \sqrt{\frac{I_D}{d_C m g}}, \quad (2.93)$$

де m - сумарна маса рами та вантажу; d_C - віддаль від точки підвісу до центру мас.

Звідси момент інерції системи підвісу I_D :

$$I_D = d_C m g T_\omega^2 / 4\pi^2 \quad (2.94)$$

Із врахуванням (2.92) початкова кутова швидкість систем при її зупинці в точці підвісу буде:

$$\dot{\phi}_{D3} = \sqrt{\frac{mv_{Cp}^2}{I_D}} \quad (2.95)$$

Рівняння колового руху при зупинці буде:

$$I_D \frac{d\dot{\phi}}{dt} = T_I \quad (2.96)$$

де T_l - момент, що створюють пружини та канат.

Оскільки пружинна система попередньо навантажена, то за розрахункове значення приймемо середнє значення моменту T_{IC} .

Тоді час до зупинки повороту системи з вантажем, із розв'язку диференціального рівняння (2.96) буде:

$$t_{\Delta} = I_D \frac{\dot{\phi}_{D3}}{T_{IC}} = \frac{\sqrt{I_D m v_{Cp}^2}}{T_{IC}}. \quad (2.97)$$

Конструктивно поворот системи обмежується стопорними пристроями в зоні розвантаження, які гасять надлишкову швидкість у випадках, коли вона не гаситься підпружиненими роликками. Залишкова швидкість спостерігалась для вантажів великої маси (більше 50 кг) і складала не більше 10% (менше 0,2 м/с) від швидкості підвісу в кінці траси.

Аналіз отриманих результатів дозволяє встановити, що збільшення швидкості та, відповідно, зменшення часу транспортування відбувається при зменшені опору кочення, що досягається збільшенням монтажного натягу, що призводить до зменшення кута охопту ξ ролика канатом і, відповідно, зменшенням коефіцієнту тертя λ_N . Крім цього, транспортування вантажу із більшою вагою призводить до збільшення різниці провисань $\Delta f(x_s) - \Delta f(x_p)$, що також зменшує час транспортування.

2.4 Динамічна імітаційна модель контактної взаємодії яблук

Із фруктів та коренебульбоплодів, які закладаються на довготривале зберігання в складські приміщення, одні з найбільш жорстких вимог щодо силових впливів ставляться до яблук, оскільки вимога нетравмування є умовою забезпечення тривалого терміну їх зберігання без втрати кондиційних якостей. Для цього при їх збиранні та технологічній обробці необхідно уникати пошкоджень та надмірних ударних навантажень, які можуть порушити цілісність та структуру м'якоті яблук. Тому при складанні технологічного процесу обробки яблук та проектуванні відповідного технологічного

обладнання, зокрема канатної системи, необхідно дотримуватись вимог, які забезпечать безпечні режими збирання, транспортування та обробки яблук при їх закладанні на зберігання [150, 155].

Як показують результати відомих досліджень [110, 150, 152, 155] та повсякденний практичний досвід, яблука, в залежності від сортів, мають різні розмірні та фізико-технічні характеристики. Оскільки, як правило, яблука менших розмірів використовують переважно для виготовлення соків, то на зберігання закладають, в основному, яблука більших розмірів з діаметром 60-80 мм. Такі яблука, внаслідок їх більшої ваги, отримують більші динамічні пошкодження в процесі транспортування.

В теорії удару приймаються допущення миттєвості удару плодів, де основні параметри взаємодії відповідають закону збереження кількості руху. Таке припущення приводить до значного спрощення розрахункової моделі взаємодії, проте воно недопустиме для моделювання взаємодії об'єктів в часі та одночасної взаємодії декількох плодів, їх руху їх в потоці (тарі) і т.д., де допущення миттєвості контакту втрачає сенс.

В роботах [27, 90, 100, 150, 152] показано, що при незначних ударних навантаженнях для моделювання ударної взаємодії можна використовувати реологічну модель пружного тіла, а для визначення сили удару – формулу Герца. Проте формула Герца не дає можливості встановити час пружного контакту тіл та зміни контактних сил, величини та швидкості зближення в часі. Також не досліджено кінематику тіл, зокрема яблук, в момент контакту та після нього у випадку, коли вони мають початкові кутові чи тангенціальні швидкості.

Довготривале зберігання яблук забезпечується дотриманням високих вимог з попередження їх травмування, тобто не перевищення допустимих контактних напружень при їх взаємодії з технологічними поверхнями та між собою. Одним із найбільш прийнятних шляхів розв'язку задач контактної взаємодії яблук між собою та з робочими поверхнями є побудова моделі на основі пружної контактної взаємодії яблук при дари, яка при малих кінетичних енергіях плодів має реальний фізичний зміст. Згідно контактної задачі Герца, зв'язок між силою контактної взаємодії P_{12} , радіусом площадки контакту a_{12} ,

та величиною жорсткого зближення куль (яблук) u_{12} мають такий вигляд [91, 101, 150]:

$$a_{12} = \sqrt[3]{\frac{3\pi P_{12}(q_1 + q_2)R_1 R_2}{4(R_1 + R_2)}}; \quad u_{12} = \sqrt[3]{\frac{9\pi^2 P_{12}^2 (q_1 + q_2)^2 (R_1 + R_2)}{16R_1 R_2}}, \quad (2.98)$$

де R_1 та R_2 – радіуси куль, q_1 та q_2 – константи, що характеризують пружні властивості тіл взаємодії і визначаються через константи Ламе λ_i і μ_i , або, відповідно, коефіцієнти Пуассона ν_i та модулі зсуву $\mu_i = G_i$ та Юнга (модуль пружності) E_i :

$$q_i = \frac{\lambda_i + 2\mu_i}{4\pi \mu_i (\lambda_i + \mu_i)}; \quad \lambda_i = \frac{2\nu_i G_i}{1 - 2\nu_i}; \quad \mu_i = G_i = \frac{E_i}{2(1 + \nu_i)}. \quad (2.99)$$

Відповідно, сила контактної взаємодії P_{12} яблук у тарі між собою або з внутрішніми стінками ящиків з різною величиною їх жорсткого зближенням u_{12} зв'язана залежністю:

$$P_{12} = \frac{k_{12} u_{12}^{3/2}}{\sqrt{K_1 + K_2}} \quad (2.100)$$

де k_{12} – параметр, що враховує пружні властивості тіла контакту в контактній задачі Герца; K_1 та K_2 – середні кривини поверхонь тіл взаємодії в точці контакту (для вгнутих поверхонь із знаком мінус).

Для яблук кулястої форми з умовним радіусом R_i середня кривина поверхні (сфери) є рівною $K_i = R_i$. Для випадку удару яблук в плоску поверхню стінок ящиків середня кривина є близькою до нуля: $K_j = 0$.

Параметр моделі взаємодії двох тіл k_{12} враховує механічні властивості тіл взаємодії [150]:

$$k_{12} = \frac{4}{3\pi} \left/ \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \right) \right., \quad (2.101)$$

Розглянемо ударну взаємодію яблука сферичної форми радіусом R_1 з твердою плоскою площадкою. В неявному вигляді в декартовій системі координат $Oxuz$ поверхня сфери яблук, центр ваги яких має біжучі координати, описується залежністю [101, 150]:

$$f_S(x, y, z, t) = [(x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 + (z - z_0(t))^2 - R_1^2]^{0,5} = 0. \quad (2.102)$$

Потенціал геометричного поля, яке описується функцією (2.102), в довільній точці $A(x_A; y_A; z_A)$ буде рівний віддалі до поверхні плоду (т. E) в час t , $p_A = f_S(x_A, y_A, z_A, t) = l_{AE}(t)$. Відповідно поверхня площадки описується нормальним рівнянням площини, яка відповідає аналогічному полі.

Для випадку нерухомої площадки [101, 150]:

$$f_P(x, y, z) = \cos \alpha \cdot x + \cos \beta \cdot y + \cos \gamma \cdot z - d = 0, \quad (2.103)$$

де α , β , та γ – направляючі кути вектора нормалі площадки; d – відстань від площадки до початку координат.

В точці контакту яблук з площиною $E(x_E; y_E; z_E)$ обидві функції (2.102) та (2.103) набувають значення $f_S(x_E, y_E, z_E, t) = f_P(x_E, y_E, z_E) = 0$, а нормалі до поверхні яблук \bar{n}_S та поверхні площадки \bar{n}_P будуть такими: $\bar{n}_S = -\bar{n}_P$.

$$\text{Тут } \bar{n}_S = \text{grad } f_S; \bar{n}_P = \text{grad } f_P = \cos \alpha \cdot \bar{i} + \cos \beta \cdot \bar{j} + \cos \gamma \cdot \bar{k}.$$

Відповідно, вектор сили ударної взаємодії \bar{N}_P , що діє на яблуко зі сторони площадки, буде наступним: $\bar{N}_P = -\bar{P}_{21} = P_{21} \cdot \bar{n}_P$.

Швидкість переміщення яблука в довільний момент часу t визначатиметься вектором [101, 150]:

$$\bar{v}_S(t) = \frac{\partial x_0(t)}{\partial t} \cdot \bar{i} + \frac{\partial y_0(t)}{\partial t} \cdot \bar{j} + \frac{\partial z_0(t)}{\partial t} \cdot \bar{k} \quad (2.104)$$

Величина жорстоко зближення яблука радіусом R_1 з площадкою, що описується залежністю (2.102), в точці контакту буде [27, 100, 150]:

$$u_{12}(t) = R_1 - f_{Pl}(x_0, y_0, z_0) = R_1 - d + \cos \alpha \cdot x_0 + \cos \beta \cdot y_0 + \cos \gamma \cdot z_0 = 0 \quad (2.105)$$

В загальному випадку i -те яблуко масою m_i може контактувати з іншими яблуками чи робочими поверхнями та мати j контактних точок E_{ij} . На виділене рухоме i -те яблуко у загальному випадку діють такі сили: земного тяжіння \bar{G}_i ; інерції - $m_i \bar{a}_i$, направлені протилежно вектору прискорення $\bar{a}_i = d\bar{v}_S / dt$; нормальні та тангенціальні сили \bar{P}_{ij} та \bar{F}_{ij} в кожній E_{ij} - контактній зоні від взаємодії з j -им тілом. Відповідно на яблуко також діють моменти $\bar{M}_{P_{ij}}$ та $\bar{M}_{F_{ij}}$ від сил \bar{P}_{ij} та \bar{F}_{ij} , моменти вертіння від обертового руху плоду в точці контакту \bar{T}_{ij} і інерційні моменти сил. При цьому рівняння рівноваги всіх сил, прикладених до яблука, доцільно складати в нерухомій, базовій системі координат $Oxyz$, а рівняння рівноваги моментів сил – у власній системі координат яблука $O^{\wedge}x^{\wedge}y^{\wedge}z^{\wedge}$, центр якої O^{\wedge} розміщений у центрі яблука $C[x_0(t); y_0(t); z_0(t)]$, а осі жорстко зв'язані з тілом яблука [101, 150]:

$$\sum_{j=1}^k (\bar{P}_{ij} + \bar{F}_{ij}) - m_i \bar{a}_i + \bar{G}_i = 0; \quad \sum_{j=1}^k [(\bar{r}_{ij}^{\wedge} + \bar{\delta}_{ij}^{\wedge}) \times (\bar{P}_{ij}^{\wedge} + \bar{F}_{ij}^{\wedge})] + \sum_{j=1}^k \bar{T}_{ij}^{\wedge} - \bar{L}_{oi}^{(e)} = 0, \quad (2.106)$$

де \bar{P}_{ij} та \bar{P}_{ij}^{\wedge} - вектори нормальних сил пружної взаємодії за моделлю Герца, задані, відповідно, в загальній та власній системах координат; \bar{F}_{ij} та \bar{F}_{ij}^{\wedge} - відповідні вектори тангенціальних сил; \bar{r}_{ij} та \bar{r}_{ij}^{\wedge} - відповідні радіуси-вектори ij -ої зони; $\bar{\delta}_{ij}^{\wedge} = \bar{F}_{ij} \mathbf{v}_i / (4\mathbf{a}_{ij} \mathbf{G}_i)$ - тангенціальне зміщення площадки контакту від сили \bar{F}_{ij}^{\wedge} [6, 7]; $\bar{L}_{oi}^{(e)}$ - векторна сума моментів сил.

У системі координат рухомого тіла $\bar{L}_{oi}^{(e)} = \frac{d\bar{K}_{oi}^{\wedge}}{dt} + ([\bar{\omega}_0^{\wedge} \times \bar{K}_{oi}^{\wedge}])$, де \bar{K}_{oi}^{\wedge} - кінетичний момент яблука. Моменти вертіння складають малу частку силових факторів, що діють на частинку (менше 2-3%), а тому у спрощеній моделі вони не враховуються. Сили тертя визначали за законом Амонтона-Кулона $\bar{F}_{ij} = \mu \Delta \bar{v}_{eij}^{\wedge} / |\Delta \bar{v}_{eij}^{\wedge}|$, де μ - коефіцієнт сухого тертя, \bar{v}_{eij}^{\wedge} - швидкість точки на поверхні яблука відносно площадки в E_{ij} у зоні контакту.

Перехід від системи координат $Oxyz$ до $O^{\wedge}x^{\wedge}y^{\wedge}z^{\wedge}$ проводили у однорідних

базовій $\zeta_x \zeta_y \zeta_z \zeta$ та власній яблука $\zeta_x^\wedge \zeta_y^\wedge \zeta_z^\wedge \zeta^\wedge$ системах координат, де $\zeta = \zeta^\wedge$ - масштабний множник [101, 99, 150]. Для об'єктів незмінного об'єму $\zeta = \zeta^\wedge = 1$. Зв'язок систем координат $Oxyz$ та $O^\wedge x^\wedge y^\wedge z^\wedge$ з однорідними координатами буде такий: $x = \zeta_x / \zeta$; $y = \zeta_y / \zeta$; $z = \zeta_z / \zeta$; $x^\wedge = \zeta_x^\wedge / \zeta^\wedge$; $y^\wedge = \zeta_y^\wedge / \zeta^\wedge$; $z^\wedge = \zeta_z^\wedge / \zeta^\wedge$.

Матричний запис переходу від власної системи координат яблука до базової матиме вигляд [27, 99, 150]:

$$M(R) = \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & x_0(t) \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & y_0(t) \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & z_0(t) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} M(R^\wedge) = P_\nu P_\omega(\alpha) M(R^\wedge), \quad (2.107)$$

де α_{ij} — направляючі косинуси між осями базової і власної систем координат; $M(R) = /x y z 1|^T$ - матриця, що задає координати довільної точки тіла в загальній системі координат $Oxyz$ і відповідає вектору $\mathbf{r}(t) = x(t)\mathbf{i} + y(t)\mathbf{j} + z(t)\mathbf{k}$; $M(R^\wedge) = /x^\wedge y^\wedge z^\wedge 1|^T$ - матриця, що відповідає вектору $\mathbf{r}(t) = x^\wedge(t)\mathbf{i} + y^\wedge(t)\mathbf{j} + z^\wedge(t)\mathbf{k}$ і задає координати цієї ж точки у власній системі координат об'єкту $O^\wedge x^\wedge y^\wedge z^\wedge$; $\mathbf{r}_0(t) = x_0(t)\mathbf{i} + y_0(t)\mathbf{j} + z_0(t)\mathbf{k}$ - радіус-вектор, який з'єднує початок базової системи координат із початком власної системи координат яблука, що співпадає з його центром ваги; P_ν та P_ω - матриці, відповідно, лінійних переміщень та поворотів власної системи координат $O^\wedge x^\wedge y^\wedge z^\wedge$ в загальній $Oxyz$.

Аналогічним чином записуються матриці зворотного перетворення від інерційної системи координат до власної системи координат об'єкту.

У розгорнутій формі система рівнянь (2.106) приймає вигляд [91, 100, 150]:

$$\sum_{i=1}^k P_{ij} \left[\text{grad}(f_i) - \frac{\mu \Delta \bar{v}_{eij}}{|\Delta \bar{v}_{eij}|} \right] - m_i \bar{a}_i + \bar{G}_i = 0;$$

$$\sum_{i=1}^m P_{ij} \left\{ (\bar{r}_{ij}^\wedge + \bar{\delta}_{ij}^\wedge) \times \left[\text{grad}(f_i^\wedge) - \frac{\mu \Delta \bar{v}_{eij}^\wedge}{|\Delta \bar{v}_{eij}^\wedge|} \right] \right\} - \bar{L}_{0i}^{(e)} = 0. \quad (2.108)$$

Перше рівняння системи (2.108) записано в базовій (нерухомій) системі

координат, а друге - у власній (рухомій) системі координат яблука.

Вказані залежності покладені в основу побудови імітаційної моделі взаємодії яблук між собою та з технологічними поверхнями. В моделі опис тіл взаємодії задавався нормальними рівняннями їх поверхонь, за потенціалом геометричних полів яких визначали їх взаємне розміщення в просторі, їх зближення та наявність точок контакту. При появі контакту задавали величину інтервалу Δt для проведення процедури числового диференціювання покроково визначали величину жорсткого зближення u_{12} та контактні сили \bar{P}_{ij} та \bar{F}_{ij} , які виникали при такому зближенні та моменти від цих сил.

На наступному етапі визначали лінійні та кутові прискорення від знайдених сил та нові значення швидкостей, а також переміщень кожного яблука від їх взаємодії та їх лінійні та кутові швидкості, за яким визначались нові координати тіл через період часу Δt та, відповідно, нові рівні жорсткого зближення u_{ij} та контактних сил \bar{P}_{ij} та \bar{F}_{ij} .

З метою врахування втрат енергії при визначенні сили контактної взаємодії рівняння (2.100) представляли у вигляді [91, 150]:

$$P_{12} = \frac{k_{12} u_{12}^{3/2} [1 + k_e + (1 - k_e) \operatorname{th}(-\lambda du_{ij}/dt)]}{2\sqrt{K_1 + K_2}}, \quad (2.109)$$

де k_e – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта відновлення при ударі, $k_e = 0,8 - 0,95$; λ - параметр моделі, що згладжує криву навантаження в точці максимального значення сили P_{12} , $\lambda > 10$; Параметри моделі k_e та λ уточнюються експериментально із умови забезпечення заданого коефіцієнта відновлення e .

Побудована модель дозволила провести обчислюваний експеримент та встановити час контактної взаємодії t_k та біжучі сили контактної взаємодії в залежності від фізико-механічних характеристик тіл взаємодії, а також кінематики тіл (яблук) під час контактної їх взаємодії від початкових умов.

Значне практичне значення має дослідження ударної взаємодії одного

яблука із жорсткою поверхнею стінок тари, як найбільш поширений випадок їх травмування.

Реалізація моделей для різних початкових умов представлена на рис. 2.28-2.32. Зокрема на рис. 2.28 наведений графік зміни в часі сили ударної контактної взаємодії $P = P_{12}$ для яблука діаметром 80 мм, модуль зсуву якого $\mu_1 = G_1 = 1,1$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\nu_1 = 0,18$ із жорсткою сталлюю поверхнею ($G_2 = 8,1 \times 10^{10}$ Па, $\nu_2 = 0,28$) для випадків, коли початкова швидкість яблука в момент контакту змінювалась від $v_0 = 0,2$ м/с до $v_0 = 1,4$ м/с. При цьому сила взаємодії зростала від $P_{0,2} = 11,5$ Н при часі взаємодії $t_{0,2} = 0,0088$ с, до $97,0$ Н при $t_{1,4} = 0,0055$ с.

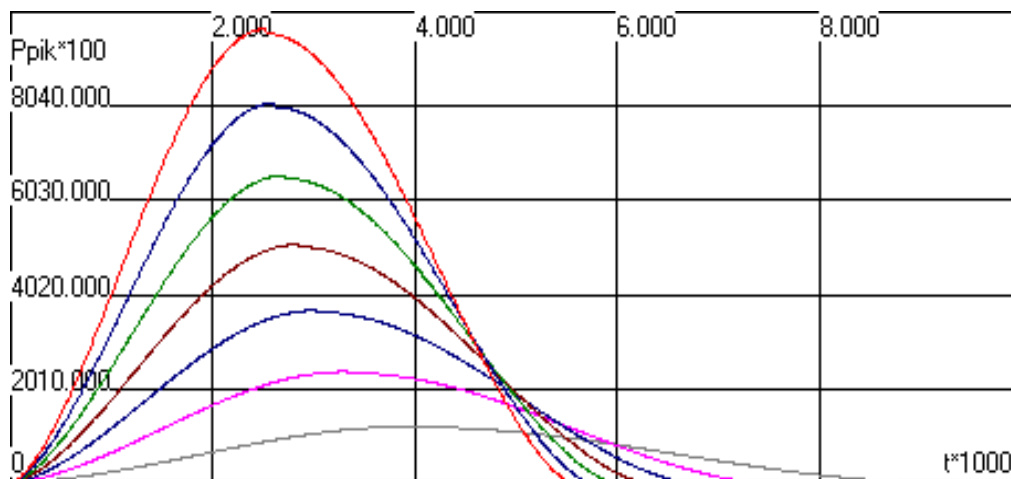


Рисунок 2.28 - Зміна біжучої сили контактної взаємодії яблука ($G_1 = 1$ МПа, $\nu_1 = 0,18$) із сталлюю площадкою ($G_2 = 8,1 \times 10^{10}$ Па, $\nu_2 = 0,28$) при різних початкових швидкостях взаємодії $v_0 \in [0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4;]$ м/с

Аналіз графічних залежностей показує, що із збільшенням початкової швидкості контактної взаємодії яблук з поверхнею стінок тари суттєво збільшується сила ударної взаємодії при незначному зменшенні часу в процесі контактної взаємодії.

На рис. 2.29 наведено графічні залежності зміни в часі сили ударної контактної взаємодії $P = P_{12}$ для яблука таких же фізико-механічних характеристик для різних діаметрів (6; 8 та 10 мм) зі сталлюю площадкою при початкових швидкостях контакту $v_0 = 0,5$ м/с (нижній графік) та $v_0 = 1,0$ м/с.

Аналіз даних залежностей показує, що при збільшенні розмірів яблук зростає сила і час контактної взаємодії. Причому при менших швидкостях зіткнення час взаємодії є більшим.

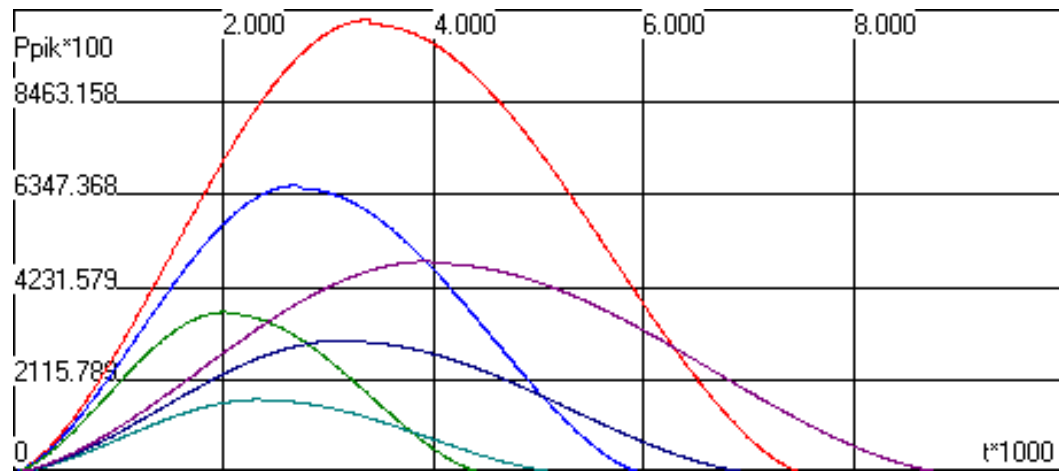


Рисунок 2.29 - Зміна біжучої сили контактної взаємодії яблук ($G_1 = 1$ МПа, $\nu_1 = 0,18$) з різними діаметрами $D \in [60; 80; 100]$ мм із сталюю площадкою ($G_2 = 8,1 \times 10^{10}$ Па, $\nu_2 = 0,28$) при швидкостях взаємодії $v_0 = 0,5$ м/с та $v_0 = 1,0$ м/с

На рис. 2.30 наведено графічні залежності зміни в часі сили ударної контактної взаємодії P_{12} зі сталюю площадкою для яблук різної твердості (сортів), тобто для різних значень модуля зсуву, при початковій швидкості їх зіткнення: $v_0 = 1,0$ м/с.

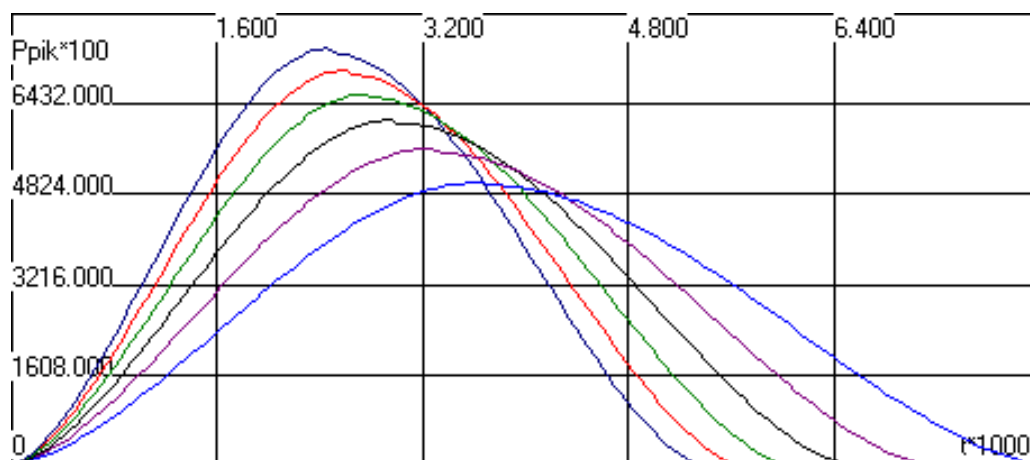


Рисунок 2.30 - Зміна біжучої сили контактної взаємодії яблук при $D = 80$ мм, $\nu_1 = 0,18$ різної твердості $G_1 \in [0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6]$ МПа із сталюю площадкою ($G_2 = 8,1 \times 10^{10}$ Па, $\nu_2 = 0,28$) при швидкості зіткнення $v_0 = 1,0$ м/с

З графічних залежностей видно, що для більш твердіших яблук сили удару є більшими при меншому часі контактної взаємодії.

На рис. 2.31 наведено залежності взаємодії яблук із площадками, які виконані з різних матеріалів.

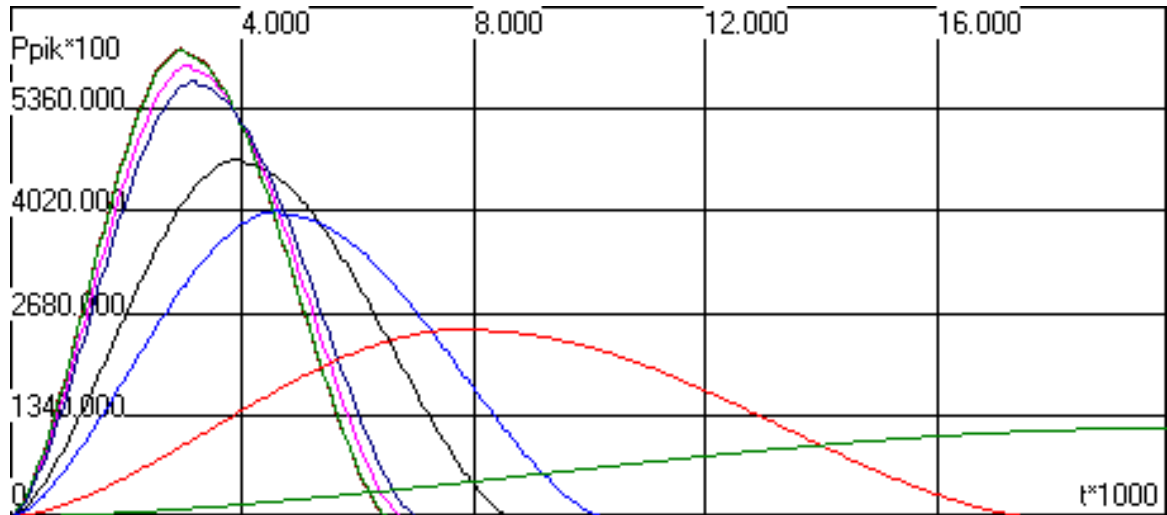


Рисунок 2.31 - Зміна біжучої сили контактної взаємодії яблука ($D = 80\text{мм}$, $G_1 = 1\text{ МПа}$, $\nu = 0,18$) із площадкою з різними значеннями модуля зсуву $G_2 \in [1 \cdot 10^4; 1 \cdot 10^5; 5 \cdot 10^5; 1 \cdot 10^6; 5 \cdot 10^6; 1 \cdot 10^7; 1 \cdot 10^8]$

З графіків (рис. 2.31) випливає, що силу удару можна суттєво зменшити тільки тоді, коли площадка виготовлена з матеріалу, для якого модуль зсуву (або модуль Юнга) є менший або рівний модулю зсуву яблука. Зміна жорсткості площадки, яка перевищує величину $G_2 > 1 \cdot 10^8$ практично не впливає на зміну сили удару P_{12} . Таким чином, заміна сталюї поверхні на дерев'яну ($G_2 = 4 \cdot 10^9\text{ Па}$) практично не зменшує сили контактної взаємодії.

Для випадку, коли на площадку падає тара з яблуками розміщеними в декілька шарів, то найбільшому травмуванню піддаються яблука, які розміщені в нижньому шарі та контактують з жорстким дном, а також сприймають завантаження від верхніх шарів яблук.

На рис. 2.32 наведено графічні залежності зміни в часі сили контактної взаємодії яблук при наявності та тиску їх верхніх шарів.

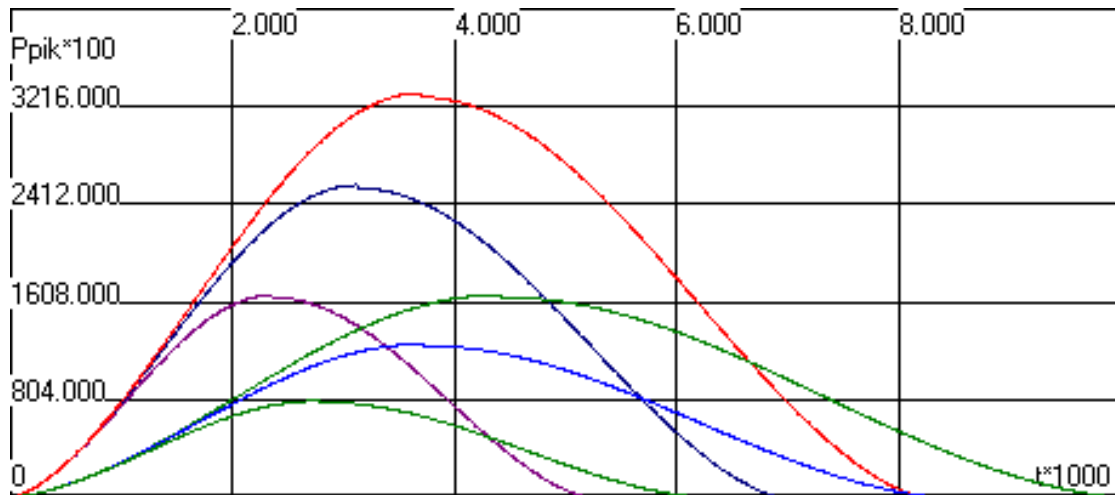


Рисунок 2.32 - Зміна біжучої сили контактної взаємодії нижнього шару яблук ($D = 80$ мм, $G_1 = 1$ МПа, ($\nu_1 = 0,18$) в тарі із пластиковою площадкою ($G_2 = 1 \times 10^9$ Па, $\nu_2 = 0,3$) з розміщенням яблук відповідно в 1, 2 а 3 шари із при швидкостях ударної взаємодії разом з тарою до площадки $v_0 = 0,25$ м/с та $v_0 = 0,5$ м/с

Апроксимацію залежностей зміни сили удару в часі для випадку контактної взаємодії з достатньою для практичного використання точністю, доцільно проводити залежностями виду [27, 91, 150]:

$$P_{ij}(t) = P_{ij \max} \left(\frac{t}{\tau \cdot t_k} \right)^\varepsilon \left[\frac{t_k - t}{t_k (1 - \tau)} \right]^{\varepsilon(1-\tau)/\tau}, \quad (2.110)$$

де ε – коефіцієнт форми кривої, для пружного удару $\varepsilon \approx 2$, для в'язко-пружних та пружно-пластичних тіл $\varepsilon < 1,5$; t_k - час контактної взаємодії; τ – параметри асиметрії кривої взаємодії, $\tau = t_{P \max} / t_k$, для симетричної кривої $\tau = 0,5$.

Більші значення коефіцієнту ε приймають для більших швидкостей співударяння та нормального удару без тангенціальної складової.

У випадку, якщо маса елемента j суттєво більша маси елемента i , $m_j > m_i$ то, згідно закону збереження імпульсу, i -ий елемент масою m_i при ударі змінює величину та напрям руху (відбивається від поверхні площадки) i , відповідно, виконується співвідношення [150]:

$$m_i v_0 (1 + e) = \int_0^{t_k} P_{ij} dt = k_P P_{ij \max} t_k, \quad (2.111)$$

де e – коефіцієнт відновлення при ударі, для яблук $e = 0,25 - 0,35$; k_p – параметр, що визначає вплив форми кривої на величину імпульсу сил.

Форма кривої мало змінюється від фізико-механічних характеристик яблука і в незначній мірі залежить від швидкості удару. Для критичних швидкостей зіткнення яблука із твердою площадкою коефіцієнт k_p знаходиться в межах: $k_p = 0,53 - 0,54$.

Відповідно, із врахуванням (2.111) залежність (2.110) приймає вигляд:

$$P_{ij}(t) = \frac{m_i v_0 (1 + e)}{k_p t_k} \left(\frac{t}{\tau \cdot t_k} \right)^\varepsilon \left[\frac{t_k - t}{t_k (1 - \tau)} \right]^{\varepsilon(1-\tau)/\tau}, \quad (2.112)$$

Оскільки залежність (2.112) описує зміну сили контактної взаємодії яблук при заданому часі контакту t_k який доволі легко встановити експериментально, то вона має суттєве практичне значення.

Модель також дозволяє досліджувати зміну кінематичних параметрів процесу взаємодії яблук з поверхнями тари та між собою при їх транспортуванні по різних поверхнях із врахуванням їх довільних переміщень. Зокрема при завантаженні тари яблуками, при їх вивантаженні на сортувальні столи тощо, початковий контакт яблук з робочими поверхнями можливий із як початковими нормальною та тангенціальною лінійними складовими початкової швидкості контакту, так із кутовою швидкістю завантажувальних продуктів (яблук). Тому важливим є розкриття механізму таких взаємодій.

На рис. 2.33 та рис. 2.34 наведено графічні залежності кінематики переходу від проковзування до перекочування яблук по сталій поверхні площадки при різних початкових значеннях лінійної та кутової швидкостей без урахування ударної взаємодії.

Як випливає з наведених графічних залежностей, перехід від проковзування до перекочування яблук, що мають початкові лише лінійну або кутову швидкості, відбувається за незначний період часу (менш ніж 0,1 с).

Виведені залежності покладені в основу імітаційної математичної моделі, яка дозволяє визначати не тільки параметри контактної взаємодії яблук між

собою чи з технологічними поверхнями, але й імітувати в режимі обчислюваного експерименту процеси транспортування яблук, їх переміщення при технологічній обробці в умовах взаємодії з кількома об'єктами одночасно.

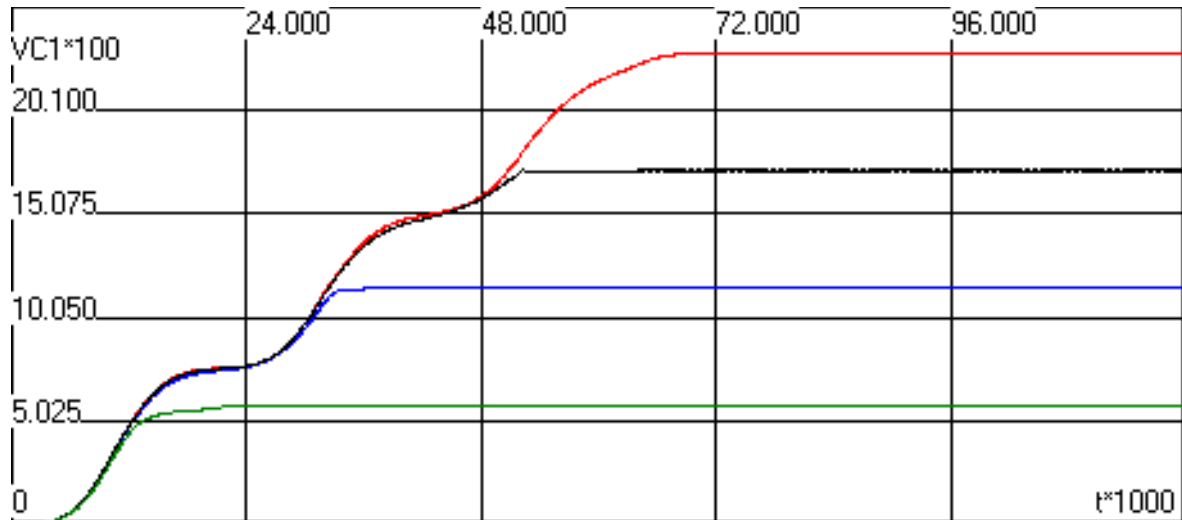


Рисунок 2.33 - Зміна лінійної швидкості яблук ($D = 80$ мм, $G_1 = 1$ МПа, $\nu_1 = 0,18$) по сталій поверхні ($G_2 = 8,1 \times 10^{10}$ Па, $\nu_2 = 0,28$) при переході від проковзування до перекочування при початковій швидкості $v_x = 0$ і різних кутових швидкостях $\omega_y = 5; 10; 15; 20$ с⁻¹

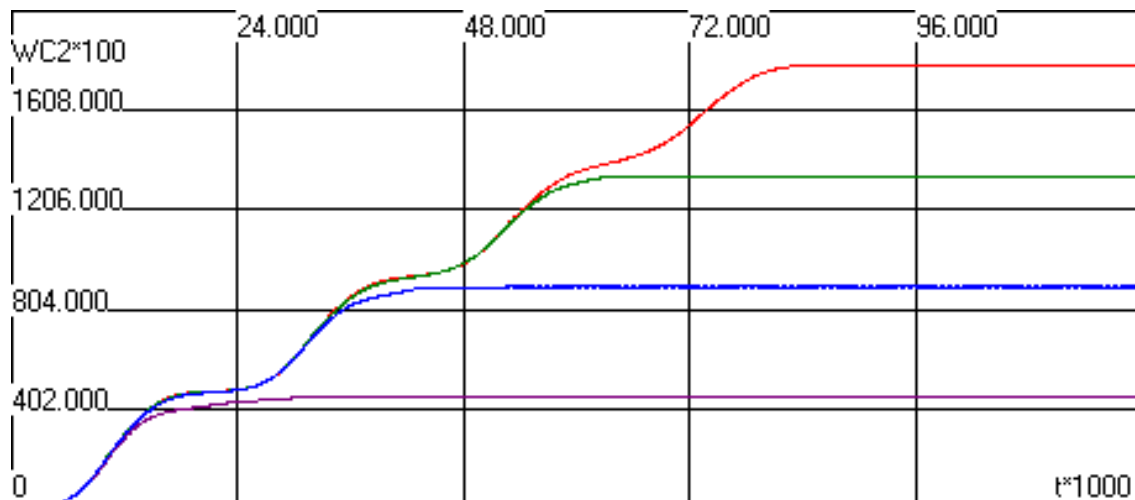


Рисунок 2.34 - Зміна лінійної швидкості яблук ($D = 80$ мм, $G_1 = 1$ МПа, $\nu_1 = 0,18$) по сталій поверхні ($G_2 = 8,1 \times 10^{10}$ Па, $\nu_2 = 0,28$) при переході від проковзування до перекочування при початковій швидкості $\omega_y = 0$ та різних лінійних швидкостях $v_x \in 0,25; 0,5; 0,75; 1,0$ м/с

За результатами дослідження встановлено, що час контактної взаємодії яблук між собою та з жорсткою тарою не перевищує 0,001 с. Він більший для яблук більших розмірів, м'яких сортів та при їх пошаровому розміщені тарі.

Для суттєвого зменшення сили контактної взаємодії та збільшення часу контакту (більше 0,01 с) необхідно, щоб модуль пружності площадки був на порядок або два менше модуля пружності яблук.

Із збільшенням швидкості зіткнення яблук з площадкою чи між собою сила контактної взаємодії суттєво зростає при незначному зменшенні часу контакту. Критичними значеннями сили ударної контактної взаємодії, при якій не порушується структура м'якоті яблука, для твердих сортів є $P_{\max} = 80$ Н, для м'яких - 35-40 Н.

Відповідно при взаємодії окремого яблука із жорсткими деревяними чи пластмасовими стінками ящиків контейнерів критичною швидкістю $v_{1\text{-крит}} \in 0,6$ м/с. Оскільки стінки ящиків мають малу товщину і є нежорсткими, то швидкість контакту яблука з робочою поверхнею до 0,8 м/с (що відповідає падінню яблука 0,03 м) є абсолютно безпечною з точки зору його травмування. При виготовленні ящиків з демпфуючих матеріалів безпечною буде швидкість ударної взаємодії, що на порядок вище (рис. 2.31).

При жорсткому зупиненню ящика, в якому яблука розміщені шарами (рядами), яблуко, що контактує з робочою поверхнею, є найбільш навантаженим. Розглянемо найбільш небезпечний випадок, коли n яблук в шарі (ряді), розміщені на одній осі і щільно прилягають один до одного та діють спільною масою $n \cdot m$ на робочу поверхню.

В цьому випадку час контакту t_{kn} ряду яблук масою $n \cdot m$, порівняно із часом контакту t_{k1} одного яблука масою m збільшиться на величину n^ξ ($t_{kn} = n^\xi t_{k1}$), рис. 2.32, де $\xi \approx 0,45$. Згідно (2.111) отримуємо [98]:

$$\frac{P_{n\cdot\max} t_{kn}}{n \cdot m} = \frac{P_{1\cdot\max} t_{k1}}{m} \quad (2.113)$$

Отже при жорсткій ударній зупинці ящика максимально можлива

контактна сила найбільш навантаженого із ряду яблука буде визначатись з залежності:

$$P_{n \cdot \max} = P_{1 \cdot \max} \frac{n}{n^\xi} = n^{1-\xi} P_{n1 \max} \quad (2.114)$$

Відповідно критична швидкість для ряду яблук з масою $n \cdot m$, згідно (2.111) буде $v_{n \cdot \text{крит}} = \frac{v_{1 \cdot \text{крит}}}{n^\xi}$. Так при розміщені в ящику в ряд 8 яблук безпечним буде жорстке зіткнення із опорою з залишковою швидкістю менше 0,31 м/с. Враховуючи пружність стопорів та ймовірну залишкову швидкість підвісу канатної системи при стопорінні, що менше 0,2 м/с, вона є абсолютно безпечною з точки зору травмування яблук чи іншої продукції, що обробляється при закладанні на зберігання.

2.5 Висновки до другого розділу

За результатами досліджень, які викладені в другому розділі, можна зробити наступні висновки.

Обґрунтовані конструктивні параметрів контакту натяжних важелів з направляючими канатами. Встановлено, що при стабільному значенні радіуса підтискних роликів $R = 45$ мм та довжини важелів $l_g = 400$ мм зменшення кута розташування боковин рамної конструкції γ становить в межах від $23,6^\circ$ до $34,1^\circ$, а збільшення відстані $l_{кр}$ від 450 до 530 мм призводить до значного зростання величини початкового значення кута розташування важеля до горизонту ε_n від 45° до 85° .

Рекомендованими можна вважати наступні параметри: $l_{кр} = 450 \dots 525$ мм та $\gamma = 26^\circ \dots 34^\circ$, що відповідає діапазону $\varepsilon_n = 45^\circ \dots 75^\circ$. Збільшення величини $l_{кр}$ від 450 до 525 мм призводить до зменшення значення кута розташування важеля до боковини χ_n на: 32,2% для $\gamma = 26^\circ$; 27,9% для $\gamma = 28^\circ$; 24% для $\gamma = 30^\circ$; 21% для $\gamma = 32^\circ$; 18,6% для $\gamma = 34^\circ$.

Зростання абсолютних значень взаємопов'язаних параметрів ε_n і $l_{кр}$ призводить до зменшення діапазону зміни кута α . Збільшення кута γ від 26° до

34° призводить до збільшення величини α_{max} у 1,11 рази, що є несуттєвим. При цьому при зміні γ від 26° до 34° для максимальних значень ε_T і $l_{кр}$, діапазон зміни α зростає від $2,7^\circ$ до $8,5^\circ$, тобто у 3,15 разів.

Встановлено, що кут нахилу γ не має суттєвого впливу на початкову довжину пружини l_{np} . Збільшення величини кута γ в межах від 26° до 34° призводить до зростання діапазону зміни кута ε_T від $55^\circ \dots 85^\circ$ до $45^\circ \dots 85^\circ$.

Для $\varepsilon_T = 55^\circ$ зміна кута γ в межах від 26° до 34° призводить до зростання величини l_{np} на $3,9 \dots 4,3$ %; для $\varepsilon_T = 85^\circ$ зміна кута γ в межах від 26° до 34° призводить до зростання величини l_{np} на $3,1 \dots 5,5$ %. Так, для $\varepsilon_T = 55^\circ$ зростання величини l_T від 220 мм до 400 мм для діапазону кутів $\gamma = 26^\circ \dots 34^\circ$ спричиняє збільшення значення l_{np} у $1,34 \dots 1,35$ рази. Аналогічне зростання значення l_{np} також є для $\varepsilon_T = 85^\circ$.

Із залежностей $\alpha = f(\varepsilon_T)$, при різних величинах $l_{кр}$ і ε_n для $\gamma = 30^\circ$, встановлено, що збільшення величини $l_{кр}$ не спричиняє суттєвого зростання зміни кута α . Так, для $\varepsilon_T = 20^\circ$ збільшення значення $l_{кр}$ від 450 до 530 мм призводить до зростання кута α на 32%, а для $\varepsilon_T = 50^\circ$ кут α змінюється від 0 до $6,8^\circ$, тобто діапазон зміни його абсолютної величини є незначним.

Згідно залежностей $l_{np} = f(\varepsilon_T)$, при $l_n = 300$ мм; $\gamma = 30^\circ$ і різних величинах $l_T = 220$ мм; 280 мм; 340 мм; 400 мм, доведено, що, як і попередньому випадку, збільшення величини l_T призводить до зростання значення l_{np} .

Проведено обґрунтування силових параметрів при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами. З проведеного аналізу виведених аналітичних залежностей можна констатувати, що домінуючий вплив на величину обертового моменту T_o має жорсткість пружини. Інші параметри мінімально впливають на величину T_o . Збільшення довжини l_n точки кріплення пружини відносно шарнірного повертання важеля від 200 до 400 мм призводить до зростання величини T_o у $1,4 \dots 1,42$ рази при різних значеннях кута ε . Зменшення абсолютного значення кута ε від 60° до 40° призводить до зростання величини T_o у $1,94 \dots 1,97$ рази при збільшенні величини l_ε від 200 до 400 м.

Показано, що динамічна стійкість системи забезпечується виконанням

канатної дороги із двійними рознесеними тросами та встановленню притискних роликів, що взаємодіють з канатами для попередження поздовжніх коливань. Раціональний кут нахилу тросів для коротких канатних трас із гравітаційним переміщенням вантажу становить 5-15 градусів.

Для коротких трас через незначну вагу канату, порівняно із вагою підвісної платформи з вантажем, складовою прогину від ваги канатів можна знехтувати, відповідно, з похибкою менше 1% вітки навантажених канатів можна апроксимувати прямими лініями.

Встановлено, що раціональна довжина канату, із врахуванням його натягу від навантажень, становить від $1,002 \pm 0,002$ від віддалі між точками підвісу по прямій. При цьому максимальний прогин траси від цієї прямої буде становити 0,02-0,05 від довжини траси.

Зона гравітаційного розгону вантажу для коротких похилих трас при рекомендованих перевищень довжин канату перевищує зону гравітаційного гальмування і для рекомендованих параметрів займає більш 60% траси.

Створена динамічна імітаційна модель контактної взаємодії яблук. Вона дозволила провести обчислюваний експеримент і встановити час та біжучі сили контактної взаємодії t_k в залежності від фізико-механічних характеристик та кінематики тіл взаємодії (яблук) під час їх контакту в залежності від початкових умов.

Наведено залежності зміни в часі сили ударної контактної взаємодії $P = P_{12}$ для яблука діаметром 80 мм з модулем зсуву $\mu_1 = G_1 = 1,1$ МПа, коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,18$ із жорсткою сталлюю поверхнею ($G_2 = 8,1 \cdot 10^{10}$ Па, $\nu = 0,28$) для випадків, коли початкова швидкість яблука в момент контакту змінювалась від $v_0 = 0,2$ м/с до $v_0 = 1,4$ м/с. При цьому сила взаємодії зростала від $P_{0,2} = 11,5$ Н при часі взаємодії $t_{0,2} = 0,0088$ с, до 97,0 Н при $t_{1,4} = 0,0055$ с.

Встановлено, що із збільшенням початкової швидкості контактної взаємодії яблук з поверхнею стінок тари суттєво збільшується сила ударної взаємодії при незначному зменшенні часу в процесі контактної взаємодії. При збільшенні розмірів яблук зростає сила і час контактної взаємодії, а при менших

швидкостях зіткнення час взаємодії є більшим. Для більш твердих яблук сили удару є більшою при меншому часі контактної взаємодії.

Силу удару можна суттєво зменшити тоді, коли площадка виготовлена з матеріалу, для якого модуль зсуву є менший або рівний модулю зсуву яблука. Зміна жорсткості площадки, яка перевищує величину $G_2 > 1,0 \cdot 10^8$ Па практично не впливає на зміну сили удару P_{12} . Тому заміна сталюї поверхні на дерев'яну ($G_2 = 4,0 \cdot 10^9$ Па) не зменшує сили контактної взаємодії.

Для випадку, коли на площадку падає тара з яблуками, розміщеними в декілька шарів, то найбільшому травмуванню піддаються яблука, які розміщені в нижньому шарі та контактують з жорстким дном.

Встановлено, що перехід від проковзування до перекочування яблук, які мають початкові лише лінійну або кутову швидкості, відбувається за незначний період часу (менш ніж 0,1 с).

Встановлено, що час t контактної взаємодії яблук між собою та з жорсткою тарою не перевищує 0,001 с. Він більший для яблук більших розмірів, м'яких сортів та при пошаровому розміщені яблук в тарі.

Для суттєвого зменшення сили контактної взаємодії P та збільшення часу контакту t (понад 0,01 с) необхідно, щоб модуль пружності площадки був на порядок або два меншим модуля пружності яблук. Критичне значення сили P , при якій не порушується структура м'якоті яблука, для твердих сортів становить $P_{\max} = 80$ Н, для м'яких: 35-40 Н.

Розроблена модель дозволяє визначати параметри контактної взаємодії яблук між собою чи з іншими технологічними поверхнями одночасно, зміну кінематичних параметрів процесу взаємодії яблук з поверхнями тари та між собою із врахуванням початкових їх лінійних та кутових переміщень.

Розроблена конструкція канатної системи є безпечною з точки зору недопущення травмування яблук чи інших продуктів при їх транспортуванні та закладанні на зберігання.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Згідно до основних завдань, що поставлені в дисертаційній роботі, запропоновано програму проведення експериментальних досліджень, яка містить наступні етапи:

- розробку та виготовлення експериментальної конструкції канатного механізму для завантаження складського приміщення тарою із штучними вантажами на основі пари паралельно розташованих канатів з регулюванням їх кута нахилу та зусилля натягу;

- розробку та виготовлення рамної конструкції з центральними та підтискними роликками, які закріплені на важелях, що шарнірно кріпляться до боковин рамної конструкції та підтиснуті регульованими пружинами;

- розробку методик проведення експериментальних досліджень з визначення впливу регульованих параметрів механізму та його елементів з використанням стандартного та розробленого обладнання;

- встановлення закономірностей сил підтискання внутрішньої поверхні канатів від конструктивних параметрів рамної конструкції та пружин стискання важелів в залежності від їх жорсткості, довжини та різних зон кріплення;

- визначення залежностей величин прогину канатів в різних зонах їх розташування від сил їх натягу та величини вертикального навантаження;

- встановлення залежності часу переміщення рамної конструкції з штучними вантажами у складському приміщенні від кутів розташування канатів до горизонту, маси вантажів та зусилля натягу канатів;

- здійснення обробки отриманих результатів експериментальних досліджень за допомогою методів математичної статистики для побудови

рівнянь регресії, поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

3.2 Компонувальні та конструктивні схеми експериментальної конструкції канатного механізму та його елементів для завантаження складського приміщення тари з штучними вантажами

На базі розроблених та проаналізованих, у другому розділі, розрахункових схем запропоновані варіанти конструкцій канатного механізму та його елементів [18, 21-25, 88, 89, 102] для забезпечення переміщення штучних вантажів у тарі в складські приміщення.

На рис. 3.1 представлена загальна схема канатного механізму для завантаження складських приміщень. Він виконаний у вигляді нижньої опори 1 з механізмом натягу канатів 2, яка кріпиться до внутрішньої сторони стіни 3 складського приміщення 4 (рис. 3.1 а). Верхня опора 5 кріпиться до протилежної зовнішньої сторони стіни 6 складського приміщення 4. Між опорами 1 і 5 паралельно натягнуто два канати 7, на яких розташовані пари роликів 8, що встановлені на осі 9 (рис.3.1 в, г). До осі 9 кріпиться рамна конструкція 10 для розміщення штучних вантажів 11 на площадці 12.

Верхня опора 5 відносно завантажувального вікна 13 виконана у вигляді двох паралельно розташованих трикутноподібних ферм 14 (рис. 3.1 б), що з'єднані між собою поперечною балкою 15. По центру балки 15 знизу закріплений роликівий блок 16, зверху котрого встановлений канат 17, що з'єднаний з верхньою частиною рамної конструкції 10.

В початковому положенні рамна конструкція з площадкою розташовується відносно зовнішньої сторони складського приміщення.

Оскільки завантажувальне вікно 13 розташоване достатньо високо над рівнем ґрунту, то до нього може під'їхати транспортний засіб з штучними вантажами, наприклад ящиками з яблуками, які завантажуються на площадку рамної конструкції 10 та переміщуються в середину приміщення (рис. 3.2).

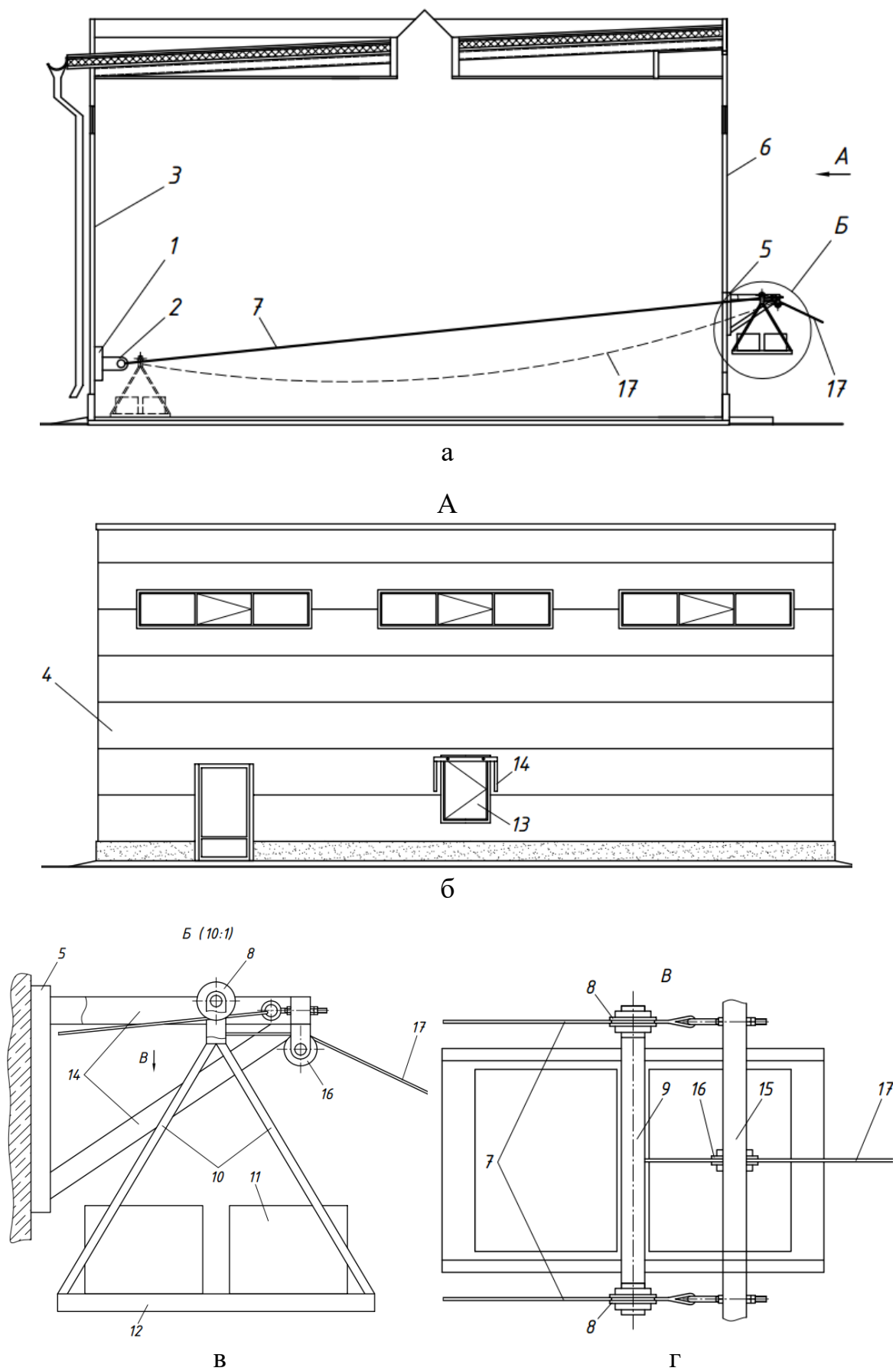


Рисунок 3.1 - Загальна схема канатного механізму для завантаження штучних вантажів у складське приміщення



Рисунок 3.2 - Загальний вигляд зони завантаження штучних вантажів у складське приміщення

За рахунок перепаду висот між опорами, під дією сили земного тяжіння рамна конструкція з площадкою, на якій розташовані штучні вантажі, за допомогою роликів, які обертаються відносно пари канатів, переміщається до нижньої опори. Оператор за допомогою канату регулює швидкість переміщення вантажу. Розташування канату на роликівому блоку дає змогу плавно регулювати швидкість переміщення вантажу. У зоні зупинки вантажів доцільно застосовувати демпферні механізми.

При досягненні вантажів нижньої опори їх знімають з площадки і складують, а рамна конструкція повертається в початкове положення, де завантажується наступною партією вантажу.

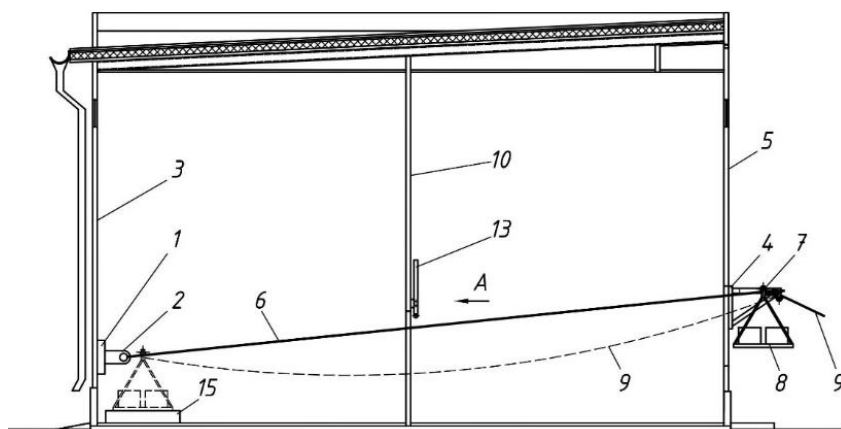
Розташування механізму натягу канатів біля нижньої опори забезпечує необхідний натяг канатів для зменшення величини їх провисання при переміщенні площадки з вантажами.

Застосування паралельно натягнутих двох канатів суттєво зменшує поперечні коливання вантажів при їх завантаженні в складське приміщення.

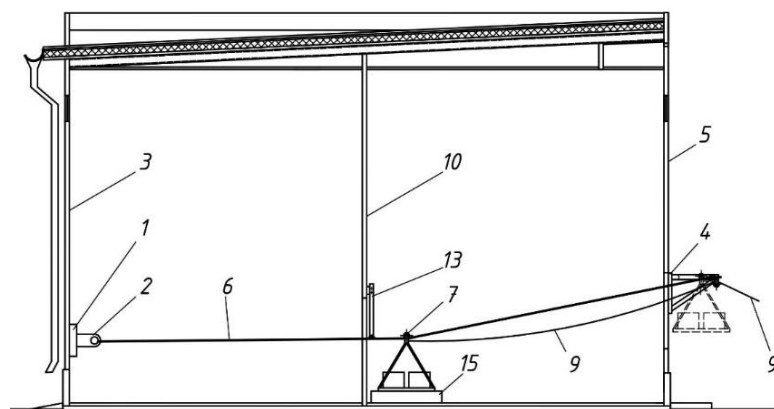
Для великих площ складських приміщень, які виконані секційними, рекомендується застосовувати допоміжні пристрої для регулювання висоти положення проміжної зони канатів [25]. Це дозволяє транспортувати вантажі у різні секції складських приміщень без додаткових транспортних перевезень.

Для великих складських приміщень, які розділені між собою (наприклад поперечною або повздовжньою стінами) запропонована конструктивна схема канатного механізму [25] для реалізації виконання відповідного технологічного процесу завантаження складських приміщень у різних їх частинах. Загальна схема канатного механізму для завантаження складських приміщень, які розділені між собою повздовжньою стіною, зображена на рис. 3.3 а - рис. 3.3 в. На рис. 3.3 г представлено загальний вигляд регулювання положення канатів П - подібною планкою. Він виконаний у вигляді нижньої опори 1 з механізмом натягу канатів 2, яка кріпиться до внутрішньої поверхні бокової стіни 3, а також верхньої опори 4, яка кріпиться до зовнішньої поверхні протилежної бокової стіни 5. Між опоками 1 і 4 натягнуті пара несучих канатів 6. Над парою несучих канатів 6 встановлений роликівий механізм 7 з площадкою для розміщення штучних вантажів 8, що зв'язаний з канатом оператора 9.

До центральної стіни 10 секційного складського приміщення над прохідним отвором 11 закріплено дві направляючі щоковини 12, у яких з можливістю вертикального переміщення та фіксації розташована П - подібна планка 13, основа якої має можливість контакту з несучими канатами 6. Фіксація та розфіксація П – подібної планки у направляючих щоковинах 13 здійснюється за допомогою болтових з'єднань 14.

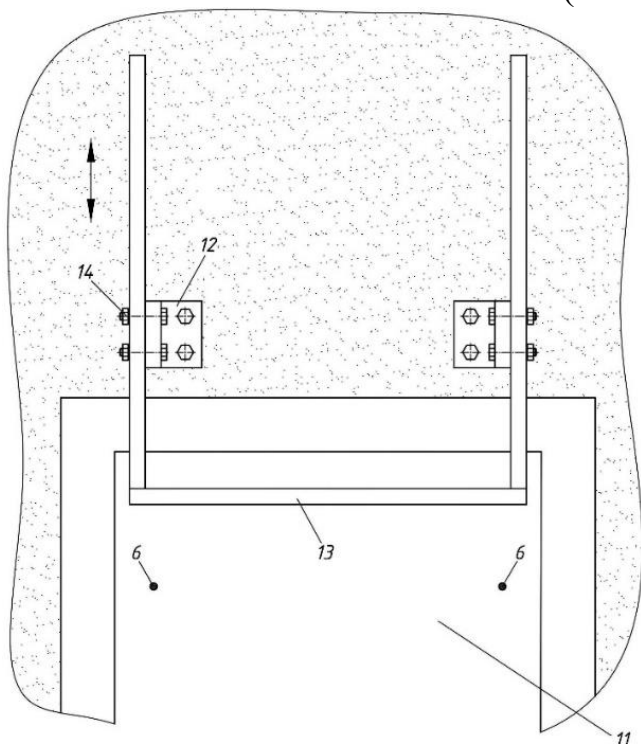


а



б

А (10:1)



б



г

Рисунок 3.3 - Схема та загальний вигляд механізму для завантаження складських приміщень, які розділені між собою повздовжньою стіною

У середині складського приміщення для зважування штучних вантажів розташовані ваги 15. В початковому положенні площадка для розміщення вантажів 8 розташовується відносно зовнішньої сторони бокової стіни 5. Далі площадка завантажується штучними вантажами і плавно переміщується в середину складського приміщення. За рахунок перепаду висот між опорами 4 і 1 площадка зі штучними вантажами, яка у верхній частині з'єднана з роликовим механізмом 7, що опирається на несучі канати, переміщається до опори 1. За допомогою канату 9 регулюється швидкість переміщення площадки з вантажами.

При досягненні опори 1 площадки зі штучними вантажами 8 зважуються на вагах 15 і складуються в приміщенні. Далі за допомогою канату 9 площадка вертається у початкове положення для завантаження наступних вантажів.

При повному завантаженні першої секції складського приміщення за допомогою механізму натягу канатів 2 послаблюється величина їх натягу. Після цього, за допомогою з'єднань 14, відбувається розфіксація П – подібної планки 13 та її переміщення вниз над прохідним отвором 11. Це призводить до опускання пари канатів до основи складського приміщення. Далі П – подібна планка 13 фіксується у направляючих щоковинах 12 у новому положенні. Відповідно встановлюються у новому положенні ваги 15.

З метою уникнення повздовжніх коливань на значних трасах транспортування рамної конструкції 10 відносно пари роликів 8 на рамній конструкції закріплені поперечні горизонтальні планки 18 (рис. 3.4). На планках встановлені вертикальні стержні 19 з можливістю регулювання, на яких розташовані пружини 20, що підтискають пари роликів 21 [24, 25]. Останні взаємодіють з нижньою поверхнею канатів 7 і встановлені на важелях 22, які шарнірно кріпляться до верхньої частини рамної конструкції 10.

Процес транспортування штучних вантажів забезпечується шляхом регулювання тиску роликів 21 на внутрішню поверхню канатів.

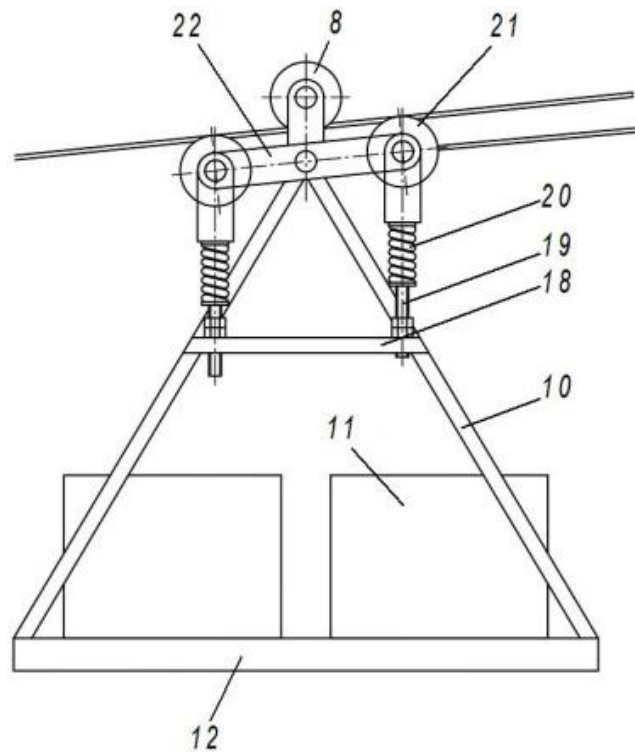


Рисунок 3.4 - Схема варіанту виконання пари підтискних роликів внутрішньої поверхні пари канатів

В іншому варіанті з метою уникнення коливань на значних трасах транспортування рамної конструкції 10 відносно пари роликів 8, до похилих боковин рамної конструкції ззовні приварені кронштейни 18, в яких шарнірно закріплені важелі 19 (рис. 3.5). З протилежної сторони важелів шарнірно встановлені підтискні ролики 20, які взаємодіють з нижньою поверхнею канатів 7. Вище, відносно кронштейнів 18, до похилих боковин приварені плоскі пластини 21 з набором отворів. Зі сторони похилих боковин на важелях закріплені кронштейни 22, в отворах яких кріпляться пружини розтягу 23, котрі, з іншого боку, закріплені в одному з отворів плоских пластин 21.

Шляхом переставляння пружин в отворах пластин можна забезпечити регулювання зусилля натягу пружин і тим самим силу підтискання роликами 20 внутрішньої поверхні канатів.

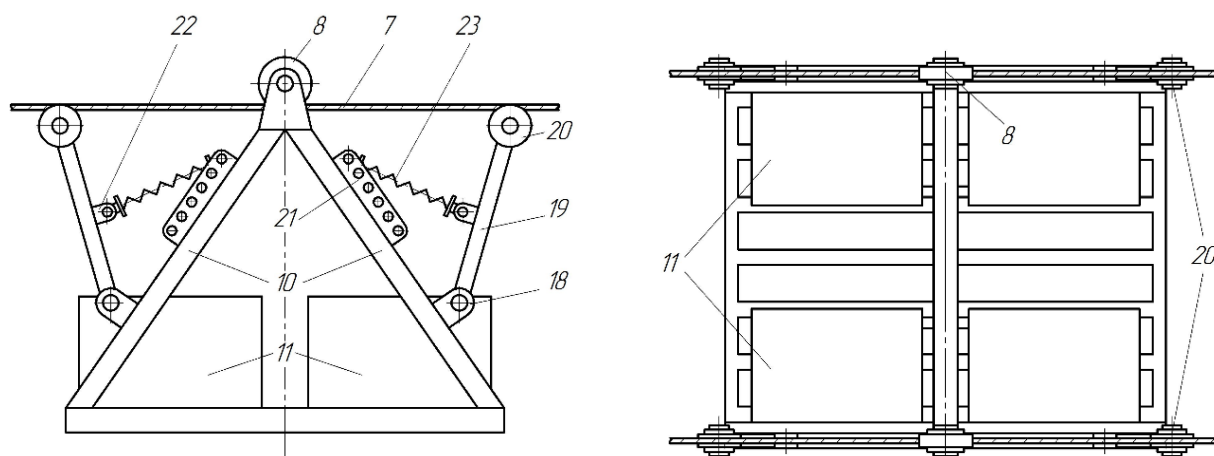


Рисунок 3.5 - Схема варіанту виконання рамної конструкції з підтиснутими пружинами важелів з роликами

Загальний вигляд рамної конструкції з підтиснутими пружинами важелів з роликами представлено на рис. 3.6.

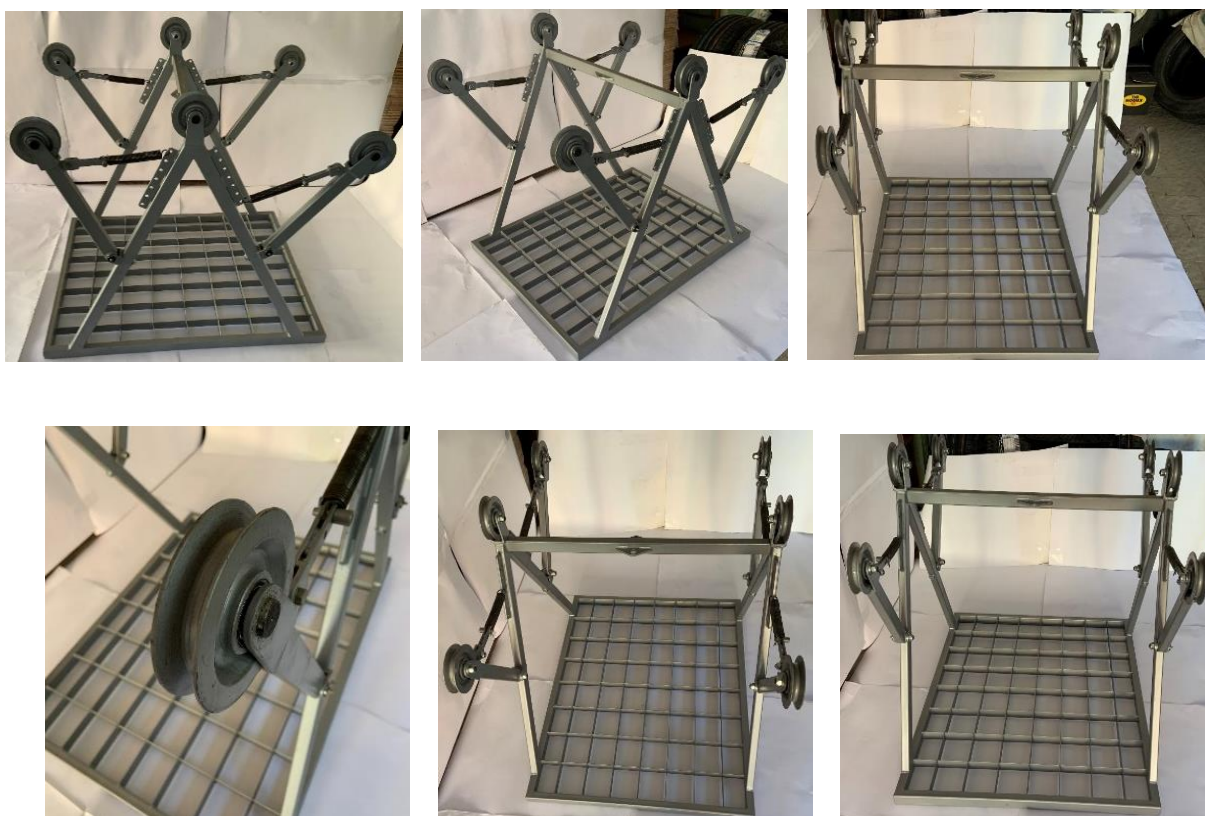


Рис. 3.6. Загальний вигляд рамної конструкції з підтиснутими пружинами важелів з роликами

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень визначення зусиль підтискання канатів важелями з роликками рамної конструкції при різному їх розташуванні

Проведення експериментальних досліджень гуртувалось на розробленій методиці, яка наведена в роботі [18].

При вимірюванні зусиль при навантаженні важелів 19 з підтискними роликками 20 застосовували динамометр електронний марки ДЕ 0,5-0,5 [33].

Загальна схема будови та відображення відповідних параметрів електронного динамометра зображена на рис. 3.7.

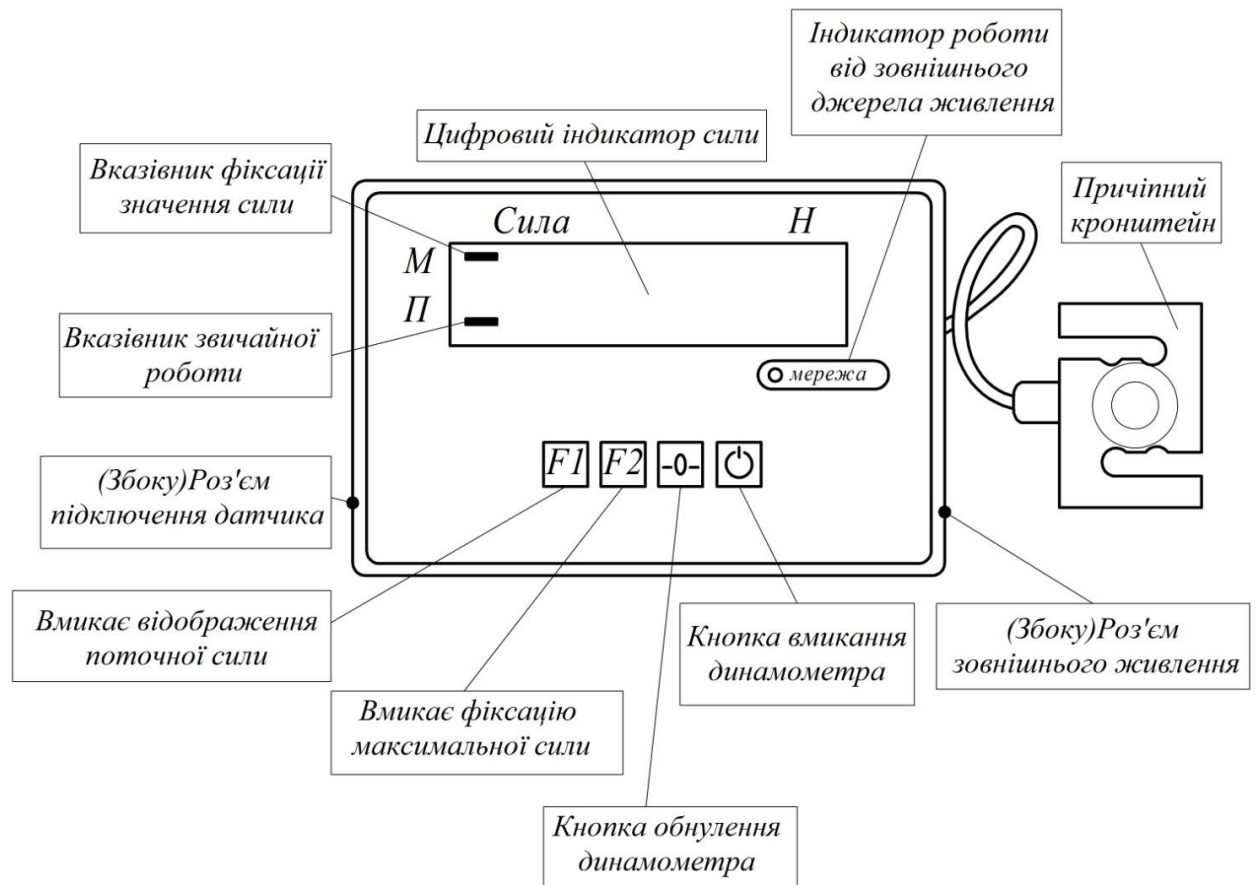
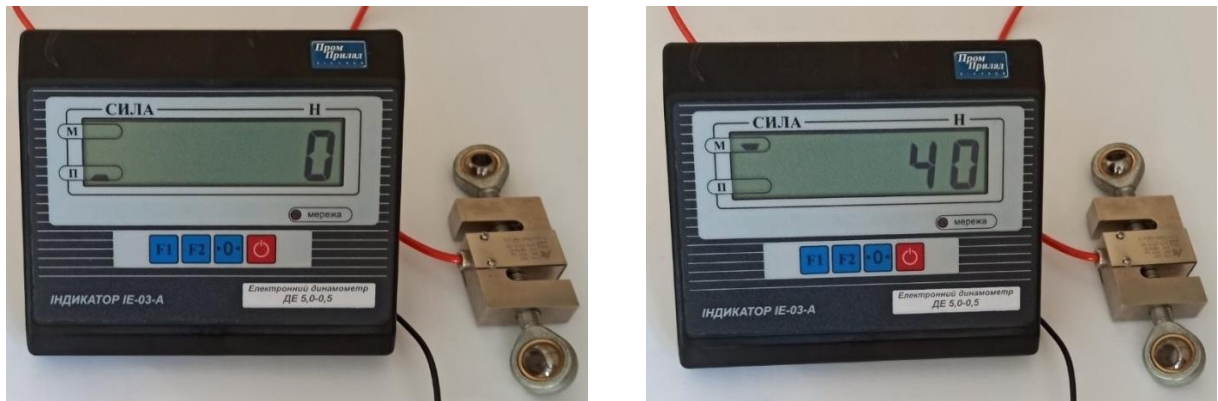


Рисунок 3.7 - Загальна схема будови електронного динамометра

Електронний динамометр може працювати в двох режимах: при відображенні поточного значення сили (в початковому положенні *П*) без навантаження (а) (рис. 3.8 а) та при вимірюванні максимальної сили (*М*) при навантаженні (рис. 3.8 б).



а

б

Рисунок 3.8 - Загальний вигляд екрану електронного динамометра при відображенні поточного значення сили (в початковому положенні II) без навантаження (а) та вимірювання максимальної сили (M) при навантаженні (б)

Датчик електронного динамометра кріпиться між нерухомими та рухомими частинами рамної конструкції або натяжних канатів.

Процес роботи електронного динамометра при визначенні поточного значення зусилля навантаження.

При вмиканні живлення електронний динамометр відображає поточне значення сили навантаження у базовому режимі. Про стан роботи приладу, у відповідному режимі, свідчить індикатор на екрані динамометра.

У випадку переходу в режим фіксації отриманих даних необхідно натиснути кнопку F_1 . Коли, після вмикання динамометра, навантаження на датчик є відсутнім, необхідно обнулити покази на табло динамометра шляхом натискання кнопки - 0 -.

Далі, шляхом навантаження датчика, відповідні силові показники фіксуються на табло динамометра. Електронний динамометр відображає значення силових показників у Ньютонах (Н).

При знятті навантаження з датчика (рис. 3.7 причіпного кронштейна) покази вертаються в нульове положення.

В процесі навантаження або розвантаження системи відбувається гасіння десяткової крапки. У випадку, коли крапка засвітилась, це вказує на те, що навантаження на динамометрі стабілізувалось.

Процес роботи електронного динамометра при визначенні максимального значення зусилля навантаження.

В процесі роботи електронного динамометра при визначенні максимального значення зусилля навантаження необхідно натикнути кнопку F_2 . Тоді засвідчується відповідний індикатор на екрані динамометра.

Електронний динамометр забезпечує максимальну точність вимірювання, коли в ненавантаженому стані на екрані динамометра індексуються нульові показники.

У випадку відсутності нульових показників необхідно натиснути кнопку - 0 -. В режимі фіксації максимального значення зусилля електронний динамометр запам'ятовує останнє максимальне значення сили і при розвантаженні на екрані залишається це значення до тих пір, поки не буде перезавантаження динамометра. Скидання значення сили здійснюється повторним натисканням кнопки F_2 .

При цьому пристрій “запам'ятовує” поточне навантаження на датчик. Тому, якщо необхідно обнулити значення показників, необхідно розвантажити датчик, дочекатися стабілізації, а вже потім послідовно натиснути кнопки - 0 – і F_2 .

Навантаження при роботі динамометра необхідно здійснювати плавно, без динамічних ударів, оскільки це може призвести до його виходу з ладу.

Основні технічні характеристики динамометра електронного марки ДЕ 0,5 -0,5: границя вимірювання сили (Н): максимальна – 500; мінімальна – 2,5; клас точності: 0,5; ціна поділки (дискретність), (Н): 0,5; межа допустимої основної похибки (Н): 2,5; габаритні розміри (м): довжина – 0,38; ширина – 0,2; висота – 0,1.

Живлення динамометра здійснюється від мережі змінного струму з напругою від 187 до 242 В та частотою від 49 до 51 Гц через зовнішній блок живлення з вихідною напругою 9 в та струмом не менше 1 А.

Споживча потужність динамометра не перевищує 5 ВА.

Тривалість циклу вимірювання не більше 4 с.

Динамометр забезпечує візуальну сигналізацію про перевантаження транспортно-технологічного пристрою.

Для побудови графічних залежностей величини текучої деформації пружини ΔL при її різних зонах кріплення, від значення зусилля вертикального навантаження, яке прикладене до осі розташування ролика на краю важеля F , застосовувались мірні тарувальні важелі та електронний динамометр.

Для конкретного кріплення пружини до тяги та в отворі кронштейна причіпний кронштейн динамометра дискретно навантажували мірними вантажами. Величина навантаження звірялась зі значенням на табло динамометра (Н). Значення величини L вимірювалось рулеткою, що представлено на рис. 3.9.



Рисунок 3.9 - Загальний вигляд проведення експериментальних досліджень для визначення залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L

Величина L визначається за залежністю: $L = L_T + L_{прп} + \Delta L$; де L_T – довжина тяги; $L_{прп}$ – початкова довжина пружини; ΔL – текуча деформація пружини.

Тоді: $L_T = L - L_{прп} - \Delta L$.

Відповідні експериментальні дослідження проводили для семи різних положень пружини (сім отворів на кронштейні).

При проведенні експериментальних досліджень були виготовлені та застосовані два різних типорозмірів пружини.

Визначення жорсткостей пружин здійснювалось згідно відомих методик за допомогою Г-подібного кронштейна, закріпленого в тисках, тарувальних вантажів та електронного динамометра, маса яких дискретно збільшувалась мірними вантажами з фіксацією абсолютного та відносного видовження різних пружин.

Процес тарування пружин розтягу з визначенням їх жорсткості зображено на рис. 3.10.

Згідно проведених досліджень встановлено відповідні жорсткості пружин розтягу: $C_1 = 1,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $C_2 = 2 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

При побудові графічних залежностей застосовувались пружини з жорсткістю $C = 1,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

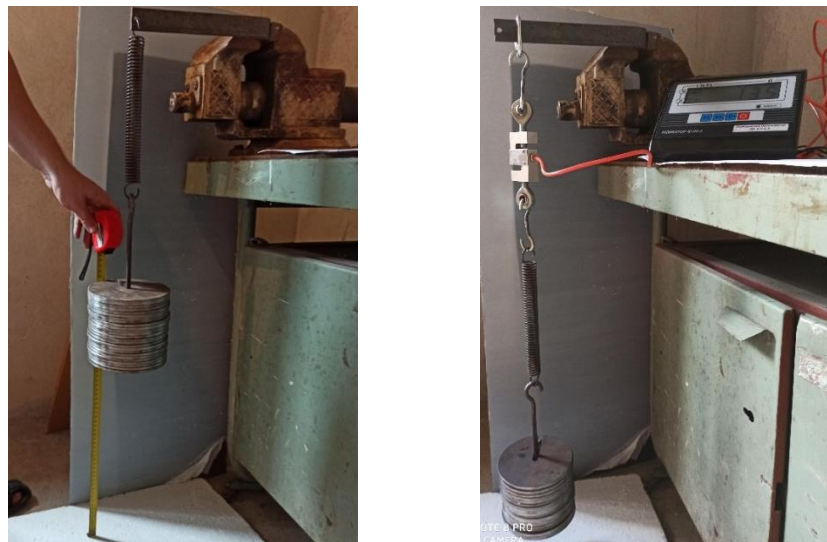


Рисунок 3.10 - Загальний вигляд процесу тарування та визначення жорсткості пружин розтягу

3.4 Методика проведення досліджень на експериментальній установці канатного механізму

Для регулювання та визначення сили натягу канатів, величини їх прогину у вертикальному напрямку від значення дискретного навантаження в різних зонах, кута розташування пари канатів до горизонту, а також часу переміщення на рамній конструкції штучних вантажів від зони їх завантаження до зони вивантаження, розроблена експериментальна

установка, конструктивна схема якої зображена на рис. 3.11. Дана установка виготовлена на базі реального складського приміщення, детальний опис вмонтованого в нього канатного механізму наведено в підрозділі 3.2.

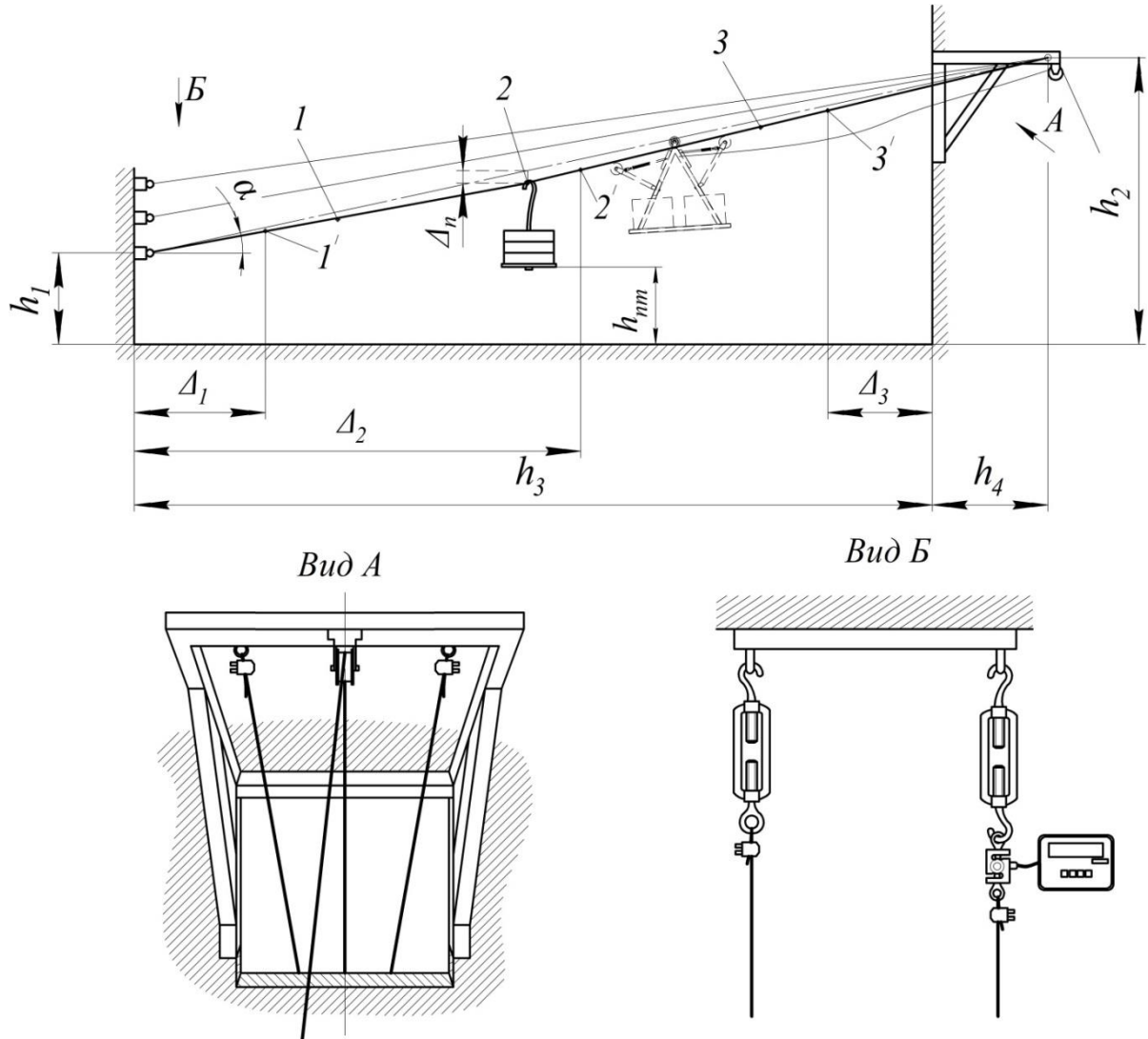


Рисунок 3.11 - Конструктивна схема експериментальної установки канатного механізму

Кут α нахилу тросів до горизонту здійснюється з лівої внутрішньої сторони складського приміщення за допомогою зварної трубчатої прямокутної конструкції з трьома паралельними горизонтальними перегородками, що зображено на рис. 3.12.

До перегородок на відстані, рівній відстані між парою паралельно розташованих канатів, кріпляться кронштейни з наскрізними отворами, в

яких за допомогою гвинтових регульованих тяг кріпляться канати (рис. 3.12 а).

Шляхом переставляння точок кріплення пар канатів до кронштейнів забезпечується дискретна зміна кутів їх нахилу α , які відповідно набували значень: 10° ; $12,5^{\circ}$ і 15° .

До одного з канатів за допомогою S – подібних кронштейнів (рис. 3.12 б) кріпляться гвинтові колесні кронштейни, які закріплені на причіпному динамометрі (рис. 3.12 в; рис. 3.7 і рис. 3.8).

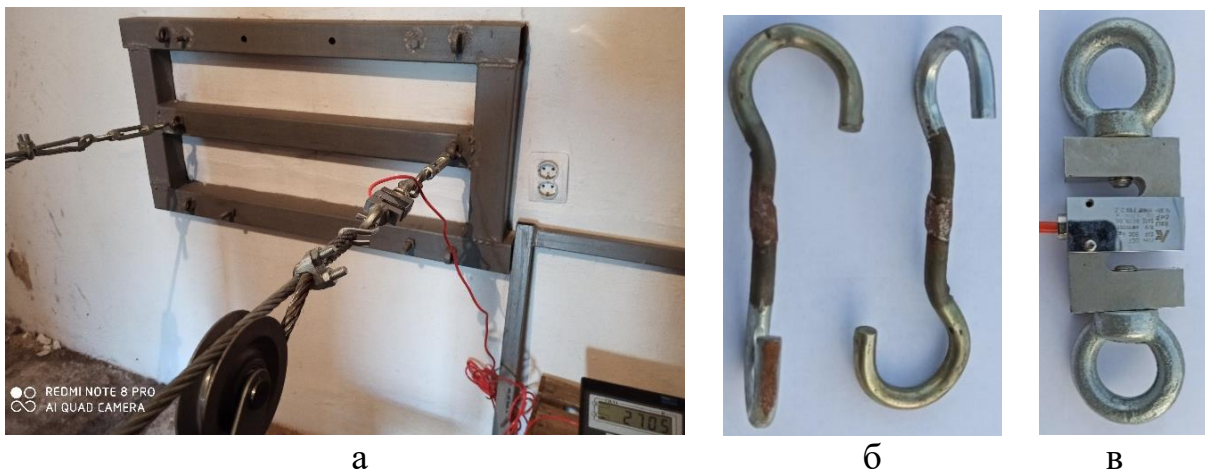


Рисунок 3.12 - Загальний вигляд елементів експериментальної установки канатного механізму для регулювання кута нахилу пари канатів на внутрішній стіні складського приміщення

Зусилля натягу тросів регулюється за допомогою спарених тяг з протилежно розташованими гвинтовими кронштейнами, які зображено на рис. 3.11, вид Б і рис. 3.12 а.

Отримані дані зусилля натягу тросу відображаються на табло електронного динамометра та відповідно фіксуються для побудови відповідних графічних залежностей.

Для забезпечення аналогічного зусилля натягу іншого тросу, який не зв'язаний з електронним динамометром, застосовувалась наступна методика. В середній частині тросу, зусилля натягу якого фіксувалось електронним динамометром, здійснювалось його навантаження мінними вантажами відповідною масою. При цьому визначалась величина прогину

тросу (відстань h_{nm} від тросу до підлоги), що зображено на рис. 3.11.

Далі для іншого тросу, який не зв'язаний з електронними динамометром, відбувалось його навантаження аналогічною силою від дії мірних вантажів. При цьому величини його прогину повинна відповідати значенню відстані h_{nm} для попередньо навантаженого тросу. Таке значення відстані h_{nm} відповідно досягається регулюванням сили натягу тросу спареною тягою.

Дані технологічні операції дозволяють отримати ідентичні зусилля натягу тросів при застосуванні одного електронного динамометра.

Величину прогину тросів Δ_n , в залежності від зусилля їх натягу та кута α розташування до горизонту, визначалось за допомогою мірних вантажів, які дискретно навантажували троси. Визначення здійснювали в трьох зонах (рис. 3. 13), а саме в т.1' на відстані Δ_1 від лівої внутрішньої стіни складського приміщення; в т.2' на відстані Δ_2 – посередині тросу; в т.3' на відстані Δ_3 від правої стіни складського приміщення.

При проведенні досліджень параметри, які зображено на рис. 3.11 мали наступні значення: $h_1 = 1,12$ м; $h_2 = 2,23$ м; $h_3 = 11,6$ м; $h_4 = 1,6$ м; $\Delta_1 = 2,0$ м; $\Delta_2 = 5,8$ м; $\Delta_3 = 1,0$ м.



а



б



в

Рисунок 3.13 - Загальний вигляд вимірювання величини прогину канатів: а, в – відповідно біля лівої та правої внутрішньої стіни; б – по середині анатів

3.5 Методика проведення експериментальних досліджень з визначення часу транспортування штучних вантажів в складському приміщенні канатним механізмом за багатофакторним експериментом

При встановленні залежності часу транспортування T штучних вантажів у тарі канатним механізмом у складське приміщення змінними приймали наступні фактори: маса m штучних вантажів разом із незмінною масою рамної конструкції для їх розташування (кг); кут нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту (град.); зусилля натягу N канатів (Н).

Масу штучних вантажів, наприклад яблук у ящиках (фіксована маса) підбирали їх кількістю при завантаженні на площадку рамної конструкції перед проведенням експериментальних досліджень.

Кут нахилу α розташування канатів до горизонту змінювали шляхом переставляння та фіксації точок їх кріплення до лівої внутрішньої сторони стіни складського приміщення, що описано в підрозділі 3.4.

Відповідні зусилля натягу канатів регулювали за допомогою спарених тяг з протилежно розташованими гвинтовими кронштейнами, а їх значення фіксували електронним динамометром, що також описано в підрозділі 3.4.

Для побудови рівняння регресії залежності часу транспортування T штучних вантажів від зміни та інтенсивності впливу даних факторів проведено багатофакторний (повнофакторний) експеримент за типом ПФЕ P^k , де P – кількість рівнів варіювання кожного фактору; k – кількість факторів, значення яких змінювались в процесі проведення експериментів.

Факторне поле встановлювалось діапазоном зміни значень факторів та рівнів їх варіювання при визначенні часу транспортування T штучних вантажів за планом ПФЕ 3^3 , що представлено в таблиці 3.1.

З метою побудови регресійної моделі, параметр оптимізації приймали у вигляді функціонала $T = f(x_1; x_2 \dots x_i)$, де T – час транспортування штучних вантажів у тарі канатним механізмом у складське приміщення від 1 до i -го випадку; $x_1; x_2 \dots x_i$ – натуральні змінні фактори, котрі вибирали згідно

умовного плану багатофакторного експерименту [38].

Таблиця 3.1 - Результати кодування факторів та рівні зміни їх значень при визначенні часу транспортування T штучних вантажів за планом ПФЕ 3^3

Фактори	Позначення		Інтервал варіювання	Рівні варіювання, натуральні/кодовані (основний - О, нижній - Н, верхній - В)		
	Кодовані	Натуральні		Н	О	В
Маса штучних вантажів разом з масою рамної конструкції, m , кг	X_1	x_1	30	Н 35/-1	О 65/0	В 95/+1
Кут нахилу розташування пари канатів до горизонту до горизонту, α , град	X_2	x_2	2,5	10/ -1	12,5/ 0	15/ +1
Зусилля натягу канатів, N , Н	X_3	x_3	1300	2400/ -1	3700 /0	5000/ +1

При визначенні часу транспортування T штучних вантажів у тарі канатним механізмом у складське приміщення застосовували секундомір з фіксацією до сотих часток секунди.

При цьому незалежними змінними факторами приймали: маса m штучних вантажів разом із незмінною масою рамної конструкції, яку кодували індексом X_1 , кут нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту, який кодували індексом X_2 , а також зусилля натягу N канатів, який кодували індексом X_3 .

Достовірність оцінки результатів проведених експериментальних досліджень при визначенні часу транспортування T штучних вантажів у тарі канатним механізмом у складське приміщення забезпечувалась мінімальною кількістю вимірювань вище зазначених показників, методика проведення якої викладена в роботі [38].

Після кодування факторів було складено план-матрицю проведення експерименту типу ПФЕ 3^3 для сумарного числа дослідів $N = 3^3$, яку

представлено в таблиці 3.2.

Функцію відгуку, а саме параметр оптимізації, було прийнято у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома, який забезпечує опис реального експериментального процесу:

$$T = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.1)$$

де T - експериментальне значення часу транспортування штучних вантажів у тарі канатним механізмом у складське приміщення; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії, які відповідають відповідним значенням вхідних факторів x_i ; x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори [115].

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за відомими формулами [38]:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N_1}; \quad (3.2)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N_1}, \quad (3.3)$$

де x_{iu} - значення кодованої змінної у відповідному стовпці плану експерименту; \bar{y}_u - середній результат u -го дослід; u - порядковий номер дослід; i - номер фактору; j, k - номер фактору, відмінного від i -го; N_1 - кількість проведених експериментів.

Перевірку відтворюваності отриманих значень від експериментального масиву при ідентичному числі повторюваності для кожного проведеного

досліді здійснювали за критерієм Кохрена, згідно методики, яка викладена в роботах [38]:

$$G = \frac{D_{Y_{max}}}{\sum_{U=1}^N D_{YU}}, \quad (3.4)$$

де G – розрахункове значення критерію Кохрена; $D_{Y_{max}}$ – числове значення максимальної дисперсії в u -й точці; N – число дослідів у плані; D_{YU} – дисперсія, що характеризує розсіювання результатів проведених досліджень в u -му експерименті.

Дисперсію відтворюваності експериментів визначали за формулою [38]:

$$D_{YU} = \frac{1}{m-1} \sum_{U=1}^N (Y_{Uj} - \bar{Y}_U)^2, \quad \bar{Y}_U = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m Y_{Uj}, \quad (3.6)$$

де $m-1$ – число ступенів вільності; Y_{Uj} – числове значення j -го відгуку u -го експерименту; \bar{Y}_U – середньоарифметичне значення відгуку u -го експерименту; m – число повторності кожного u -го експерименту.

Знайдені розрахункові значення згідно критерія Кохрена порівнювали з табличним даними G_T [38]. Якщо умова $G \leq G_T(0,05; N; m-1)$ виконувалася, то дисперсії вважались однорідними, а це дає підставу констатувати, що процес відтворюється.

Після перевірки адекватності розподілу випадкових величин реальному процесу проводили оцінку статистичної значущості коефіцієнтів регресії за допомогою t -критерію Стюдента [38].

Коефіцієнт вважався значущим, коли виконувалася нерівність:

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t(0,05; r_2) \sqrt{\frac{D_{\bar{Y}0}}{\sum_{U=1}^N x_i^2}}, \quad (3.7)$$

де b_i – коефіцієнти рівняння регресії багатofакторного експерименту; Δb_i – довірча границя; $t(0,05; r_2)$ – критерій Стюдента при 5%-му рівні значущості та числі ступеня вільності дисперсії відтворюваності r_2 .

Таблиця 3.2 - План-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ Дос-ліду	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У			Серед. значення, У
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$U_{сер.}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	Y_{4c}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	Y_{5c}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	Y_{6c}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	Y_{7c}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	Y_{8c}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	Y_{9c}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	Y_{10c}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	Y_{11c}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	Y_{12c}
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{13c}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{14c}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	Y_{15c}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	Y_{16c}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	Y_{17c}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	Y_{18c}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	Y_{19c}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	Y_{20c}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	Y_{21c}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	Y_{221}	Y_{222}	Y_{123}	Y_{22c}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	Y_{231}	Y_{232}	Y_{233}	Y_{23c}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	Y_{241}	Y_{242}	Y_{243}	Y_{24c}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

Коефіцієнт регресії вважали значущим, коли довірча границя Δb_i була

менше значення відповідного коефіцієнту.

Після визначення коефіцієнтів рівняння регресії наводили загальний вигляд рівняння регресії багатofакторного експерименту, перевірку адекватності якого проводили за допомогою F_p - критерію Фішера [38]:

$$F_p = \frac{D_{Ya}}{D_{\bar{Y}_U}}, \quad (3.8)$$

де D_{Ya} – оцінка дисперсії адекватності, яку визначали за формулою:

$$D_{Ya} = \frac{1}{N - S} \sum_{U=1}^N (Y_{Pi} - \bar{Y}_U)^2, \quad (3.9)$$

де Y_{Pi} – розрахункове значення відгуку в U -му досліді отриманого регресійного рівняння.

Значення оцінки дисперсії адекватності $D_{\bar{Y}_U}$ визначали із рівняння (3.5), а далі встановлювали величину розрахункового значення F_p - критерія Фішера.

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T , згідно з [38].

Якщо умова $F_p < F_T(0,05, r_1, r_2)$ виконувалася, тобто розрахункове значення F_p - критерію Фішера було менше ніж табличне F_T при 5%-му рівні значущості, числі ступеня вільності дисперсії адекватності $r_1 = N - S$ та числі ступеня вільності дисперсії відтворюваності $r_2 = N(m - 1)$, то це означає, що отримане рівняння регресії багатofакторного експерименту для відповідного факторного поля меж змінних величин адекватно описує отриманий реальний експериментальний масив даних.

За результатами отриманих розрахунків, які здійснювали за допомогою пакету прикладних статистичних програм обробки, а також аналізу результатів експериментальних досліджень, для персонального комп'ютера записували отримане рівняння регресії та побудовані просторові залежності поверхонь відгуку шуканих величин роботи транспортної системи канатного механізму при завантаженні складського приміщення штучними вантажами

сільськогосподарського виробництва (овочі, фрукти та ін.). Їх визначали із отриманих значень часу транспортування вантажів T канатним механізмом всередині складського приміщення величини від маси m штучних вантажів разом із незмінною масою рамної конструкції для їх розташування (кг); кута нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту (град.) та зусилля натягу N канатів (Н).

При побудові поверхонь відгуку впливу двох незалежних значень факторів на зміну величини T третій приймався незмінним, з наданням йому середнього значення з відповідного діапазону нижньої та верхньої межі.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК „Statistica 6.0”.

3.6 Висновки до третього розділу

У третьому розділі наведено програму та методику проведення експериментальних досліджень.

На основі розроблених та проаналізованих, у другому розділі, розрахункових схем запропоновані компоновальні схеми та різні варіанти конструкцій канатного механізму та його елементів для забезпечення ефективного переміщення сільськогосподарських продуктів у малі складські приміщення в тарі. Наведено будову та принцип роботи канатної системи, а також способи регулювання конструктивних, силових і кінематичних параметрів канатного механізму в цілому та його окремих елементів.

Представлено методику проведення експериментальних досліджень для визначення зусиль підтискання канатів важелями з роликками рамної конструкції при різному їх розташуванні. При вимірюванні зусиль при навантаженні важелів застосовували динамометр електронний марки ДЕ 0,5-0,5, для якого наведена загальна схема будови та методика проведення експериментальних досліджень.

Запропоновано методику проведення експериментальних досліджень з визначення залежностей зміни прикладеного вертикального навантаження до

важеля, який шарнірно зв'язаний з рамною конструкцією на величину деформації пружин розтягу при їх кріпленнях у різних точках на похилих боковинах рамної конструкції.

Для регулювання та визначення сили натягу канатів, величини їх прогину у вертикальному напрямку від значення дискретного навантаження в різних зонах, кута розташування пари канатів до горизонту, а також часу переміщення на рамній конструкції штучних вантажів від зони їх завантаження до зони вивантаження розроблена експериментальна установка та запропонована методика проведення досліджень.

На представлених конструктивній схемі експериментальної установки канатного механізму та загальному вигляді її елементів показано способи регулювання кута нахилу пари канатів на внутрішній стіні складського приміщення. Шляхом переставляння точок кріплення пар канатів до кронштейнів трьох паралельних горизонтальних перегородок зварної трубчатої прямокутної конструкції забезпечується дискретна зміна кутів їх нахилу α , які відповідно набували значень: 10° ; $12,5^{\circ}$ і 15° .

Запропонована методика визначення та регулювання зусилля натягу канатів за допомогою спарених тяг з протилежно розташованими гвинтовими кронштейнами з використанням електронного динамометра для одного канату та навантаження мінними вантажами відповідною масою для іншого канату. При цьому визначалась величина прогину тросу (відстань h_n від тросу до підлоги).

Величину прогину тросів в залежності від зусилля їх натягу та кута α розташування до горизонту, визначалось за допомогою мірних вантажів, які дискретно навантажували троси. Визначення здійснювалось в трьох зонах, а саме в т.1' на відстані Δ_1 від лівої внутрішньої стіни складського приміщення; в т.2' на відстані Δ_2 – посередині тросу; в т.3' на відстані Δ_3 від правої стіни складського приміщення. При проведенні досліджень параметри мали наступні значення: $h_1 = 1,12$ м; $h_2 = 2,23$ м; $h_3 = 11,6$ м; $h_4 = 1,6$ м; $\Delta_1 = 2,0$ м; $\Delta_2 = 5,8$ м; $\Delta_3 = 1,0$ м.

Запропонована методика проведення досліджень з визначення часу T транспортування сільськогосподарських продуктів у тарі за багатофакторним експериментом. При проведенні експериментальних досліджень змінними факторами були: маса m штучних вантажів разом із незмінною масою рамної конструкції для їх розташування (кг); кут нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту (град.); зусилля натягу N канатів (Н).

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
КАНАТНОГО МЕХАНІЗМУ ТА ЙОГО ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ

4.1 Результати експериментальних досліджень з визначення жорсткості пружин розтягу та величини прогину канатів в різних зонах їх розташування в складському приміщенні

Згідно методики проведення досліджень та виготовлених пристосувань (рис. 3.10) для визначення жорсткості пружин розтягу отримані результати проведених експериментів з визначення залежності зусилля розтягу F (H) від абсолютного видовження Δ пружини розтягу. Пружини виготовлялись згідно замовлення на профільному приватному підприємстві м. Житомир.

Результати досліджень у вигляді графічних залежностей представлено на рис. 4.1 – рис. 4.3.

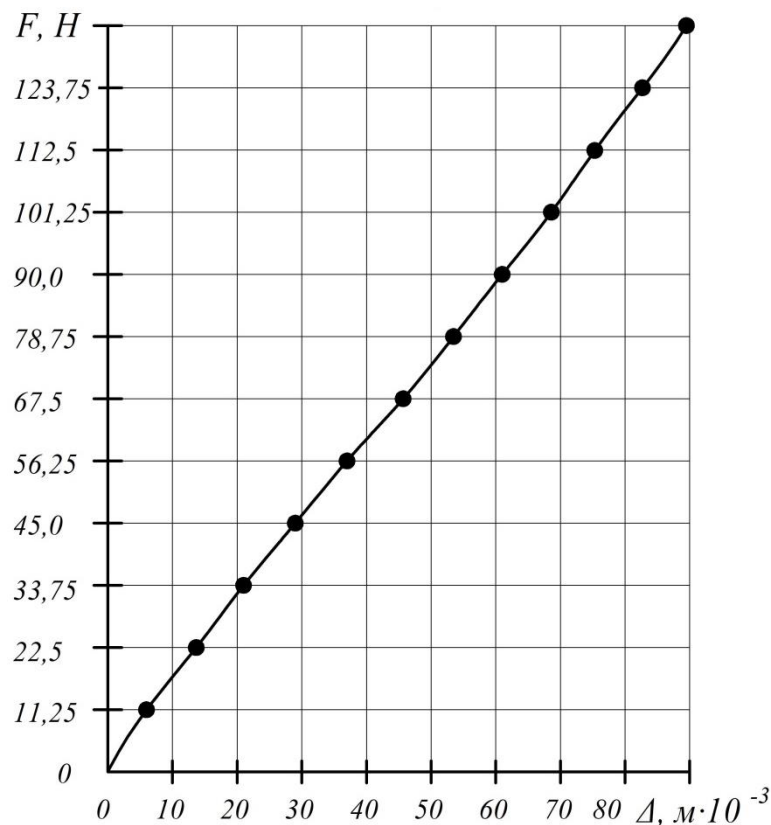


Рисунок 4.1 - Графічні залежності $F = f(\Delta)$ з поперечним діаметром перетину витка 3 мм та початковій довжині пружини – 140 мм

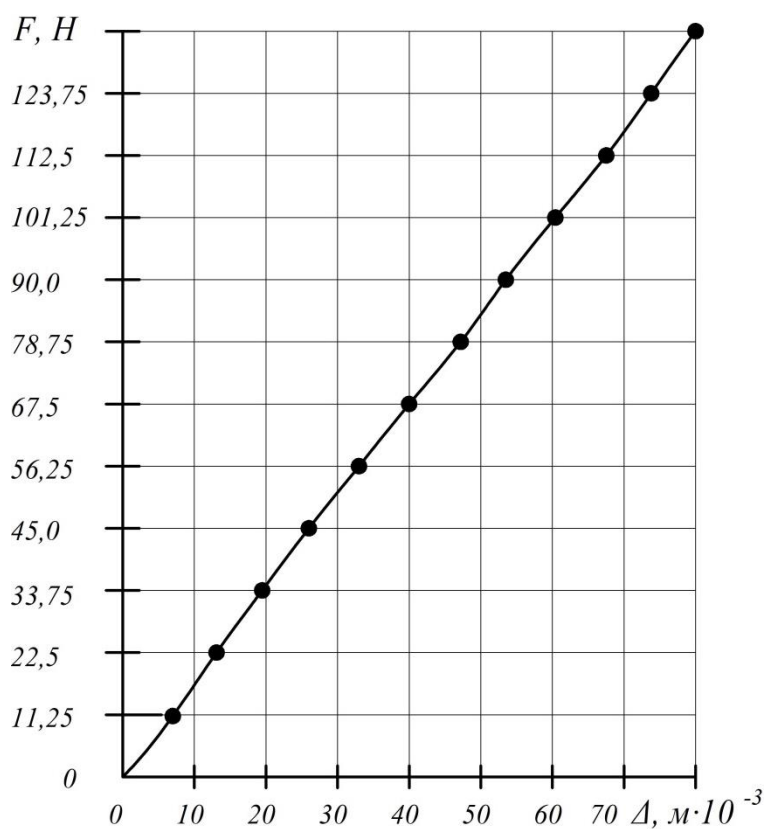


Рисунок 4.2 - Графічні залежності $F = f(\Delta)$ з діаметром витка 22 мм та початковій довжині пружини – 150 мм

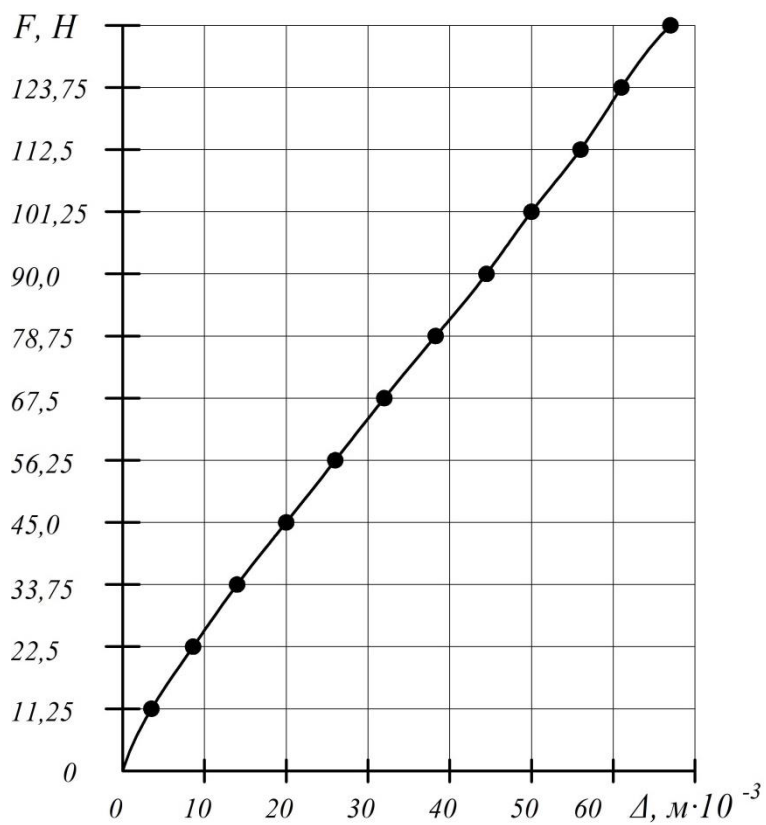


Рисунок 4.3 - Графічні залежності $F = f(\Delta)$ з діаметром витка 22 мм та початковій довжині пружини – 95 мм

Встановлено, що для пружини функціональна залежність якої $F(H) = f(\Delta)$ зображена на рис. 4.1, її жорсткість становить: $C_1 \approx 1,5 \cdot 10^3$ Н/м; на рис. 4.2: $C_2 \approx 1,7 \cdot 10^3$ Н/м; на рис. 4.3: $C_3 \approx 2,0 \cdot 10^3$ Н/м.

На рис. 4.4 представлено графічні залежності величини прогину тросів Δ_n від величини вертикального навантаження, яке визначається з маси m мірних вантажів для трьох зон їх розташування, згідно методики, яка наведена в підрозділі 3.4. Дані графічні залежності справедливі для сили натягу канатів $N = 2000$ Н.

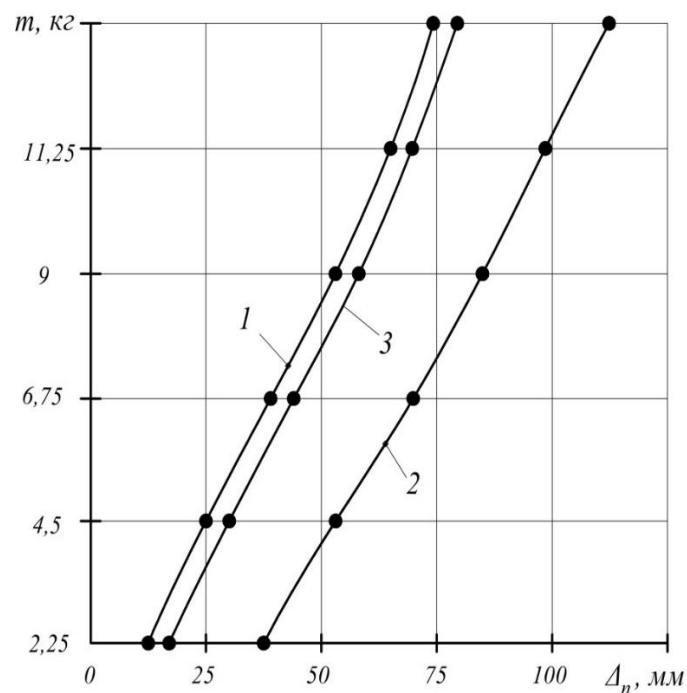


Рисунок 4.4 - Графічні залежності $m = f(\Delta_n)$ для трьох зон дискретного вертикального навантаження канатів мірними вантажами:

1: $\Delta_{n1'} = 2,0$ м; 2: $\Delta_{n2'} = 5,8$ м; 3: $\Delta_{n3'} = 1,0$ м.

З аналізу даних залежностей встановлено, що максимальна величина прогину тросів Δ_n від дії вертикального навантаження знаходиться в середній часті тросу. Так при $m = 2,25$ кг відношення становлять: $\Delta_{n2'} / \Delta_{n1'} \approx 3$, а $\Delta_{n2'} / \Delta_{n3'} \approx 2,25$. При $m = 13,5$ кг відповідні відношення становлять: $\Delta_{n2'} / \Delta_{n1'} \approx 1,53$ а $\Delta_{n2'} / \Delta_{n3'} \approx 1,41$.

Зростання вертикального навантаження масою на трос від 2,25 до 13,5 кг відповідно призводить до збільшення $\Delta_{n1'}$ у 5,92 рази; $\Delta_{n2'}$ у 3,0 рази та $\Delta_{n3'}$ у 4,0 рази.

4.2 Результати експериментальних досліджень сили вертикального навантаження важелів мірними вантажами

Експериментальні дослідження проводились згідно методики, яка викладена в підрозділі 3.3.

Наведені результати експериментальних досліджень опубліковані в статтях [18, 19].

Отримані результати експериментальних досліджень зміни довжини L між точками кріплення тяги та, з іншої сторони, пружини, при різних величинах навантаження важеля F і видовження пружини ΔL , а також загальних вигляд проведених досліджень для конкретного випадку представлено на рис. 4.5 – рис. 4.11.

Величина L визначається за залежністю: $L = L_T + L_{прп} + \Delta L$; де L_T – довжина тяги; $L_{прп}$ – початкова довжина пружини; ΔL – текуча деформація пружини.

Визначення жорсткостей пружин здійснювалось за допомогою тарувальних вантажів, маса яких дискретно збільшувалась та фіксувалось абсолютне та відносне видовження пружин. При побудові графічних залежностей застосовувались пружини з жорсткістю $C = 1,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

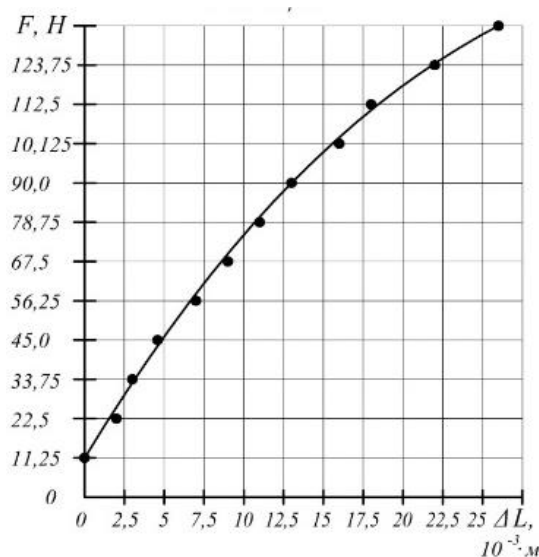


Рисунок 4.5 – Функціональні залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L , а також загальний вигляд проведення досліджень для першої позиції пружини і $F_{max} = 135 \text{ Н}$ та $\Delta L_{max} = 26 \text{ мм}$

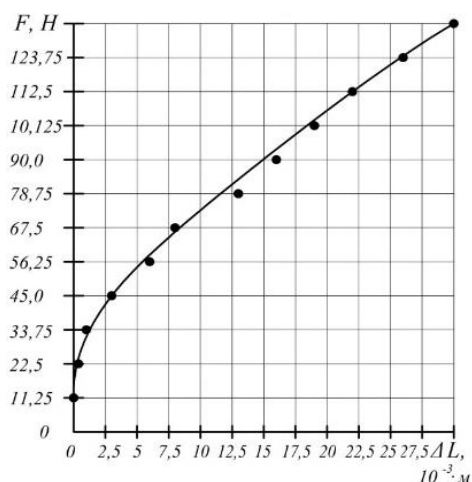


Рисунок 4.6 – Функціональні залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L , а також загальний вигляд проведення досліджень для першої позиції пружини і $F_{max} = 135 \text{ Н}$ та $\Delta L_{max} = 30 \text{ мм}$

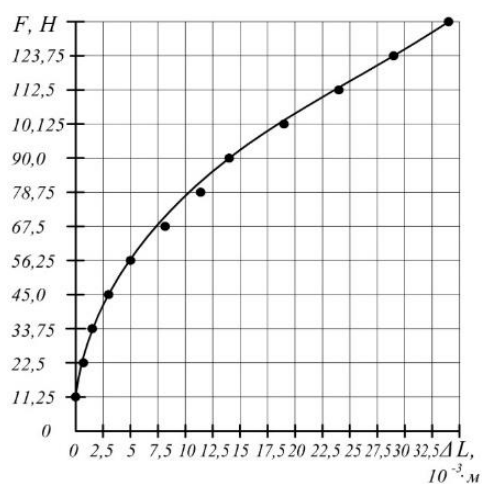


Рисунок 4.7 – Функціональні залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L , а також загальний вигляд проведення досліджень для першої позиції пружини і $F_{max} = 135 \text{ Н}$ та $\Delta L_{max} = 34 \text{ мм}$

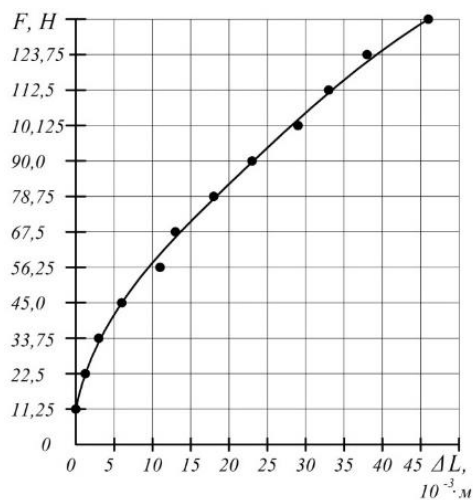


Рисунок 4.8 – Функціональні залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L , а також загальний вигляд проведення досліджень для першої позиції пружини і $F_{max} = 135 \text{ Н}$ та $\Delta L_{max} = 46 \text{ мм}$

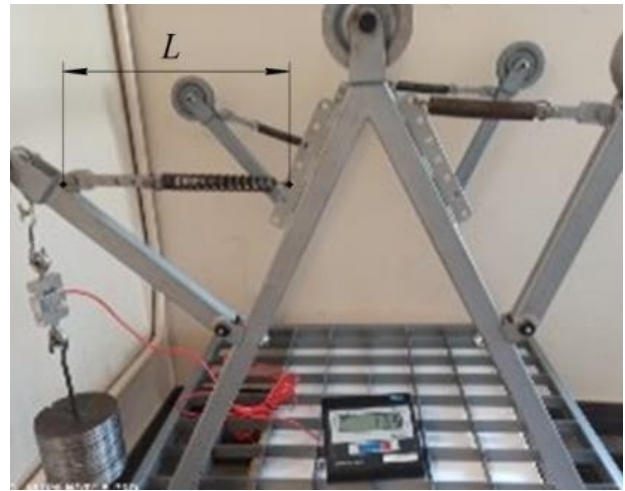
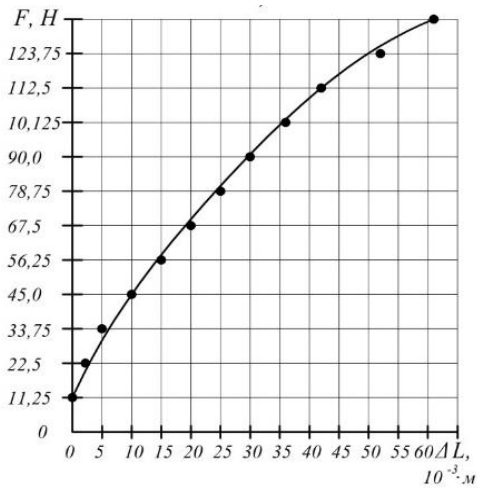


Рисунок 4.9 – Функціональні залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L , а також загальний вигляд проведення досліджень для першої позиції пружини і $F_{max} = 135$ Н та $\Delta L_{max} = 61$ мм

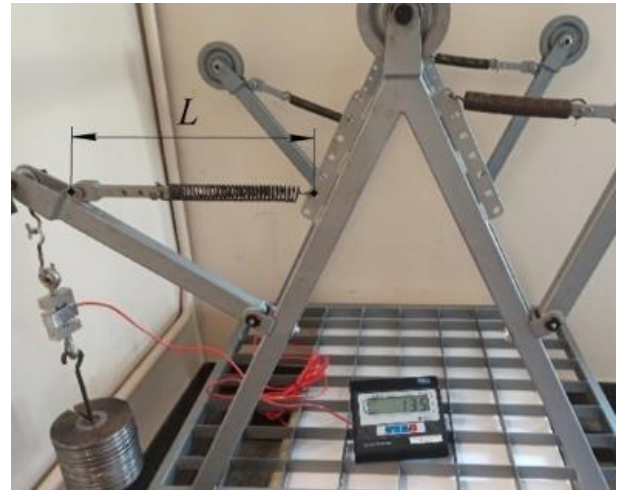
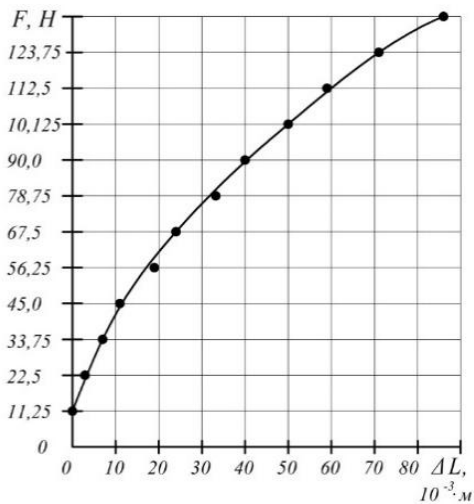


Рисунок 4.10 – Функціональні залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L , а також загальний вигляд проведення досліджень для першої позиції пружини і $F_{max} = 135$ Н та $\Delta L_{max} = 86$ мм

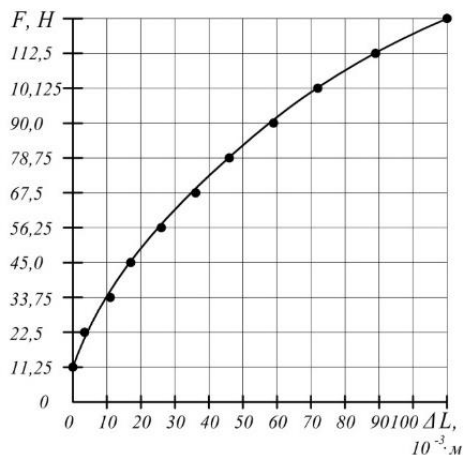


Рисунок 4.11 – Функціональні залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L , а також загальний вигляд проведення досліджень для першої позиції пружини і $F_{max} = 123,75$ Н та $\Delta L_{max} = 110$ мм

З проведених експериментальних досліджень, які наведені на рис. 4.5 – рис. 4.11, встановлено, що у сьомому положенні (рис. 4.11) кріплення пружини (мінімальна відстань від кріпильного отвору) до основи рамної конструкції при навантаженні понад $123,75 \text{ H}$ відбувається повне провертання важеля з роликом і даний механізм втрачає своє функціональне призначення.

На рис. 4.12 зображено зведені графічні залежності, (по семи позиціях, які зображені на рис. 4.5 – рис. 4.11 і виконані в отворах плоских пластинах рамної конструкції) від зміни $F = f(\Delta L)$. Встановлено, що для зусилля $F = 123,75 \text{ H}$ в першому положенні фіксації пружини ΔL становить $0,024 \text{ м}$; для четвертого положення – $\Delta L = 0,047 \text{ м}$; для сьомого положення $\Delta L = 0,1 \text{ м}$.

Таким чином, зміна кріплення пружин в отворах плоских пластин з відстанню між центрами першої та сьомої рівною $0,18 \text{ м}$ призводить до зростання величини $\Delta L \approx 4,2$ рази при $F = 123,75 \text{ H}$.

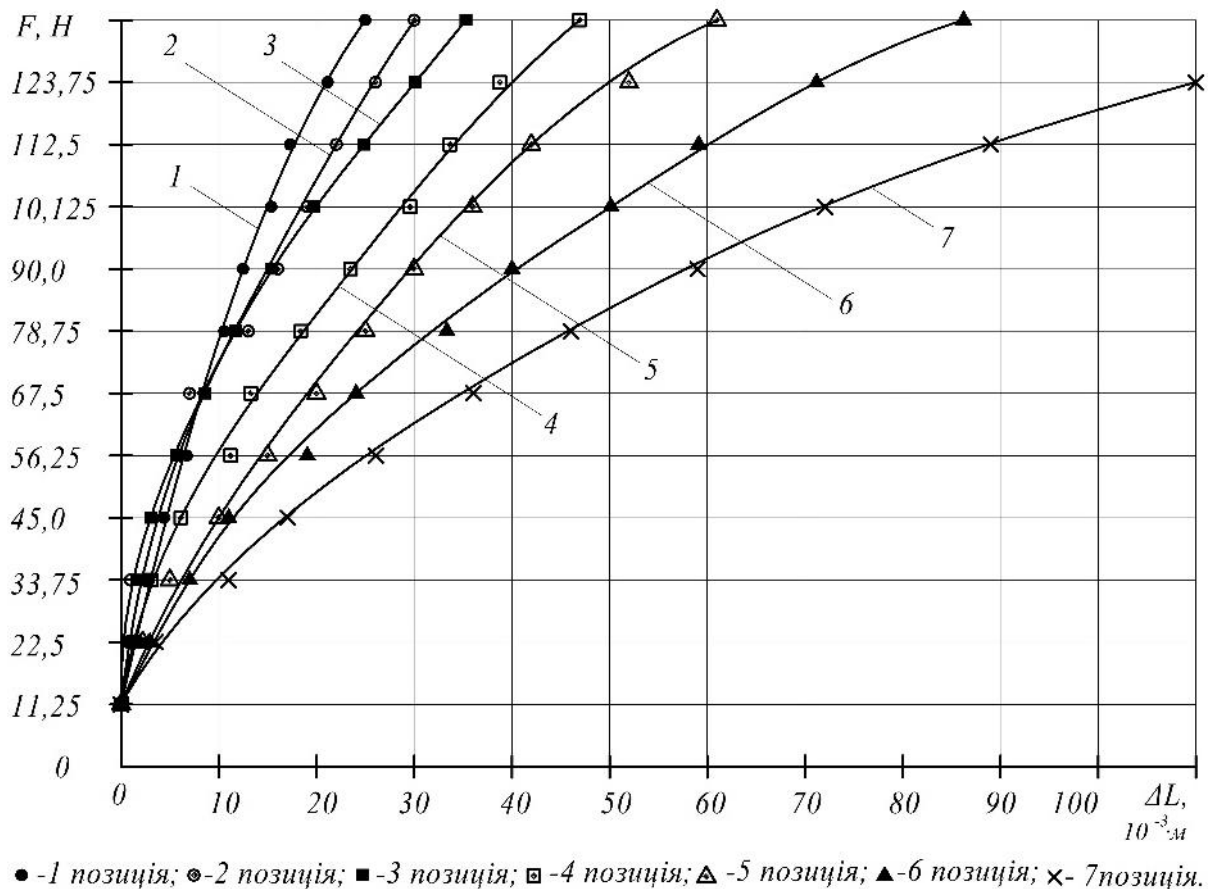


Рисунок 4.12 - Зведені графічні залежності по семи позиціях від зміни: $F = f(\Delta L)$

4.3 Результати експериментальних досліджень з визначення залежності часу транспортування вантажів канатним механізмом у складському приміщенні від кутів розташування канатів до горизонту, зусилля їх натягу та маси вантажів у тарі за багатофакторним експериментом

Експериментальні дослідження проводились згідно методики, яка викладена в підрозділі 3.5.

Обробка отриманих результатів експериментальних досліджень здійснювалась за допомогою методів математичної статистики для побудови рівнянь регресії, поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів [38].

При встановленні залежності часу транспортування T штучних вантажів у тарі канатним механізмом у складське приміщення діапазон зміни величин факторів був наступним:

- маса m штучних вантажів разом із незмінною масою рамної конструкції для їх розташування: $35 \leq m \leq 95$ (кг);
- кут нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту: $10 \leq \alpha \leq 15$ (град.);
- зусилля натягу N канатів $2400 \leq N \leq 5000$ (Н).

При дослідженні впливу двох змінних параметрів на значення часу T транспортування штучних вантажів у тарі канатним механізмом у складське приміщення іншому (третьому) надавали фіксоване середнє значення.

Середні значення величин змінних факторів були наступними:

- $m = 65$ (кг);
- $\alpha = 15$ (град.);
- $N = 5000$ (Н).

Результати проведених експериментальних досліджень з визначення часу T для нижнього, середнього та верхнього рівнів факторів та їх комбінацій наведено в таблиці 4.1.

Отримані значення часу T відображають середні величини від серії проведених дослідів для одних і тих же значень параметрів.

Таблиця 4.1 - Значення параметрів m ; α і N та їх відповідні рівні, а також результати отриманого середнього значення величини часу T переміщення штучних вантажів у складському приміщенні

N	Маса, m , (кг)	Кут, α , (град.)	Сила натягу троса, N , (Н)	Час транс- портування, T , (с)
1	35 (-1)	10 (-1)	2400 (-1)	6,9685
2	35 (-1)	10 (-1)	3700 (0)	6,8299
3	35 (-1)	10 (-1)	5000 (+1)	6,7298
4	35 (-1)	12,5 (0)	2400 (-1)	6,3217
5	35 (-1)	12,5 (0)	3700 (0)	6,1985
6	35 (-1)	12,5 (0)	5000 (+1)	6,1061
7	35 (-1)	15 (+1)	2400 (-1)	5,8135
8	35 (-1)	15 (+1)	3700 (0)	5,7057
9	35 (-1)	15 (+1)	5000 (+1)	5,621
10	65 (0)	10 (-1)	2400 (-1)	6,6913
11	65 (0)	10 (-1)	3700 (0)	6,5604
12	65 (0)	10 (-1)	5000 (+1)	6,4603
13	65 (0)	12,5 (0)	2400 (-1)	6,0368
14	65 (0)	12,5 (0)	3700 (0)	5,9213
15	65 (0)	12,5 (0)	5000 (+1)	5,8289
16	65 (0)	15 (+1)	2400 (-1)	5,5825
17	65 (0)	15 (+1)	3700 (0)	5,4747
18	65 (0)	15 (+1)	5000 (+1)	5,39
19	95 (+1)	10 (-1)	2400 (-1)	6,5065
20	95 (+1)	10 (-1)	3700 (0)	6,3833
21	95 (+1)	10 (-1)	5000 (+1)	6,2832
22	95 (+1)	12,5 (0)	2400 (-1)	5,8905
23	95 (+1)	12,5 (0)	3700 (0)	5,775
24	95 (+1)	12,5 (0)	5000 (+1)	5,6826
25	95 (+1)	15 (+1)	2400 (-1)	5,39
26	95 (+1)	15 (+1)	3700 (0)	5,2899
27	95 (+1)	15 (+1)	5000 (+1)	5,2129

На основі проведеної статистичної обробки отриманих результатів досліджень за багатофакторним експериментом побудовано рівняння регресії

залежності $T = f(m; \alpha; N)$:

$$T = 11.915 - 0.2 \cdot 10^{-3} N - 0.543\alpha - 0.0153m + 0.71 \cdot 10^{-8} N^2 + 0.35 \cdot 10^{-5} N\alpha + 0.0121\alpha^2 + 0.12 \cdot 10^{-3} \alpha m + 0.51 \cdot 10^{-4} m^2 \quad (4.1)$$

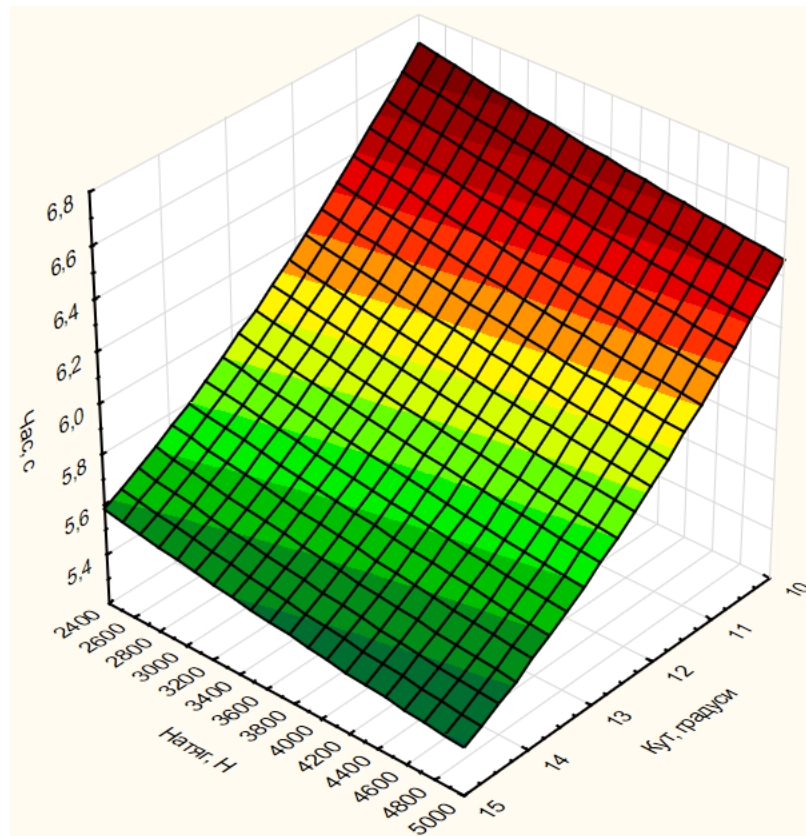
Попередній аналіз рівняння регресії 4.1 показав, що при середніх значеннях величин факторів із вказаних діапазонів час T транспортування штучних вантажів у складському приміщенні становить близько $T \approx 5,92$ с.

Тоді зміна одного з параметрів від -1 до +1 при нульових значеннях інших двох показує, що домінуючий вплив на мінімальний час T транспортування штучних вантажів у складському приміщенні має кут нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту ($T \approx 5,47$ с), далі маса m штучних вантажів разом із незмінною масою рамної конструкції для їх розташування ($T \approx 5,78$ с) та зусилля натягу N канатів ($T \approx 5,83$ с).

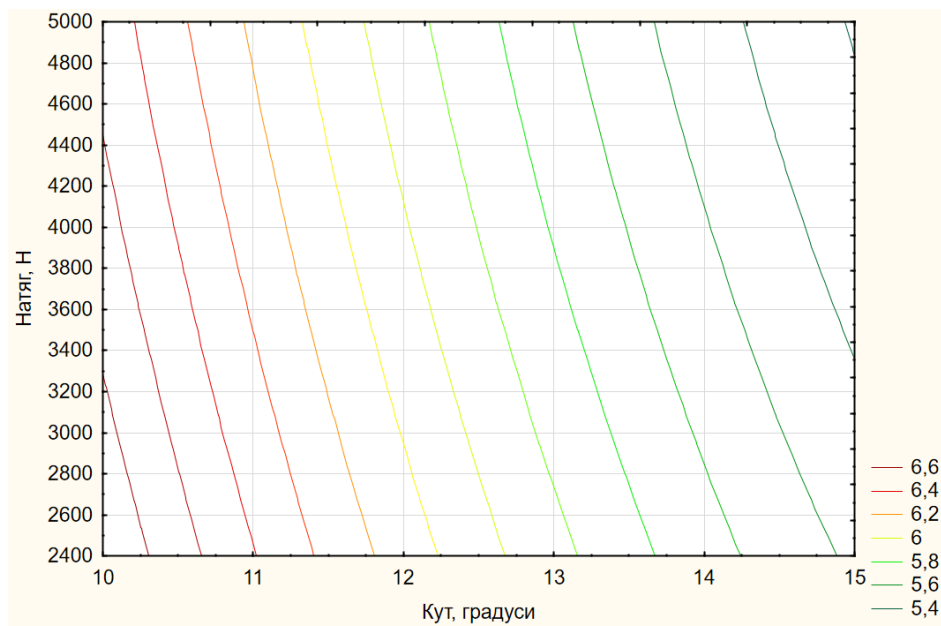
При цьому варто зауважити, що діапазон розбіжності значень величин T при зміні вищезазначених факторів є незначним і є близьким до 5,7% для (m / α) та 6,6 % для (N / α) .

На основі проведених розрахунків, які здійснювались за допомогою пакета статистичних прикладних програм для обробки та аналізу отриманих результатів експериментальних досліджень для ПК, побудовані тривимірні просторові залежності поверхонь відгуку часу T транспортування штучних вантажів у складському приміщенні та їх двомірні перерізи для наочного зображення проведених лабораторних досліджень.

На рисунку 4.13 представлено поверхню відгуку (а) та її двомірний переріз (б) зміни часу T транспортування штучних вантажів у складському приміщенні від зусилля натягу N канатів в межах $2400 \leq N \leq 5000$ (Н) і кута нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту в межах $10 \leq \alpha \leq 15$ (град.) для незмінної маса m штучних вантажів і маси рамної конструкції для їх розташування: $m = 65$ (кг).



а



б

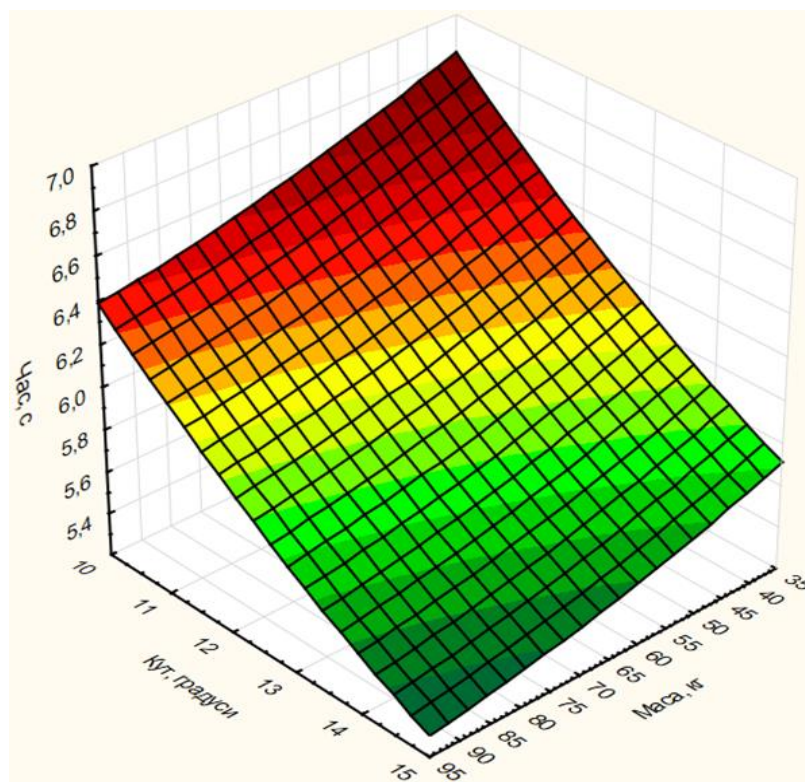
Рисунок 4.13 - Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) зміни часу T від зусилля натягу N канатів в межах $2400 \leq N \leq 5000$ (Н) і кута їх нахилу α до горизонту в межах $10 \leq \alpha \leq 15$ (град.) для незмінної маса m : $m = 65$ (кг)

Для даного випадку можна встановити, що домінуючим фактором, який впливає на зміну величини T , є кут α нахилу тросів до горизонту. Так для $N = 2400$ (Н) зростання значення кута α від 10^0 до 15^0 призводить до зниження величини T від 6,69 до 5,58 с. Для $N = 5000$ (Н) зростання значення кута α від 10^0 до 15^0 призводить до зниження величини T від 6,46 до 5,39 с. Відповідно, чим менший час транспортування T , тим вища продуктивність роботи транспортної системи канатного механізму.

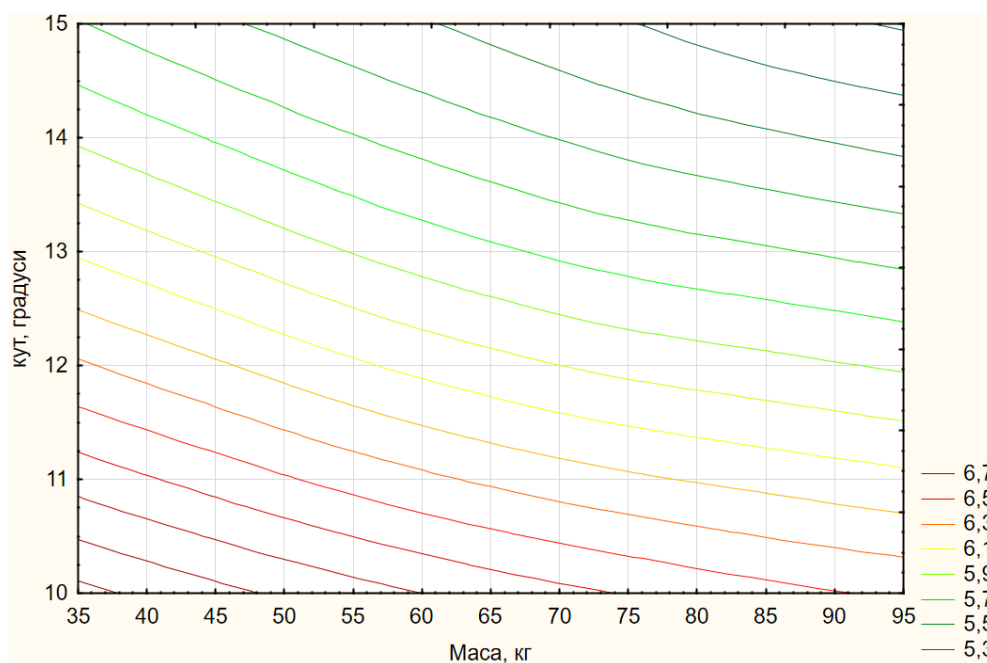
На рис. 4.14 представлено поверхню відгуку (а) та її двомірний переріз (б) зміни часу T транспортування штучних вантажів у складському приміщенні від кута нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту в межах $10 \leq \alpha \leq 15$ (град.) і маси m штучних вантажів разом із незмінною масою рамної конструкції для їх розташування: $35 \leq m \leq 95$ (кг); при стабільному зусиллі натягу N канатів $N = 3700$ (Н).

Аналогічно, як і в попередньому випадку, домінуючим фактором, який впливає на зміну величини T , є величина кута α нахилу тросів до горизонту. Так для $m = 35$ (кг) зростання значення кута α від 10^0 до 15^0 призводить до зниження величини T від 6,83 до 5,71 с. Для $m = 95$ (кг) зростання значення кута α від 10^0 до 15^0 призводить до зниження величини T від 6,38 до 5,71 с.

На рис. 4.15 представлено поверхню відгуку (а) та її двомірний переріз (б) зміни часу T транспортування штучних вантажів у складському приміщенні від зусилля натягу N канатів в межах $2400 \leq N \leq 5000$ (Н) і маси m штучних вантажів в межах $35 \leq m \leq 95$ (кг) при стабільному куті нахилу α до горизонту $\alpha = 12,5$ (град.). Встановлено, що для даного випадку домінуючим фактором, який впливає на зміну величини T , є маса штучних вантажів m . Так для $N = 2400$ (Н) збільшення маси штучних вантажів m від 35 до 95 кг призводить до зниження величини T від 6,32 до 5,89 с. Для $N = 5000$ (Н) збільшення маси штучних вантажів m від 35 до 95 кг призводить до зниження величини T від 6,11 до 5,68 с.

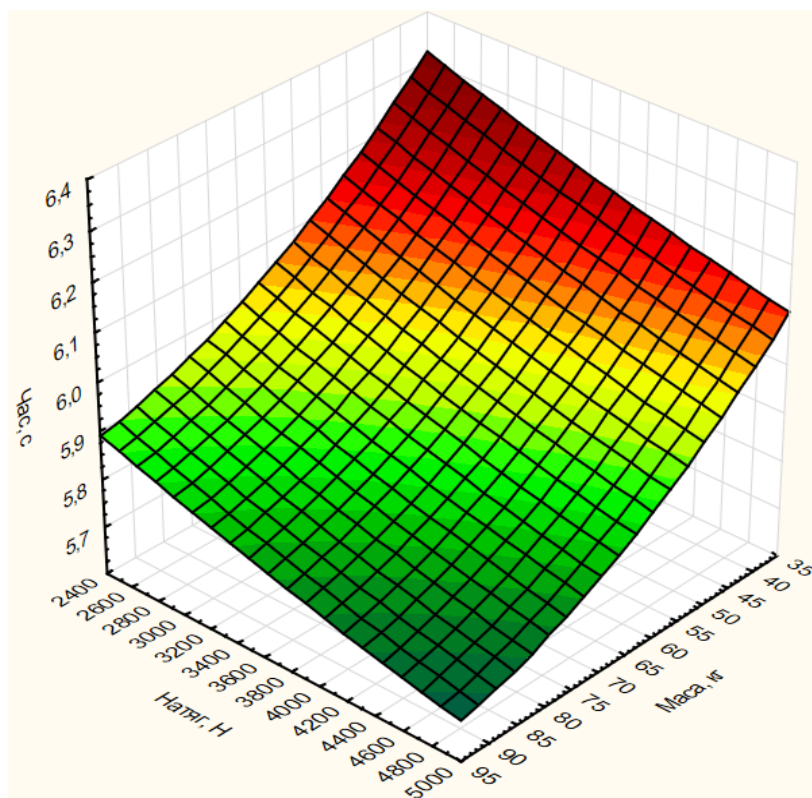


а

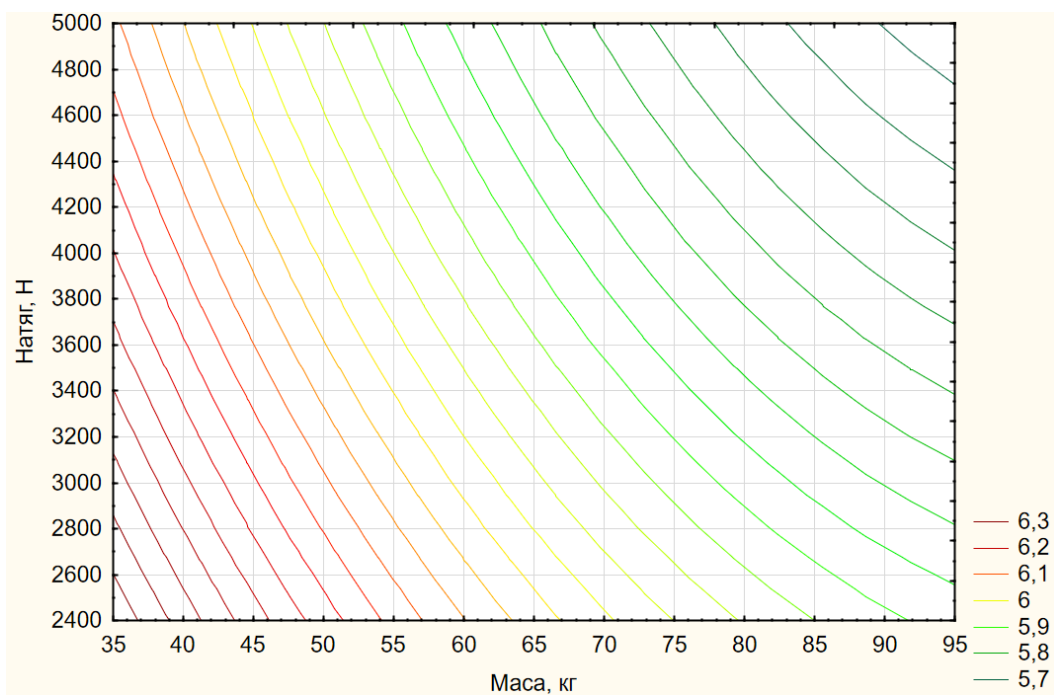


б

Рисунок 4.14 - Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) зміни часу T від кута нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту в межах $10 \leq \alpha \leq 15$ (град.) і маси m штучних вантажів в межах $35 \leq m \leq 95$ (кг); при стабільному зусиллі натягу N канатів $N = 3700$ (Н)



а



б

Рисунок 4.15 - Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) зміни часу T від зусилля натягу N канатів в межах $2400 \leq N \leq 5000$ (Н) і маси m штучних вантажів в межах $35 \leq m \leq 95$ (кг) при стабільному куті $\alpha = 12,5$ (град.)

4.4. Техніко-економічне обґрунтування використання канатних систем малих складських приміщень для переміщення сільськогосподарських вантажів у тарі

Процеси завантаження-розвантаження складських приміщень вантажами здійснюються різними типами навантажувачів, спусків та конвеєрів. До широко вживаних у складах конвеєрів відносять роликові (рольгани), гвинтові, стрічкові, ланцюгові, канатні та інші. Використовуючи та агрегатуючи різні типи конвеєрів можна забезпечувати широку зміну траєкторії переміщення вантажів та забезпечувати безперервність потоку їх перевантаження. Проте економічна доцільність використання будь-яких засобів переміщення визначається їх обсягами, функціональним призначенням, розмірами та конфігурацією складських приміщень та якістю виконання процесу (накладенням певних обмежень до процесу переміщення).

Проведемо техніко-економічне обґрунтування використання канатних систем малих складських приміщень для переміщення сільськогосподарських вантажів у тарі. Для цього проведемо порівняння процесів переміщення тари навантажувачем (базовий варіант) та при використанні канатної системи (проектний варіант). У розділі 3.2 даної роботи виконано опис конструкції канатного механізму та його елементів для завантаження складського приміщення тари з штучними вантажами, з якого зрозуміло, що рамна конструкція з площадкою, на якій розташовані штучні вантажі (наприклад ящики з яблуками), виконує переміщення від зони вивантаження до зони розвантаження за рахунок перепаду висот між опорами під дією сили земного тяжіння, оператор за допомогою канату має змогу регулювати швидкість переміщення вантажу. При цьому немає необхідності у механічному примусовому приведенні у рух вантажу.

Отже, при використанні навантажувача для завантаження-розвантаження складських приміщень сільськогосподарських вантажів у тарі загальні витрати складатимуться із наступних видів витрат:

- витрат на купівлю (амортизацію) навантажувача;
- витрат на заробітну плату шофера навантажувача;
- витрат на заробітну плату шофера автотранспортного засобу, який буде очікувати або виконувати другорядну роботу під час виконання процесу завантаження-розвантаження цього засобу навантажувачем;
- витрат на паливо (енергію) для роботи навантажувача;
- витрат на обслуговування (технічні огляди та ремонти) навантажувача.

При використанні канатної системи для завантаження-розвантаження складських приміщень сільськогосподарських вантажів у тарі загальні витрати складатимуться із наступних видів витрат:

- витрат на купівлю (виготовлення) канатного конвеєра;
- витрат на заробітну плату оператора канатної системи;
- витрат на заробітну плату шофера автотранспортного засобу, що буде проводити процес завантаження-розвантаження цього засобу;
- витрат на обслуговування (технічні огляди та ремонти) канатної системи.

При порівнянні базового та проектного варіантів приймаємо пошкодження сільськогосподарських вантажів для обох процесів однаковим, що дозволить при проведенні розрахунків дозволить цими витратами нехтувати. Також слід відмітити, що згідно проведених досліджень тривалість переміщення вантажу у канатній системі становить близько 6 с на 11 м, тобто швидкість переміщення становить 1,83 м/с або 6,6 км/год. Тобто, при місткості завантаження на рамну конструкцію 8 ящиків тривалість циклу процесу їх завантаження-переміщення-розвантаження-повернення рамної конструкції у початкове положення на відстань 11 м становитиме при інтенсивному виконанню процесу близько 3 хв. При перевезенні 16 ящиків навантажувачем (максимальна кількість – 2 на 2 на 4, що визначається габаритами висоти борта транспортного засобу і шириною й довжиною вилок навантажувача) цей процес триватиме до 5 хв.

Проведемо орієнтовний підрахунок вартості варіантів способів транспортування штучних сільськогосподарських вантажів з допомогою навантажувача або канатної системи. Для цього вихідні дані для розрахунку витрат реалізації процесу завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях представимо в таблиці 4.2.

Для порівняння обрано вилковий навантажувач TEREN FD25T вартістю 15793\$ (<https://korsal.com.ua/vilkovi-navantazhuvachi-teren/vilochnij-navantazhuvach-teren-fd25t>). З врахуванням витрат на доставку його ціна складатиме 448 тис. грн. При розрахунках приймаємо, що тарифний розряд для шоферів є 4, а оператора – 1, бо для перекладання ящиків не потрібно ніяких спеціальних знань.

Таблиця 4.2 - Вихідні дані для розрахунку витрат реалізації процесу завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях

Дані для розрахунку	Базовий варіант (використання навантажувача)	Проектний варіант (використання канатної системи)
Витрати енергії (пального)	3,49 л/мото-год. (дизель)	0
Тип і марка обладнання (оснащення)	вилковий навантажувач TEREN FD25T	канатна система
Вартість обладнання (оснащення), тис. грн.	448,0	8,4
Витрат на обслуговування (технічні огляди та ремонти) обладнання (оснащення)		
Тривалість операції (у перерахунку на 16 ящиків), хв.	5	6
Тарифний розряд для шоферів	4	4
Тарифний розряд для оператора	-	1

Проведемо підрахунок по окремих статтях витрат процесу

завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях:

1. Витрати на заробітну плату шоферів (операторів), зайнятих у процесі завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях, визначатимуться за формулою [16]:

$$З = T \cdot T_{cl} \cdot K_i \cdot K_n,$$

де Z - затрати на зарплату робітника; T - трудомісткість операції завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях, год.; T_{cl} - величина тарифної ставки 1-го розряду (з 01.01.2020 р. - 28,11 грн./год.); K_i - тарифний коефіцієнт і-го розряду ($K = 1$ для 1 розряду; $K = 1,35$ для 4 розряду); K_n - коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок (1,22).

Витрати на зарплату шоферів по базовому варіанті становитимуть:

$$З_6 = 2 \cdot (5 / 60) \cdot 28,11 \cdot 1,35 \cdot 1,22 = 7,72 \text{ грн.}$$

Витрати на зарплату шофера та оператора по проектному варіанті становитимуть:

$$З_n = (6 / 60) \cdot 28,11 \cdot 1,35 \cdot 1,22 + (6 / 60) \cdot 28,11 \cdot 1 \cdot 1,22 = 8,06 \text{ грн.}$$

2. Витрати на паливо для навантажувача визначатиметься за ф-лою [16]:

$$K = T \cdot Ц_{д.н} \cdot B_{год},$$

де $Ц_{д.н}$ – ціна 1 літри дизельного палива; $B_{год}$ – приведений обсяг споживання палива при виконанні операції завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях, л/мото-год.

Витрати на паливо по базовому варіанті становитимуть:

$$K_6 = (5 / 60) \cdot 27,39 \cdot 3,49 = 7,97 \text{ грн.}$$

Витрати на енергію (паливо) по проектному варіанті відсутні.

3. Затрати на амортизацію обладнання (оснащення) визначаємо з залежності [16]:

$$A = B_o \cdot K_a \cdot \Sigma T_i / T_o,$$

де B_o - вартість обладнання (оснащення), яке використовується в процесі виконанні операції завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях, грн.; K_a - коефіцієнт амортизації, 0,2; T_o - дійсний час роботи обладнання протягом року, 2070 год.

Витрати на амортизацію обладнання (оснащення) по базовому варіанті становитимуть:

$$A_o = 448000 \cdot 0,2 \cdot ((5 / 60) / 2070) = 3,61 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання (оснащення) по проектному варіанті становитимуть:

$$A_n = 8400 \cdot 0,2 \cdot ((6 / 60) / 2070) = 0,08 \text{ грн.}$$

4. Затрати на технічні огляди та ремонти обладнання (оснащення) визначаємо укрупнено у розмірі 5% його вартості на рік експлуатації.

Затрати на технічні огляди та ремонти обладнання по базовому варіанті становитимуть:

$$B_o = 448000 \cdot 0,05 \cdot ((5 / 60) / 2070) = 0,9 \text{ грн.}$$

Затрати на технічні огляди та ремонти оснащення по проектному варіанті становитимуть:

$$B_n = 8400 \cdot 0,05 \cdot ((6 / 60) / 2070) = 0,02 \text{ грн.}$$

Провівши розрахунки за окремими статтями витрат процесу завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях, їх результати відобразимо в таб. 4.3.

Таблиця 4.3 - Підрахунок за елементами окремих витрат реалізації процесу завантаження-переміщення-розвантаження сільськогосподарських вантажів у тарі в малих складських приміщеннях

Елементи витрат	Базовий варіант (використання навантажувача)	Проектний варіант (використання канатної системи)
Витрати на заробітну плату	7,72	8,06
Витрати на енергію (пальне)	7,97	0
Витрати на амортизацію обладнання (оснащення)	3,61	0,08
Затрати на технічні огляди та ремонт обладнання (оснащення)	0,9	0,02
Разом витрат	20,2	8,16

Проведемо підрахунок річного економічного ефекту при використанні канатних систем малих складських приміщень для переміщення сільськогосподарських вантажів у тарі (при роботі в одну зміну):

$$E_p = (2070 / (6 / 60)) \cdot (20,2 - 8,16) = 249228 \text{ грн.}$$

Враховуючи те, що сезон збору фруктів чи овочів є нетривалим і триває лише один-три місяці на рік, то річний економічного ефекту при розрахунку використання канатної системи при завантаженні малого складського приміщення фермерського господарства протягом двох тижнів становитиме:

$$E_{pm} = 249228 / (52 / 2) = 9586 \text{ грн.}$$

Отже, підрахунок річного економічного ефекту при використанні канатних систем малих складських приміщень для переміщення сільськогосподарських вантажів у тарі показав, що вони є повністю ефективні і можуть широко застосовуватись у таких приміщеннях.

4.5 Висновки до четвертого розділу

За матеріалами четвертого розділу можна зробити наступні висновки.

Отримані результати проведених експериментів з визначення залежності зусилля розтягу $F(H)$ від абсолютного видовження Δ спеціально навитих пружин. Відповідно їх жорсткості становили: $C_1 \approx 1,5 \cdot 10^3$ Н/м; $C_2 \approx 1,7 \cdot 10^3$ Н/м; $C_3 \approx 2,0 \cdot 10^3$ Н/м.

Встановлено залежності величини прогину тросів Δ_n від величини вертикального навантаження, яке визначається з маси m_g мірних вантажів для трьох зон їх розташування. Максимальна величина Δ_n від дії m_g знаходиться в середній часті тросу. Так, при $m_g = 2,25$ кг, відношення становлять: $\Delta_{n2} / \Delta_{n1} \approx 3$, а $\Delta_{n2} / \Delta_{n3} \approx 2,25$. При $m_g = 13,5$ кг, відповідні відношення становлять: $\Delta_{n2} / \Delta_{n1} \approx 1,53$ а при $\Delta_{n2} / \Delta_{n3} \approx 1,41$. Зростання m_g на трос від 2,25 до 13,5 кг відповідно призводить до збільшення Δ_{n1} у 5,92 рази; Δ_{n2} у 3,0 рази та Δ_{n3} у 4,0 рази.

Наведено результати досліджень сили вертикального навантаження важеля мірними вантажами. Встановлено, що для зусилля $F = 123,75$ Н в першому положенні фіксації пружини ΔL становить 24 мм; для четвертого положення – $\Delta L = 47$ мм; для сьомого положення $\Delta L = 100$ мм.

Таким чином, зміна кріплення пружин в отворах плоских пластин з відстанню між центрами першої та сьомої рівною 180 мм призводить до зростання величини $\Delta L \approx 4,2$ рази при $F = 123,75$ Н. При мінімальній відстані від кріпильного отвору пружини до основи рамної конструкції $l_T = 750$ мм при навантаженні понад 123,75 Н відбувається повертання важеля з роликом і даний механізм втрачає своє функціональне призначення.

Проведений багатofакторний експеримент мав наступні межі змінних параметрів: маса m штучних вантажів разом із масою рамної конструкції: $35 \leq m \leq 95$ (кг); кут нахилу α пари паралельно розташованих канатів до горизонту: $10 \leq \alpha \leq 15$ (град); зусилля натягу N канатів $2400 \leq N \leq 5000$ (Н). При дослідженні впливу двох змінних параметрів на значення часу T транспортування штучних вантажів третьому надавали фіксоване середнє

значення з відповідними величини: $m = 65$ (кг); $\alpha = 15$ (град.); $N = 5000$ (Н). Встановлено, що домінуючий вплив на мінімальний час T має кут α , далі маса m та зусилля натягу N канатів. При цьому, варто зауважити, що діапазон розбіжності значень величин T при зміні вищезазначених факторів є незначним і є близьким до 5,7% для (m / α) та 6,6 % для (N / α) .

Встановлено, що на зміну часу T від зусилля N в межах $2400 \leq N \leq 5000$ (Н) і кута α в межах $10 \leq \alpha \leq 15$ (град) при масі: $m = 65$ (кг) домінуючим фактором є вплив кут α . Так, для $N = 2400$ (Н) зростання кута α від 10^0 до 15^0 призводить до зниження величини T від 6,69 до 5,58 с. Для $N = 5000$ (Н) зростання значення кута α від 10^0 до 15^0 призводить до зниження величини T від 6,46 до 5,39 с. Відповідно, чим менший час транспортування T , тим вища продуктивність роботи транспортної системи.

Встановлено, що на зміну часу T від кута нахилу α в межах $10 \leq \alpha \leq 15$ (град.) і маси m $35 \leq m \leq 95$ (кг); при стабільному зусиллі натягу N канатів $N = 3700$ (Н) домінуючим фактором є вплив кут α . Так, для $N = 2400$ (Н) зростання кута α від 10^0 до 15^0 призводить до зниження величини T від 6,69 до 5,58 с. Для $N = 5000$ (Н) зростання значення кута α від 10^0 до 15^0 призводить до зниження величини T від 6,46 до 5,39 с.

Встановлено, що на зміну часу T від зусилля натягу N канатів в межах $2400 \leq N \leq 5000$ (Н) і маси m в межах $35 \leq m \leq 95$ (кг) при стабільному куті нахилу α до горизонту $\alpha = 12,5$ (град.) домінуючим фактором, який впливає на зміну величини T є вплив маси штучних вантажів m . Так, для $N = 2400$ (Н) збільшення маси m від 35 до 95 кг призводить до зниження величини T від 6,32 до 5,89 с. Для $N = 5000$ (Н) збільшення маси m від 35 до 95 кг призводить до зниження величини T від 6,11 до 5,68 с.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішене науково-практичне завдання, що полягає у підвищенні експлуатаційних показників канатних систем для завантаження малих складських приміщень сільськогосподарськими продуктами у тарі шляхом розроблення нових конструкцій механізмів та їх окремих елементів з обґрунтуванням раціональних параметрів.

2. На основі виведених аналітичних залежностей встановлено, що при радіусі підтискних роликів $R = 45$ мм та довжині важелів $l_e = 400$ мм зменшення кута розташування боковин рамної конструкції γ в межах від $23,6^\circ$ до $34,1^\circ$, а також збільшення відстані шарнірного кріплення важелів до осі опорних роликів $l_{кр}$ від 450 до 530 мм призводить до зростання величини початкового значення кута розташування важеля до горизонту ε_n від 45° до 85° .

Рекомендованими є такі параметри: $l_{кр} = 450 \dots 525$ мм та $\gamma = 26^\circ \dots 34^\circ$, що відповідає діапазону $\varepsilon = 45^\circ \dots 75^\circ$. При зміні γ від 26° до 34° , для максимальних значень ε_T і $l_{кр}$, значення кута α зростає від $2,7^\circ$ до $8,5^\circ$, тобто у 3,15 разів.

Встановлено, що кут γ не має суттєвого впливу на початкову довжину пружини l_{np} . Для $\varepsilon_T = 55^\circ$ зростання величини l_T від 220 мм до 400 мм для діапазону кутів $\gamma = 26^\circ \dots 34^\circ$ значення l_{np} збільшується у 1,34...1,35 рази.

3. З проведеного аналізу виведених аналітичних залежностей для визначення параметрів при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами можна констатувати, що домінуючий вплив на величину обертового моменту T_o має жорсткість пружини.

Збільшення довжини l_n точки кріплення пружини відносно шарнірного повертання важеля від 200 до 400 мм призводить до зростання величини T_o у 1,4...1,42 рази при різних значеннях кута ε . Зменшення абсолютного значення кута ε від 60° до 40° спричиняє зростання величини T_o у 1,94...1,97 рази при збільшенні величини l_e від 200 до 400 м.

4. Показано, що динамічна стійкість системи забезпечується виконанням канатної дороги із двійними рознесеними тросами та встановленням притискних роликів, що взаємодіють з канатами для попередження поздовжніх коливань. Раціональний кут нахилу тросів для коротких канатних трас із гравітаційним переміщенням вантажу становить 5-15 градусів.

Показано, що для коротких канатних трас, через незначну вагу канату порівняно із вагою підвісної платформи з вантажем, складовою прогину від ваги канатів можна знехтувати, відповідно, з похибкою менше 1% вітки навантаження можна апроксимувати прямими лініями.

Встановлено, що раціональна довжина канату, із врахуванням його натягу від навантажень, становить $1,002 \pm 0,002$ від віддалі між точками підвісу по прямій. При цьому максимальний прогин траси від цієї прямої буде становити 0,02-0,05 від довжини траси.

Показано, що зона гравітаційного розгону вантажу для коротких похилих трас при рекомендованих перевищеннях довжин канату перевищує зону гравітаційного гальмування і для рекомендованих параметрів займає більш 60% траси.

5. Побудована динамічна імітаційна модель контактної взаємодії яблук модель дозволила провести обчислюваний експеримент та встановити час t_k і біжучі сили P контактної взаємодії в залежності від фізико-механічних характеристик та кінематики яблук в залежності від початкових умов.

Наведено залежності зміни в часі сили ударної контактної взаємодії для яблука діаметром 80 мм з модулем зсуву $\mu_1 = G_1 = 1,1$ МПа, коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,18$ із жорсткою сталлюю поверхнею ($G_2 = 8,1 \cdot 10^{10}$ Па, $\nu = 0,28$) для випадків, коли початкова швидкість яблука в момент контакту змінювалась від $v_0 = 0,2$ м/с до $v_0 = 1,4$ м/с. При цьому сила взаємодії зростала від $P_{0,2} = 11,5$ Н, при часі взаємодії $t_{0,2} = 0,0088$ с, до 97,0 Н, при $t_{1,4} = 0,0055$ с.

Силу удару можна суттєво зменшити тоді, коли площадка виготовлена

з матеріалу, для якого модуль зсуву є менший або рівний модулю зсуву яблука. Для суттєвого зменшення сили контактної взаємодії P та збільшення часу контакту t (понад 0,01 с) необхідно, щоб модуль пружності площадки був на порядок або два меншим модуля пружності яблук. Критичними значеннями сили P , при якій не порушується структура м'якоті яблука для твердих сортів, є $P_{\max} = 80$ Н, для м'яких: 35-40 Н.

6. Розроблена конструкція канатного механізму та його елементів, способи регулювання їх параметрів, методика проведення експериментальних досліджень на базі розробленої експериментальної установки для визначення зусиль провертання важелів з роликками та підтискання канатів в їх різних зонах із застосуванням динамометра електронного марки ДЕ 0,5-0,5 дозволили здійснити комплекс експериментальних досліджень.

При проведенні досліджень з визначення часу T транспортування сільськогосподарських продуктів у тарі за багатофакторним експериментом змінними факторами були: маса штучних вантажів m (кг); кут нахилу α канатів до горизонту (град); зусилля натягу N канатів (Н).

7. Встановлено залежності величини прогину тросів Δ_n від величини вертикального навантаження, яке визначається з маси m_e мірних вантажів для трьох зон їх розташування. Максимальна величина Δ_n від дії m_e знаходиться в середній часті тросу. При $m_e = 2,25$ кг відношення становлять: $\Delta_{n2'} / \Delta_{n1'} \approx 3$, а $\Delta_{n2'} / \Delta_{n3'} \approx 2,25$. При $m_e = 13,5$ кг такі відношення становлять: $\Delta_{n2'} / \Delta_{n1'} \approx 1,53$, а при $\Delta_{n2'} / \Delta_{n3'} \approx 1,41$. Зростання m_e на трос від 2,25 до 13,5 кг відповідно призводить до збільшення $\Delta_{n1'}$ у 5,92 рази; $\Delta_{n2'}$ у 3,0 рази та $\Delta_{n3'}$ у 4,0 рази.

За результатами досліджень сили вертикального навантаження важеля мірними вантажами встановлено, що зміна кріплення пружин в отворах плоских пластин з відстанню між першим та сьомим центрами рівною 180 мм призводить до зростання текучої деформації пружини у $\Delta L \approx 4,2$ рази при $F = 123,75$ Н. При $F > 125$ Н і мінімальній відстані $l_T = 750$ мм відбувається провертання важеля з роликом і даний механізм втрачає своє

призначення.

8. Проведений багатофакторний експеримент з визначення часу T транспортування штучних вантажів. Факторне поле змінних параметрів мало діапазони: маса m штучних вантажів: $35 \leq m \leq 95$ (кг); кут нахилу α канатів до горизонту: $10 \leq \alpha \leq 15$ (град); зусилля натягу N канатів $2400 \leq N \leq 5000$ (Н).

При дослідженні впливу двох змінних параметрів на значення часу T транспортування штучних вантажів третьому надавали фіксоване середнє значення з відповідними величини: $m = 65$ (кг); $\alpha = 15$ (град.); $N = 5000$ (Н). Встановлено, що домінуючий вплив на мінімальний час T має кут α , далі маса m та зусилля натягу N канатів. При цьому варто зауважити, що діапазон розбіжності значень величин T при зміні вищезазначених факторів є незначним і є близьким до 5,7% для (m / α) та 6,6 % для (N / α).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамовский Н. Г. Оптимальные режимы нагружения несущих канатов подвесных лесотранспортных установок с учетом приведенной жесткости системы: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук: спец. 05.06.02 «Машины и механизмы лесозаготовки, лесного хозяйства». Львов, 1984. 24 с.
2. Адамовський М. Г., Мартинців М. П., Бадера Й. С.. Підвісні канатні лісотранспортні системи. Київ: ІЗМН, 1997. 156 с.
3. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 279 с.
4. Байцар Р., Рогова І. Класифікація пасажирських підвісних канатних доріг та показники їх якості. Вимірювальна техніка та метрологія, 2003. № 62. С. 105–110.
5. Беркман М. Б., Бовский Г. Н., Куйбида Г. Г., Леонтьев Ю. С. Подвесные канатные дороги. Москва: Машиностроение, 1984. 264 с.
6. Биргер И. А., Пановко Я. Г. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. 3 т. М., 1968. Т.1: Машиностроение. 457 с.
7. Белая Н. М., Прохоренко А. Г. Канатные лесотранспортные установки. Москва: Лесная промышленность, 1964. 299 с.
8. Белая Н. М., Основы расчета несущих канатов. Стальные канаты, 1965. № 2. С. 139–144.
9. Вайсон А. А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
10. Василенко П. М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники. М.: БТИ ГОСНИТИ, 1962. 230 с.
11. Гевко Б. М., Колесник О. А., Марчук М. М., Клендій В. М., Мельничук С. Л. Науково-прикладні основи проектування піднімально-

транспортних лебідок підвищеної навантажувальної здатності з гвинтовими опорами: Монографія. Рівне: НУВГП, 2016. 197 с.

12. Гевко Б. М., Клендій В. М., Мельничук С. Л., Радик М. Д. Особливості конструкцій шнекових механізмів для добування сапропелів. Луцьк: Наукові нотатки, 2017. С. 57-60.

13. Гевко Б. М., Комар Р. В., Мельничук С. Л., Дубиняк Т. С. Визначення параметрів піднімально-транспортної лебідки з використанням фрикційної запобіжної муфти. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2016. Вип. 53. С. 32–36.

14. Гевко Б. М., Ляшук О. Л., Клендій В. М., Мельничук С. Л. Динамічна модель роботи піднімально-транспортної лебідки. Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади». Луцьк, 2016 Вип. 9(2). С. 7–12.

15. Гевко Б. М., Мельничук С. Л., Білик С. Г., Диня В. І. Дослідження лінійних коливань канатної системи під час завантаження. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». Вінниця, 2016. № 1(93). С. 5-9.

16. Гевко І. Б., Оксентюк А. О., Галушак М. П. Організація виробництва: теорія і практика: підручник. К.: Кондор, 2008. 178 с.

17. Гевко Р. Б., Рогатинський Р. М., Розум Р. І., Клендій М. Б. та ін. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах. Тернопіль: Осадца Ю. В., 2018. 180 с.

18. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С. Експериментальна установка та методика проведення досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень яблуками у тарі. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Вип. 67. Луцьк: ЛНТУ, 2019. С. 29-33.

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

20. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С. Обґрунтування силових параметрів при взаємодії роликів натяжних важелів з направляючими канатами механізму для завантаження штучними вантажами складських приміщень. Міжвузівський збірник “Наукові нотатки”. Вип. 70. Луцьк: ЛНТУ, 2020. С. 27–34.

21. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С. Канатні механізми для завантаження складських приміщень штучними вантажами. Матеріали V-ої міжнародної науково-практичної конференції ”Сучасні технології промислового комплексу”. Вип. 5. Херсон: ХНТУ, 2019. С. 35–37.

22. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С., Довбуш Т. А. Канатні механізми для завантаження складських приміщень штучними вантажами. Матеріали IV-ої міжнародної науково-практичної конференції ”Сучасні технології промислового комплексу”. Вип. 6. Херсон: ХНТУ, 2020. С. 94–97.

23. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С., Олексюк В. П. Транспортно-технологічна система завантаження яблук у тарі в складські приміщення. Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, (Тернопіль, 14-15 травня 2020 року). Т.: ТНТУ, 2020. С. 63–64.

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

25. Гевко Р. Б., Никеруй Ю. С., Пастернак І. П., Ткаченко І. Г., Рогатинський Р. М., Ляшук О. Л., Довбуш Т. А. Канатна система завантаження складського приміщення. Патент України на корисну модель №143363 МПК В 65 G 7/00. Заявка № u202000819. Заявл. 10.02.2020. Опубл. 27.07.2020. Бюл.№ 14.

26. Груйич М., Кузманович Д., Игнатович М. К вопросу о выборе стальных канатов горных подвесных канатных дорог. Горный

информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал), 2006. № 4. С. 384–387.

27. Гупка Б. В., Рогатинська О. Р. Моделі контактної взаємодії частинок технологічного середовища з робочими поверхнями деталей машин. Наукові нотатки. Міжвузівський зб. (за напрямком “Інженерна механіка”). Луцьк: Вид-во ЛДТУ, 2002. вип. 11. С.114–120.

28. Денищенко А. В. Динамика пуска канатной напочвенной дороги. Вибрации в технике и технологиях, 2002. № 19(22). С. 39–41.

29. Денищенко А. В. Динамика торможения канатной дороги: [Электронный ресурс]. Международная научно-практическая конференция «Современные научные достижения – 2007». Режим доступа: http://www.rusnauka.com/2._SND_2007/Tecnic/19051.doc.htm

30. Денищенко А. В. Шахтные канатные дороги. Днепропетровск: Национальный горный ун-т, 2011. 160 с.

31. Денищенко О. В. Динаміка приводу канатної. Науковий вісник НГУ. 2006. № 12. С. 51–55.

32. Довідник конструктора с/г машин. Том 1. М.: Машинобудування, 1967. 385 с.

33. Динамометр електронний. Паспорт та інструкція з експлуатації. ДЕ 5,0 – 0,5 ДСТУ 13837:2009. В. ТОВ НВП “ПРОМПРИЛАД”. 5 с.

34. Дідух В. Ф., Сацюк В. В. Вплив процесу змішування на якість гранульованих органо-мінеральних добрив. Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. Луцьк, 1999. Вип. 5. С. 89–92.

35. Дідух В. Ф., Бабарика С. Ф., Заїкін М. М., Гевко І. Б. Результати експериментальних досліджень технологічного процесу поверхневого внесення сапропелів в ґрунт. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків: ХНТУСГ, 2009. Вип. 78. С.76–78.

36. Дідух В. Ф., Цизь І. Е., Пацюк В. В. Перспективи використання органо-мінеральних добрив в системі точного землеробства. Збірник НАУ. Київ, 2002. Т.ХІ. С. 180–185.

37. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. Москва: Машиностроение, 1966. 484 с.
38. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням. К.: НТУУ «КПІ», 1998. 408 с.
39. Дячун А. Є., Мельничук С. Л., Вар'ян А. Р., Сай В. З. Дослідження швидкості обертання кожуха гвинтового конвеєра. XX наукова конференція ТНТУ ім. І. Пулюя, 17–18 травня. Тернопіль, 2017. С. 22.
40. Земсков А. Н., Полетаев И. Г. Особенности применения грузовых подвесных дорог на открытых горных работах. Горная промышленность. 2004. № 5. С. 30–33.
41. Земсков А. Н., Полетаев И. Г. Перспективы использования грузовых подвесных канатных дорог. Горная промышленность, 2004. № 2. С. 32–38.
42. Зенков Р. Л. Бункерные устройства. М.: Машиностроение, 1972. 182 с.
43. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. М.: Машиностроение, 1973. 220 с.
44. Зенков Р. Л., Иванков Н. И., Колобов Л. И. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. 320 с.
45. Зуев Ф. Г., Лотков Н. А., Полухин А. И. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. М.: Колос, 1978. 264 с.
46. Иванченко Ф. К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. К.: Выща школа. 1988. 426 с.
47. Каряченко Н. В. К вопросу об исследовании динамики канатов грузо-транспортных устройств с подвижной инерционной нагрузкой: [Электронный ресурс]. Международная научно- практическая конференция «Ключевые проблемы современной науки 2012». Режим доступа: http://www.rusnauka.com/12_KPSN_2012/Tecnic/2_108480.doc.htm
48. Качурин В. К. Теория висячих систем. Москва: Гос. изд-во литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам,

1962. 224 с.

49. Кинжибалов А. В. Повышение безопасности пассажирских канатных дорог на основе оценки риска и резервирования привода: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины». Новочеркасск, 2008. 24 с.

50. Клендїй В. М., Мельничук С. Л. Установка для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів. Зб. наук. статей «Сільськогосподарські машини». ЛНТУ. Луцьк, 2016. Вип. 34. С. 59–66.

51. Колесник О. А., Гурик О. Я., Пік А. І., Клендїй В. М., Мельничук С. Л. Луцьк: Наукові нотатки, 2017. С. 88–93.

52. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. М.: "Наука", 1978. 832 с.

53. Корнеев Г. В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. М.: Машиностроение, 1961. 248 с.

54. Королева среди подвесных канатных дорог: мощная и надежная: [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.doppelmayr.com /ru/produkcija/trekhkanatnye-dorogi-tipa-3s/>

55. Костецкий Б. И. Трение, смазка и износ в машинах. К.: Техника, 1970. 253 с.

56. Куроп'ятник О. С. Особливості визначення тягового зусилля приводу маятникової підвісної канатної дороги. Матеріали 70-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми і перспективи розвитку залізничного транспорту» (посвящено 80-літтю ДИИТа). Днепропетровск: Днепропетр. нац. ун-т залізничн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. С. 32-33.

57. Куроп'ятник О. С. Поліпшення профілю підвісної канатної дороги маятникового типу. Materiály VIII Mezinárodní vědecko- praktická konference «Dny vědy – 2012». Díl 90 «Technické vědy». Praha: Publishing House «Education and Science» s.r.o., 2012. Pp. 56–58.

58. Куроп'ятник О. С. Розробка профілю підвісної канатної дороги з

урахуванням діаграм окружних зусиль. Тези доповідей 72 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». Дніпропетровськ: Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2012. С. 123–124.

59. Куропятник А. С. Расчет несущих канатов многопролетных маятниковых подвесных дорог: [Электронный ресурс]. Материалы VI Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы современных наук». Режим доступа: http://www.rusnauka.com/Page_ru.htm

60. Лепеха О. Г. Аналіз напруженого стану несучих канатів підвісних транспортних систем: [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://base.dnsgb.com.ua/files/journal/Lisove-gospodarstvo-l-p-d-promyslovist/2004_29/91_Lepesha_LG_29.pdf

61. Лепеха О. Г. Імітаційне моделювання роботи несучих канатів підвісних систем. Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість: міжвідомчий науково-технічний збірник. Львів: УкрДЛТУ, 2003. № 28. С. 68–76.

62. Ловейкин В. С., Нестеров А. П. Динамическая оптимизация подъемных машин. Луганськ: Вид-во СНУ, 2002. 387 с.

63. Ловейкін В. С. Оптимальний динамічний синтез перехідних режимів руху механізмів і машин. Праці Таврійської державної агротехнічної академії, 2004. Вип. 21. С. 9–19.

64. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідійомних машин. Монографія. Київ.: ЦП «КОМПРІНТ», 2012. 299 с.

65. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. Монографія. Київ.: ЦП «КОМПРІНТ», 2016. 314 с.

66. Лютий Є. М., Тисовський Л. О., Рудько І. М. Визначення силових параметрів і геометричних характеристик кривої прогину каната у виді ланцюгової лінії. Вісник Східноукраїнського НУ ім. Володимира Даля. Луганськ, 2003. № 12(70). С. 184–192.

67. Лютий Є. М., Тисовський Л. О. Статичний розрахунок канатів спарених підвісних систем, завантажених власною вагою. Науковий вісник НЛТУ України, 2008. № 18. С. 57-61.

68. Ляшук О. Л. Коливання канатів гнучких конвеєрів для транспортування насипних вантажів. Науковий вісник НЛТУ України, 2010. № 20.10. С. 84–88.

69. Ляшук О. Л., Колесник О. А. Теоретичне обґрунтування сили натягу канату лебідкою. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: зб. наук. праць. Харків: ХНТУСГ, 2007. Вип. 59. Т.2. С. 119–124.

70. Ляшук О. Л., Колесник О. А. Методика проведення експериментальних досліджень лебідок з гвинтовими опорами. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: зб. наук. праць. Харків: ХНТУСГ, 2007. Вип. 59. Т.2. С. 115-119.

71. Ляшук О. Л., Колесник О. А., Мельничук С. Л. Теоретичне дослідження підвісних механізмів піднімально-транспортних лебідок. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2016. Вип. 53. С. 97–101.

72. Ляшук О. Л., Гевко І. Б., Колесник О. А. Розрахунок піднімально-транспортних лебідок. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Укр. міжвідомч. нац.-техн. зб. Львів: “Львівська політехніка”, 2007. Вип. 41. С.81–86.

73. Ляшук О. Л., Гевко Р. Б., Дзюра В. О., Кирик О. М., Довбиш А. П. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2019. 167 с.

74. Малащенко В. О., Куковський Г. П., Сороківський О. І. Експериментально-аналітичне визначення основних показників системи транспортування пиловугілля. Вісник Східноукраїнського національного університету «Науковий журнал», 2000. №6(24). С. 208–212.

75. Малащенко В. О., Громко Я. А., Малащенко В. В. Транспортування довгомірних металоконструкцій. Підйомно-транспортна техніка, 2003. № 3. С. 139–142.

76. Малащенко В. О., Мартинців М. П., Бариляк В. В. Дослідження перехідних процесів роботи приводів транспортуючих і вантажопіднімальних машин із канатною тягою. Науково – технічний та виробничий журнал «Підйомно – транспортна техніка». Дніпропетровськ, 2004. №4. С. 41–48.

77. Малиновский В. А. Стальные канаты, ч.1;2. Одесса, 2001. 188 с.; 2002. 180 с.

78. Мартинців М. П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. Київ: Ясмина, 1996. 175 с.

79. Мартинців М. П. Теоретичні основи розробки несучих і тягових канатних систем: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство». Львів, 2011. 22 с.

80. Мартинців М. П., Бариляк В. В., Боженко М. В. Динаміка канатних лісотransпортних установок з програмним керуванням. Вісник НУ "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. № 539. Львів, 2005. С. 72–75.

81. Мартинців М. П., Мартинців В. М. Розробка математичних моделей та аналіз роботи канатних лісотransпортних систем. Машинознавство. 2001. №3. С. 40-45.

82. Матіішин М.В. Засоби підвищення довговічності та безпеки роботи канатних лісотransпортних систем: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини». –Хмельницький, 2007. 32 с.

83. Мельничук С. Л., Гевко Б. М. Канатна установка для добування сапропелю. ХІХ наукова конференція ТНТУ ім. І. Пулюя, 18-19 травня. Тернопіль, 2016. С. 29–30.

84. Мельничук С. Л. Канатний механізм для переміщення XVI ММНТК «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво», 26-29 жовтня. Суми, 2016. С. 48–50.

85. Мельничук С. Л., Клендій В. М. Установка для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів. Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету. Луцьк, 2015. Вип. 34. С. 59–66.

86. Мельничук С. Л. Обґрунтування параметрів канатних систем з лебідками на гвинтових опорах. Дис. канд. техн. наук: 05. 05. 05. Тернопіль. ТНТУ ім. І. Пулюя. 166 с.

87. Методика изучений физико-механических свойств властивостей с.-х. растений. М.: ВИСХОМ, 1960. 276 с.

88. Никеруй Ю. С. Спосіб ефективного завантаження малих складських приміщень штучними вантажами. Інноваційні технології та інтенсифікація розвитку національного виробництва: матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції: 30 листопада 2017 р.: тези доп. Тернопіль, 2017. С. 281-283.

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

90. Пановко Я. Г. Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1964. 410 с.

91. Пік А. І., Дудін О. В., Рогатинська О. Р. Динамічна модель взаємодії частинок сипкого вантажу між собою та з робочими поверхнями машин. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків: вип. 24. Механізація сільськогосподарського виробництва, 2004. С.120-127.

92. Пірко В. М. Експертиза канатних доріг: досвід, проблеми, перспективи. Матеріали міжнародних науково-практичних конференцій

по подъемным сооружениям за 2005 год. Перспективы рынка лифтов, эскалаторов, канатных дорог в Украине (08 – 10 декабря). Одесса: Астропринт, 2006. С. 212–215.

93. Пічугін С. Ф., Склярєнко С. О. Дослідження навантажень на металеві конструкції буксирувальних канатних доріг. Збірник наукових праць Українського науково-дослідного та проектного інституту сталевих конструкцій імені В. М. Шимановського, 2008. № 1. С. 155–162.

94. Пічугін С. Ф., Семко О. В., Трусів Г. М. Узагальнення досвіду проектування буксирувальних канатних доріг. Збірник наукових праць ПолтНТУ ім. Ю. Кондратюка, 1998. № 15. С. 54–59.

95. Радик М. Д., Мельничук С. Л. Гвинтовий добувальний модуль озерних сапропелів. Наукова конференція ТНТУ ім. Івана Пулюя. Тернопіль, 2017. С. 48.

96. Рангевич А. А., Троцило В. С., Петришина Е. Г. Напочвенные канатные дороги на шахтах Донбасса. Уголь Украины, 1984. № 11. С. 29-30.

97. Ракша С. В., Горячев Ю. К., Куроп'ятник О. С. Моделювання навантаженості приводу канатної дороги з урахуванням зміщення несучого каната на опорах. Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета [Текст]: сб. науч. тр. Х.: ХНАДУ, 2012. Вып. 57. С. 75-84.

98. Рогатинська О. Р., Пелешок Т. М., Никеруй Ю. С., Губенюк М. В. Модель пошарового руху при транспортуванні насипного вантажу гвинтовим конвеєром. Збірник тез доповідей VII-ої міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 28–29 листопада 2018 року. Т.: ТНТУ, 2018. Том 1. С. 153–154.

99. Рогатинський Р., Дмитрів О, Дмитрів Д., Никеруй Ю. Позиціонування складних рухомих об'єктів. Матеріали IV-ої міжнародної науково-технічної конференції „Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки, приладобудування і комп'ютерних технологій“ присвяченій 80-ти річчю з дня народження професора Я. І. Проця. Тернопіль. 2019.

С. 226–228.

100. Рогатинський Р. М. Силова взаємодія коренебульбоплодів із робочими органами шнекових очисників. Вісник Національного аграрного університету. К.: НАУ, 1997. Т. 1. С. 98–103.

101. Рогатинський Р. М. та інші. Модель контактної взаємодії частинки вантажу з робочими поверхнями сільськогосподарських машин. Харків: Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства "Механізація сільськогосподарського виробництва", 2003. Вип.21.С. 222 – 228.

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

103. Ромасевич Ю. О. Моделирование движения механизма перемещения грузоподъемной машины по оптимальному закону. Motrol. Vol. 15. № 3, 2013. С. 76–83.

104. Сванидзе Л. Г., Супрунов В. Ф. Размещение опор маятниковой канатной дороги. Подъемные сооружения. Специальная техника, 2009. № 4. С. 47–49.

105. Семчук Л. В. Вплив нестационарних режимів роботи шахтних підіймальних установок на навантаження елементів конструкцій: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 «Динаміка та міцність машин». Львів, 2008. 22 с.

106. Склярєнко С. О. Надійність конструкцій буксирувальних канатних доріг: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.23.01 «Будівельні конструкції, будівлі та споруди». Полтава, 2008. 23 с.

107. Сологуб Б. В. Моделювання та аналіз роботи пасажирських канатних доріг із замкнутим канатом. Машинознавство, 2011. № 1–2 (163–164). С. 44–47.

108. Сологуб Б. В., Данило Я.Я. Розрахунок основних параметрів спареної крісельної дороги з перевантажувальним пристроєм. Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2014. № 788. С. 48-55.

109. Степанов А. Г. Динамика машин. Екатеринбург: УрО РАН, 1999. 302 с.

110. Степанова Е. Г., Причко В. А. Реологические свойства яблок при различных свойствах их обработки. Известия ВУЗов. Пищевая технология, 1999. №5-6. С. 72.

111. Стрелков М. А. Определение динамических нагрузок и ресурса одноканатных шахтных подъемных установок: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины». Екатеринбург, 2011. 19 с.

112. Тисовський Л. О., Рудько І. М. До визначення рівняння кривої прогину каната підвісної транспортної установки. Науковий вісник НЛТУ України: Збірник науково-технічних праць. Львів: УкрДЛТУ, 2005. № 15.1. С. 137–142.

113. Тисовський Л. О., Рудько І. М. Порівняння результатів експериментальних і теоретичних досліджень характеристик несного каната підвісної системи, завантаженого власною вагою. Науковий вісник НЛТУ України: Збірник науково-технічних праць. Львів: НЛТУ України, 2006. № 16.2. С. 65–69.

114. Харисламова Л. У., Якупов С. Н. Методы оценки прочности биологических мембран. Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. ИММ КазНЦ РАН, 2014. № 6. С. 65–71.

115. Хайлис Г. А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. К.: Изд-во УСХА, 1992. 240 с.

116. Хайліс Г. А., Горбовий А. Ю., Горошко З. О. та інші. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. Луцьк: Ред-вид. Відділ ДЛТУ, 1998. 268 с.

117. Царенко О. М., Войтюк Д. Г., Швайко М. В. та інші. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник. За ред. С. С. Яцуна. К.: Мета, 2003. 448 с.
118. Чернега В. И., Мазуренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъёмным машинам. К.: Техника, 1981. 360 с.
119. Четвертаков А. В., Брутер І. М., Бранд С. Б. Машины для товарної обробки плодів. М.: Машинобудування, 1977. 260 с.
120. Штремель Т. Х. Грузоподъёмные машины. М.: Высш. школа, 1980. 304 с.
121. Энтин Г. Я. Исследование продольных колебаний бесконечных гибких нитей применительно к тяговым системам подвесных кольцевых канатных дорог. Труды ВНИИПТМаш. –1966. № 6(48). С. 34–39.
122. Adamovskyu M. G., Martyntsiv M. P. and Boratynskyu O. V. Design calculations of main components and parametric substantiation of cable yarding systems used in group selection felling operations. Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість: міжвідомчий науково-технічний збірник. Львів: НЛТУ, 2011. № 37.2. С. 6–13.
123. Aerial cableways as urban public transport systems. Available online at: http://www.strmtg.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/cableways_MEDDLT_december2011.pdf
124. CARVATECH. Available online at: <http://www.carvatech.com>
125. DOPPELMAYR. Available online at: <http://www.doppelmayr.com>
126. Dwyer Ch. Aerial tramways, ski lifts and tows. Description and terminology. Washington: U.S. Government Printing Office, 1975. 104 p.
127. Hevko R. B., Zalutskyi S. Z., Hladyo Y. B., Tkachenko I. G., Lyashuk O. L., Pavlova O. M., Pohrishchuk B. V., Trokhaniak O. M. and Dobizha N. V. Determination of interaction parameters and grain material flow motion on screw conveyor elastic section surface. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest. Romania, 2019. Vol. 57. № 1. P. 123-134.

128. Hevko R. B., Baranovsky V. M., Lyashuk O. L., Pohrishchuk B. V., Gumeniuk Y. P., Klendii O.M. and Dobizha N. V. The influence of bluk material flow on technical and economical performance of a screw conveyor. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest. Romania, 2018. Vol. 56. № 3. P. 175-184.

129. Hevko R., Nykerui Yu., Dovbush T., Oleksyuk V. Substantiation of constructive parameters of a frame structure elements of the rope mechanism transport system for storing piece loadings into small warehouses. Scientific Journal of TNTU (Tern.), 2020. vol. 100, no 4, P. 62-74.

130. Jan Guštinčič J., Lluís M., Garcia Raffi. Analysis of oscillations in a cableway: wind load efects. Modelling in Science Education and Learning, 2013. Vol. 6 (1), No. 11. Pp. 145-155.

131. Knawa M., Bryja D. Effects of dynamic loads acting on carrying cable in operating ropeway. Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. Online Journall, 2008. Vol. 8, No. 1. Pp. 10297-10298.

132. Knawa M., Bryja D. Modeling problems of steeply inclined cableway subjected to moving load. Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. Online Journall, 2009. Vol. 9, No. 1. Pp. 263-264.

133. Knawa M., Bryja D. Nonlinear vibrations of a ropeway system with moving passenger cabins. Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics. Online Journall, 2007. Vol. 7, No. 1. Pp. 4040045- 4040046.

134. Kopanakis G. A. Oscillations in ropeways. Part 1. International Ropeway Review, 2011. No. 6. Pp. 48-50.

135. Kopanakis G.A. Oscillations in ropeways. Part 2, 3. Intern. Ropeway Review, 2012. No. 1. Pp. 46-49.

136. Kopanakis G. A. Oscillations in ropeways. Part 4. International Ropeway Review, 2012. No. 3. Pp. 63-66.

137. Kopanakis G. A. Oscillations in ropeways. Part 5. International Ropeway Review, 2012. No. 5. Pp. 60-62.

138. Kopanakis G. A., Canale R. Oscillations in ropeways. Part 6. International Ropeway Review, 2013. No. 2. P. 104-106.

139. Kopanakis G. A. Oscillations in ropeways. Part 7. International Ropeway Review, 2013. No. 4. P. 70–71.
140. Kopanakis G. A., Kovacs G. Oscillations in ropeways. Part 8. International Ropeway Review. 2013. No. 6. P. 64-66.
141. LEITNER. Available online at: <http://www.leitner-ropeways.com>.
142. Loveikin V. S., Romasevych Y. O., Kurka V. P. Energy optimization of a hoisting engine acceleration *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2019, 2019 (5). P. 107–112.
143. Lyashuk O. L., Sokil M. B., Klendiy V. M., Skyba O. P., Tretiakov O. L., Slobodian L. M., Slobodian N. O. Mathematical model of bending vibrations of a horizontal feeder-mixer along the flow of grain mixture, *INMATEH Agricultural Engineering*, 2018. vol.55, no.2, P.35–44.
144. Lyashuk O., Vovk Y., Sokil B., Klendii V., Ivasechko R., Dovbush T. Mathematical model of a dynamic process of transporting a bulk material by means of a tube scraping conveyor *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, Volume 21, Issue 1, 2019, P. 74–81.
145. Petrova R., Karapetkov St., Dechkova S. and Petrov Pl. Mathematical simulation of crosswind vibrations in a monocable chair ropeway. *Procedia Engineering*, 2011. No. 14. P. 2459–2467.
146. Petrova R. Dynamic analysis of a chair ropeway exposed to random wind loads . *FME Transactions*, 2005. Vol. 33, No. 3. P. 123–128.
147. Mel'nychuk S. L., Hevko B. M., Diachun A. Y., Dzyura V. O. and Skyba O.P. Investigation of the dynamics of unloading the sapropel from a bucket of a cable installation. *INMATEH «Agricultural Engineering»*. Bucharest, 2017. Vol. 52, 2. P. 55-61. ISSN 2068-2239.
148. O'Connor R., Dale S. Urban gondolas, aerial ropeways and public transportation: past mistakes & future strategies . Available online at: <http://www.oitaf.org/Kongress%202011/Referate/O%27Connor%20-%20Dale%2001-2012.pdf>
149. Štollmann V., Ilčík Š. Assessment of the current theory for projecting

cableway routes in terms of the risk level in overloading. Res. agr. eng, 2009. No. 1. P. 35–38.

150. Rogatynskiy R., Hevko R.; Nykerui Y.; Dmytriv O.; Rozum R. The dynamic simulation model of apples contact interaction. Bulletin of the Karaganda university, 2019. Vol. 96, No. 4, P. 99–108.

151. Romasevych Y., Loveikin V., Stekhno O. Closed-loop optimal control of a system Trolley – Payload. UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 2019, 81 (2), P. 3–12.

152. Roudot A.C., Duprat F., Wenian C. Modelling the Response of Apples to Loads. Journal of Agricultural Engineering Research, 1991. 48 (4). 2497259.

153. Viatcheslav Loveikin, Yuriy Romasevych, Lyubov Shymko, Mikola Ohienko, Wojciech Duczmal, Witold Potwora, Liudmyla Titova, Ivan Rogovskii. Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2020, p. 164, ISBN 978-83-66567-12-2.

154. Wire rope engineering handbook. U.S. Steel Supply. Division of Unated States Steel. 82 p.

155. Yuwana, Y.; Duprat, F. Prediction of Apple Bruising Based on the Instantaneous Impact Shear Stress and Energy Absorbed. International Agrophysics, 1998. 12. 1337140.

156. Mel'nychuk S. L., Hevko B. M., Diachun A. Y., Dzyura V. O. and Skyba O. P. Investigation of the dynamics of unloading the sapropel from a bucket of a cable installation. INMATEH «Agricultural Engineering». Bucharest, 2017. Vol. 52, 2. P. 55-61. ISSN 2068-2239.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Акт впровадження експериментального канатного механізму у
ТОВ «Колос-2» (м. Тербовля, Тернопільської області)ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬністю
АГРАРНОГО ПІДПРИЄМСТВА «КОЛОС-2»

Україна, 48100, Тернопільська обл., м. Тербовля, вул. Гетьманів Миско, 7

р/р UA35380805000000000000000000000007267765, АТ «Райффайзен Банк Аваль, н. К.», МРДО 309831,
код ЄДРРНОУ 3187246, тел.(81551) 2-17-51, e-mail kolos2@ukr.net

А К Т

про впровадження наукових розробок Шакерука Юрія Степановича при виготовленні та застосуванні дослідного екземпляра канатного механізму для завантаження малоповерхового складського приміщення сільськогосподарськими продуктами у тарі

Результати наукових досліджень, які виконані на базі Патентів України на користь моделей: №125377 Канатний механізм завантаження складського приміщення; №130576 Канатний механізм для завантаження складського приміщення; №133964 Канатний механізм завантаження складського приміщення; №143363 Канатна система завантаження складського приміщення впроваджені при завантаженні збілук у тарі в мале складське приміщення на ТОВ «Колос - 2».

Автором встановлено, що при силі верхнього канатного зв'язу висхідній ліній канатного мінишованій відстані відстані зв'язу в отворі рамної конструкції відбувається текуча деформація зв'язу з коефіцієнтом $\mu = 4,2$ рази при $F = 123,75$ Н. При $F > 125$ Н відбувається коливне протискання зв'язу з ролюком і даній механізм втрачає своє призначення.

При проведенні багатофакторного експерименту з визначення часу T транспортування сільськогосподарських продуктів у тарі зміни параметри мали діапазон: маса m штучних вантажів $35 \leq m \leq 95$ (кг); кут шпону α канатів до горизонту: $10 \leq \alpha \leq 15$ (град); зусилля натягу N канатів $2400 \leq N \leq 5000$ (Н).

При дослідженні впливу двох змінних параметрів на значення часу T транспортування штучних вантажів третьому надавати фіксовані середні значення з відповідними величинами: $m = 65$ (кг); $\alpha = 15$ (град); $N = 5000$ (Н).

Встановлено, що домінуючий вплив на мінімальний час T має кут α , далі маса m та зусилля натягу N канатів.

Діапазон розбіжності значень безпечної T від 5,2 до 7,0 с при зміні значення змінних факторів є незначним і становить до 5,7% для (m/α) та 6,6% для (N/α) .

Головний інженер ТОВ «Колос-2»

Федірко С.І.



ДОДАТОК Б

Акт впровадження результатів роботи у навчальний процес

<p>ПОГОДЖЕНО: Проректор з наукової роботи Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя</p>  <p>проф. Марузіак П.О. _____ 2021 р.</p>		<p>ЗАТВЕРДЖЕНО: Директор департаменту Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя</p>  <p>доц. Мітнік М.М. _____ 2021 р.</p>
---	--	--

ДОВІДКА

про використання у навчальному процесі Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя результатів дисертаційної роботи Наворуха Ю.С. «Обґрунтування параметрів квалітативної системи малопроцесних підприємств для переміщення сільськогосподарських продуктів у тарі»

Отримані наукові та практичні результати роботи, методом А рекомендовані використовувати у процесі 2020-2021 рр. у навчальному процесі Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя при підготовці фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» для викладання дисципліни «Механізматика зберігання сільськогосподарської продукції» та підготовки фахівців освітньо-наукового рівня доктор філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» для викладання дисципліни «Основи взаємодії робочих органів з робочим середовищем».

Начальник навчального відділу _____ доц. Ткаченко І.Г.

ДОДАТОК В

Патенти України на корисні моделі



МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **125377** (13) **U**
(51) МПК (2018.01)
B65G 7/08 (2006.01)
B65G 25/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

- | | | | |
|--|----------------------|---------------------|--|
| (21) Номер заявки: | u 2017 11503 | (72) Винахідник(и): | Рогатинський Роман Михайлович (UA),
Нижеруй Юрій Степанович (UA),
Гевко Роман Богданович (UA),
Ткаченко Ігор Григорович (UA) |
| (22) Дата подання заявки: | 24.11.2017 | (73) Власник(и): | Рогатинський Роман Михайлович,
вул. Бережанська, 53, кв. 54, м. Тернопіль,
46027 (UA),
Нижеруй Юрій Степанович,
вул. Крушельницької, 17-а, м. Тербовля,
Тернопільська обл., 48100 (UA),
Гевко Роман Богданович,
вул. І. Сірка, 10, кв. 4, м. Тернопіль, 46020
(UA),
Ткаченко Ігор Григорович,
вул. Вишнівецького, 2, кв. 47, м. Тернопіль,
46016 (UA) |
| (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: | 10.05.2018 | | |
| (46) Публікація відомостей про видачу патенту: | 10.05.2018, Бюл. № 9 | | |

(54) КАНАТНИЙ МЕХАНІЗМ ЗАВАНТАЖЕННЯ СКЛАДСЬКОГО ПРИМІЩЕННЯ**(57) Реферат:**

Канатний механізм завантаження складського приміщення виконаний у вигляді двох опор, несучих канатів, механізму натягу канатів, роликового механізму з площадкою для розміщення штучних вантажів, крім того нижня опора з механізмом натягу канатів кріпиться до внутрішньої сторони стіни складського приміщення, верхня опора кріпиться до зовнішньої сторони протилежної стіни складського приміщення, а між опорами паралельно натягнуто два канати, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, причому верхня опора виконана у вигляді двох паралельно розташованих відносно вікна трикутноподібних ферм, що з'єднані між собою поперечною балкою, по центру якої знизу закріплений роликовий блок, зверху котрого встановлений канат, що з'єднаний з верхньою частиною рамної конструкції.

UA 125377 U

UA 125377 U

Корисна модель належить до галузі ~~оперативної~~ транспортних машин і може бути використана для переміщення вантажів та їх завантаження у складські приміщення.

Відомий канатний пристрій для переміщення вантажів, людей та інших товарів, який виконано з жорстко встановлених передньої та задньої опор, одна з них є більша, а друга 5 менша, які з'єднані між собою канатом на певній відстані, на якому зверху встановлено транспортний пристрій (~~Косенко~~ В.В. "Подъемно-транспортная машина в сельском хозяйстве" М.: "Колос", 1973, ~~фиг.~~ 201). Аналог.

Недоліком такого пристрою є обмежені технологічні можливості та складність конструкції. Також відома канатна установка для видобування ~~садових~~ ~~садових~~, яка виконана у вигляді двох 10 опор, ~~однієї~~ ~~однієї~~ транспортної ледьки, несучих канатів, барабана для намотування канатів, ковша, кріпильних і навантажувальних елементів (Патент України на корисну модель № 112544, В65G 25/00, ~~Бид.~~ № 24, від 26.12.2016 р.). Прототип.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення конструкції канатного механізму завантаження складського приміщення шляхом застосування двох паралельно 15 розташованих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, що дозволяє здійснювати їх більш просте завантаження у складські приміщення.

Поставлена задача вирішується тим, що в канатному механізмі завантаження складського приміщення, який виконаний у вигляді двох опор, несучих канатів, механізму натягу канатів, 20 роликів механізму з площадкою для розміщення штучних вантажів, згідно корисної моделі вводиться те, що нижня опора з механізмом натягу канатів кріпиться до внутрішньої сторони стіни складського приміщення, верхня опора кріпиться до зовнішньої сторони протилежної стіни складського приміщення, а між опорами паралельно натягнуто два канати, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться рамна конструкція з площадкою для 25 розміщення штучних вантажів, причому верхня опора виконана у вигляді двох паралельно розташованих відносно вікна ~~трикутної~~ ~~трикутної~~ ферм, що з'єднані між собою поперечною балкою, по центру якої знизу закріпленій роликовий блок, зверху котрого встановлений канат, що з'єднаний з верхньою частиною рамної конструкції.

Канатний механізм завантаження складського приміщення зображено на ~~фиг.~~ 1. ~~Фиг.~~ 2 - 30 вигляд по А на ~~фиг.~~ 1. На ~~фиг.~~ 3 зображено верхню опору, яка виконана у вигляді двох паралельно розташованих відносно вікна ~~трикутної~~ ~~трикутної~~ ферм. ~~Фиг.~~ 4 - вигляд по В на ~~фиг.~~ 3.

Канатний механізм завантаження складського приміщення виконаний у вигляді нижньої 35 опори 1 з механізмом натягу канатів 2, яка кріпиться до внутрішньої сторони стіни 3 складського приміщення 4.

Верхня опора 5 кріпиться до протилежної зовнішньої сторони стіни 6 складського приміщення 4. Між опорами 1 і 5 паралельно натягнуто два канати 7, на яких розташовані пари роликів 8, що встановлені на осі 9. До осі 9 кріпиться рамна конструкція 10 для розміщення штучних вантажів 11 на площадці 12.

Верхня опора 5 виконана у вигляді двох паралельно розташованих відносно вікна 13 40 ~~трикутної~~ ~~трикутної~~ ферм 14, що з'єднані між собою поперечною балкою 15, по центру якої знизу закріпленій роликовий блок 16, зверху котрого встановлений канат 17, що з'єднаний з верхньою частиною рамної конструкції 10.

Принцип канатний механізм завантаження складського приміщення наступним чином.

В початковому положенні рамна конструкція 10 з площадкою 12 розташовується відносно 45 зовнішньої сторони 6 складського приміщення 4. Оскільки вікно 13 розташоване достатньо високо над рівнем ґрунту або асфальтного покриття, то до нього може підїхати трактор з причепом, в якому розташовані штучні вантажі 11, наприклад ящики з яблуками. Далі оператор завантажує ящики на площадку 12 і плавно, через вікно 13, штовхає рамну конструкцію 10 з площадкою 12 всередину складського приміщення 4.

За рахунок перепаду висот між опорами 5 і 1, під дією сили земного тяжіння рамна конструкція 10 з площадкою 12, на якій розташовані штучні вантажі 11 за допомогою роликів 8, які обертаються відносно пари канатів 7, переміщуються до опори 1. При цьому оператор за допомогою канату 17 регулює швидкість переміщення вантажу. Розташування канату 17 на роликовому блоку 16 дає змогу плавно регулювати швидкість переміщення вантажу.

При досягненні вантажів опори 1, останні знімаються з площадки 12 і оператор за допомогою канату 17 повертає рамну конструкцію 10 в початкове положення, де відбувається завантаження на площадку 12 наступної партії вантажів.

Розташування механізму натягу канатів 2 біля нижньої опори 1 забезпечує необхідний натяг канатів 7 для зменшення величини їх провисання при переміщенні площадки з вантажами.

UA 125377 U

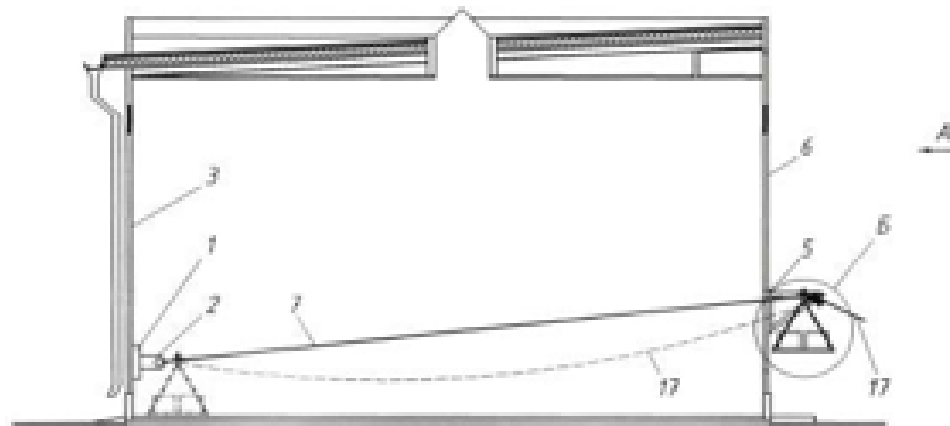
Застосування паралельно натягнутих двох канатів суттєво зменшує поперечні коливання вантажів при їх завантаженні в складське приміщення.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

5

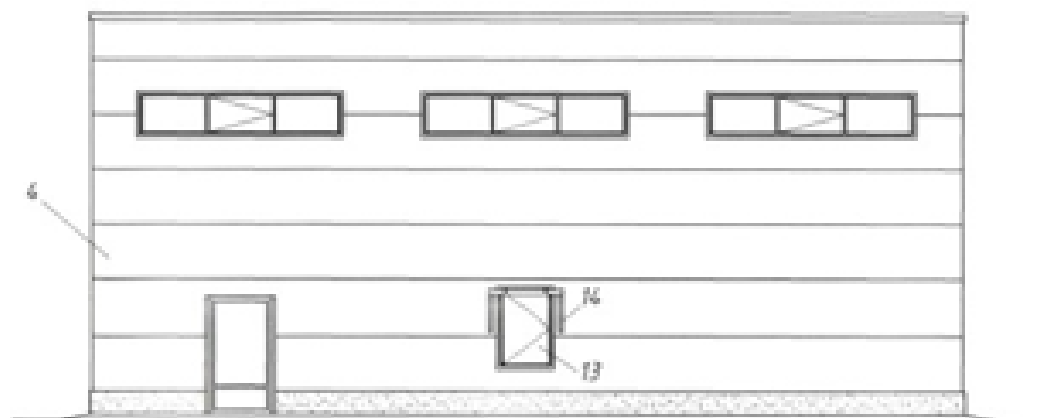
- Канатний механізм завантаження складського приміщення, який виконаний у вигляді двох опор, несучих канатів, механізму натягу канатів, роликового механізму з площадкою для розміщення штучних вантажів, який відрізняється тим, що нижня опора з механізмом натягу канатів кріпиться до внутрішньої сторони стіни складського приміщення, верхня опора кріпиться до зовнішньої сторони протилежної стіни складського приміщення, а між опорами паралельно натягнуто два канати, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на вал, до якої кріпиться рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, причому верхня опора виконана у вигляді двох паралельно розташованих відносно вікна ~~трикутноподібних~~ ферм, що з'єднані між собою поперечною балкою, по центру якої знизу закріплений роликовий блок, зверху якого встановлений канат, що з'єднаний з верхньою частиною рамної конструкції.

1



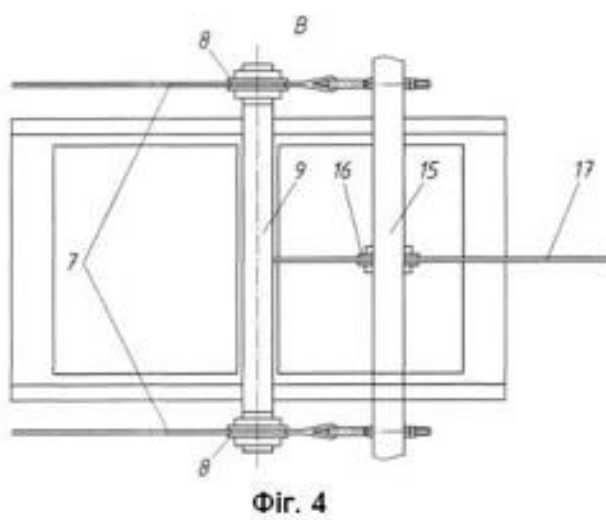
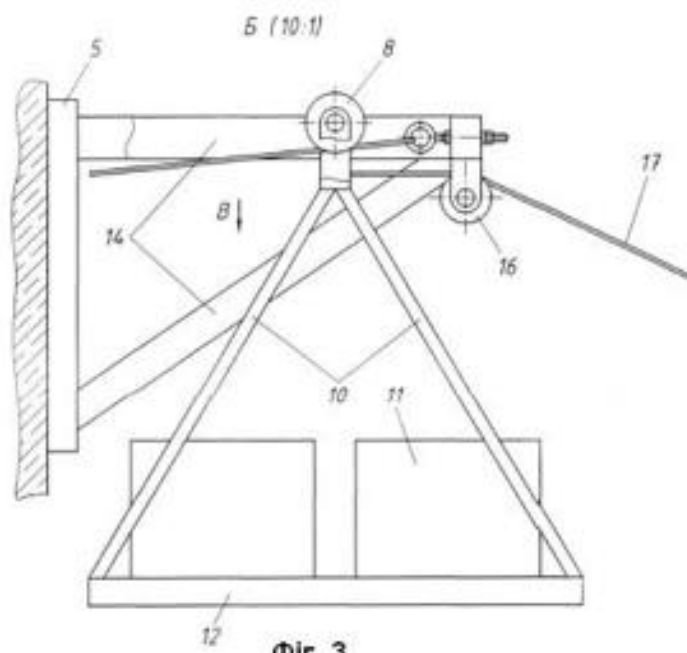
Фіг. 1

4



Фіг. 2

UA 125377 U





МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA (11) 130576 (13) U
(51) МПК (2018.01)
B65G 7/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

- | | |
|---|--|
| <p>(21) Номер заявки: u 2018 07507</p> <p>(22) Дата подання заявки: 04.07.2018</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.12.2018</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.12.2018, Бюл. № 23</p> | <p>(72) Винахідник(и):
Нижарий Юрій Степанович (UA),
Савко Роман Богданович (UA),
Ткаченко Ігор Григорович (UA),
Погрішук Борис Васильович (UA),
Добіжа Наталія Володимирівна (UA)</p> <p>(73) Власник(и):
Нижарий Юрій Степанович,
вул. Крушельницької, 17-а, м. Тербова,
Тернопільська обл., 48100 (UA),
Савко Роман Богданович,
вул. І. Сірка, 10, кв. 4, м. Тернопіль, 48020 (UA),
Ткаченко Ігор Григорович,
вул. Вишневицького, 2, кв. 47, м. Тернопіль,
48018 (UA),
Погрішук Борис Васильович,
вул. Пуськівського, 5-а, кв. 33, м. Тернопіль,
48027 (UA),
Добіжа Наталія Володимирівна,
Хмельницьке шосе, 75, кв. 37, м. Вінниця,
21008 (UA)</p> |
|---|--|

(54) КАНАТНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ СКЛАДСЬКОГО ПРИМІЩЕННЯ

(57) Реферат:

Канатний пристрій для завантаження складського приміщення виконаний у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться трикутноподібна рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів. До трикутноподібної рамної конструкції, по її боках, кріпляться поперечні пластини, на яких розташовані пари регульованих стержнів з пружинами змінної жорсткості, що взаємодіють з кронштейнами, на яких встановлені ролики, котрі з іншої сторони закріплені на коливних планках, а також контактують з нижньою стороною несучих канатів.

UA 130576 U

UA 130576 U

Корисна модель належить до галузі **одноімпульсно-транспортних машин** і може бути використана для переміщення вантажів та їх завантаження у складські приміщення.

Відома канатна установка для відбуксування **садовиходів**, яка виконана у вигляді двох опор, **одноімпульсно-транспортної лабідки**, несучих канатів, барабанів для намотування канатів, **клатів**, з кріпильних і навантажувальних елементів (Патент України на корисну модель № 112644, В65G 25/00. **Бюл.** № 24, від 26.12.2016 р.) - Аналог.

Недоліком такої канатної установки є обмежені технологічні можливості та складність конструкції.

Також відомий канатний механізм завантаження складського приміщення, який виконаний у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться **трикутностороння** рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів (Патент України на корисну модель № 126377, В65G 7/08, В65G 25/00. **Бюл.** № 9, від 10.05.2018 р.). Прототип.

Недоліком такого канатного механізму є високі поведіркові коливання вантажу відносно пари роликів.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення конструкції канатного пристрою для завантаження складського приміщення шляхом застосування двох пар роликів, які підтягнуті пружинами з різною жорсткістю, а також контактують з нижньою стороною несучих канатів, що дозволяє суттєво знизити поведіркові коливання вантажів при їх завантаженні у складські приміщення.

Поставлена задача вирішується тим, що в канатному пристрої для завантаження складського приміщення, який виконаний у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться **трикутностороння** рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів, згідно з корисною моделлю, вводиться до **трикутносторонньої** рамної конструкції, по її боках, кріпляться поперечні пластини, на яких розташовані пари регульованих стартерів з пружинами змінної жорсткості, що взаємодіють з кронштейнами, на яких встановлені ролики, котрі з іншої сторони закріплені на колієвих планках, а також контактують з нижньою стороною несучих канатів.

Канатний пристрій для завантаження складського приміщення зображено на фіг. 1. Фіг. 2 - вигляд по А на фіг. 1.

Канатний пристрій для завантаження складського приміщення виконаний у вигляді двох несучих канатів 1, на яких розташовані пари роликів 2, що встановлені на осі 3. До осі 3 кріпиться **трикутностороння** рамна конструкція 4 з площадкою 5 для розміщення штучних вантажів 6, а також канат 7 регулювання швидкості руху вантажів.

До **трикутносторонньої** рамної конструкції 4, по її боках, кріпляться поперечні пластини 8, на яких розташовані пари регульованих стартерів 9 з пружинами 10 змінної жорсткості. Пружини 10 взаємодіють з кронштейнами 11, на яких встановлені ролики 12, котрі з іншої сторони закріплені на колієвих планках 13, а також контактують з нижньою стороною несучих канатів 1.

Процес канатний пристрій для завантаження складського приміщення наступним чином.

В процесі переміщення вантажів пара роликів 2 обертається відносно несучих канатів 1. Швидкість переміщення вантажів 6 регулюється оператором, шляхом стримування або відпускання канату 7. При цьому можуть виникати поведіркові коливання **трикутносторонньої** рамної конструкції 4. Для уникнення такого негативного явища застосовано ролики 12, які контактують з нижньою стороною несучих канатів 1 і підтягнуті до них пружинами різної жорсткості.

Процес транспортування штучних вантажів забезпечується шляхом регулювання тиску **обертання** внутрішню поверхню несучих канатів 1.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Канатний пристрій для завантаження складського приміщення, який виконаний у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться **трикутностороння** рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів, який **вдвієється** тим, що до **трикутносторонньої** рамної конструкції, по її боках, кріпляться поперечні пластини, на яких розташовані пари регульованих стартерів з пружинами змінної жорсткості, що взаємодіють з кронштейнами, на яких встановлені ролики, котрі з іншої сторони закріплені на колієвих планках, а також контактують з нижньою стороною несучих канатів.

UA 130576 U

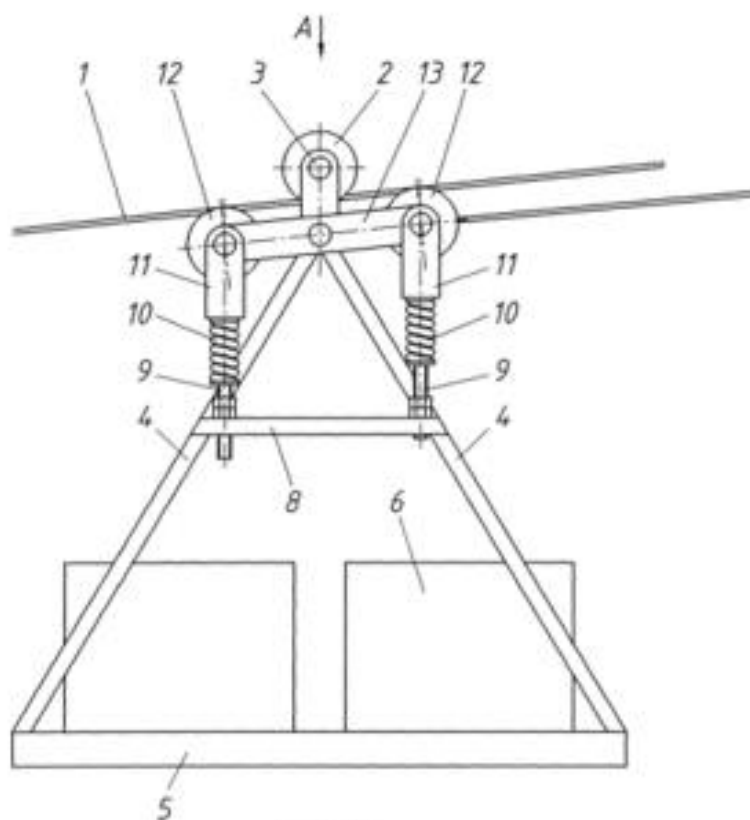


Fig. 1

UA 130576 U

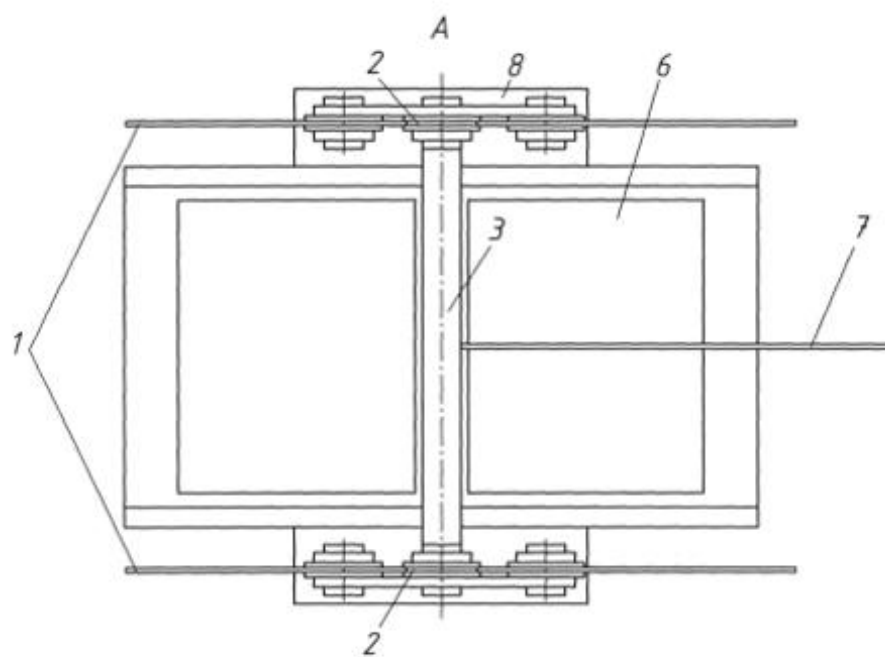


Fig. 2



УКРАЇНА

(13) UA (11) 133964 (13) U
 (51) МПК (2019.01)
 B65G 7/08 (2006.01)
 B65G 25/00

МІНІСТЕРСТВО
 ЕКОНОМІЧНОГО
 РОЗВИТКУ І ІННОВАЦІЙ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: ш 2018 11888</p> <p>(22) Дата подання заявки: 30.11.2018</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 26.04.2018</p> <p>(48) Публікація відомостей про видачу патенту: 26.04.2018, Бюл. № 8</p>	<p>(72) Винахідник(и): Галош Роман Богданович (UA), Чижовий Юрій Степанович (UA), Ткаченко Ігор Григорович (UA), Лещук Олег Леонтійович (UA), Погодішук Борис Васильович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): Галош Роман Богданович, вул. І. Сірка, 10, ка. 4, м. Тернопіль, 46020 (UA), Чижовий Юрій Степанович, вул. Крушельницької, 17-а, м. Тарабоса, Тернопільська обл., 48100 (UA), Ткаченко Ігор Григорович, вул. Винибацького, 2, ка. 47, м. Тернопіль, 46016 (UA), Лещук Олег Леонтійович, вул. Конавальця, 15, ка. 63, м. Тернопіль, 46020 (UA), Погодішук Борис Васильович, вул. Павлівського, 5-а, ка. 33, м. Тернопіль, 46027 (UA)</p>
--	---

(54) КАНАТНИЙ МЕХАНІЗМ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО СЕКЦІЙНОГО СКЛАДСЬКОГО ПРИМІЩЕННЯ

(57) Реферат:

Канатний механізм завантаження секційного складського приміщення виконаний у вигляді нижньої опори, яка кріпиться до внутрішньої поверхні бокової стіни та верхньої опори, яка кріпиться до зовнішньої поверхні протилежної бокової стіни, пари несучих канатів, механізму натягу канатів, роликового механізму з площадкою для розміщення штучних вантажів, що зв'язаний з канатом оператора, причому до центральної стіни секційного складського приміщення над прохідним отвором закріплено дві направляючі щокосини, у яких з можливістю вертикального переміщення та фіксації розташована П-подібна планка, основа якої має можливість контакту з несучими канатами.

UA 133964 U

Корисна модель належить до галузі П-подібних транспортних машин і може бути використана для переміщення вантажів та їх завантаження у складські приміщення.

Також відома канатна установка для відобування сировини, яка виконана у вигляді двох опор, П-подібного-транспортної лебідки, несучих канатів, барабанів для намотування канатів, 5 ~~кошиків~~, кріпильних і навантажувальних елементів (Патент України на корисну модель №112544, ВБ53 25/00. Бюл. № 24, від 26.12.2016 р.). Аналог.

Недоліком такої канатної установки є обмежені технологічні можливості та складність конструкції.

Також відомий канатний механізм завантаження складського приміщення, який виконаний у вигляді нижньої опори, яка кріпиться до внутрішньої поверхні бокової стіни та верхньої опори, яка кріпиться до зовнішньої поверхні протилежної бокової стіни, пари несучих канатів, механізму натягу канатів, роликового механізму з площадкою для розміщення штучних вантажів, що зв'язаний з канатом оператора (Патент України на корисну модель №125377, ВБ53 7/08; 25/00. Бюл. № 9, від 10.05.2018 р.). Найближчий аналог.

Недоліком такого канатного механізму є його обмежені технологічні можливості, що пояснюється переміщенням вантажів лише в одну точку складського приміщення, а це потребує додаткових затрат для розвезення вантажів по всій площі приміщення.

В основу корисної моделі поставлено задача вдосконалення конструкції канатного механізму завантаження секційного складського приміщення шляхом застосування додаткової 20 регульованої по висоті П-подібної планки над прохідним отвором, яка закріплена на центральній стіні, що дозволяє здійснювати переміщення штучних вантажів в різні місця складського приміщення, а це сприяє зменшенню затрат на розвезення вантажів по всій площі приміщення.

Поставлена задача вирішується тим, що в канатному механізмі завантаження секційного складського приміщення, який виконаний у вигляді нижньої опори, яка кріпиться до внутрішньої 25 поверхні бокової стіни та верхньої опори, яка кріпиться до зовнішньої поверхні протилежної бокової стіни, пари несучих канатів, механізму натягу канатів, роликового механізму з площадкою для розміщення штучних вантажів, що зв'язаний з канатом оператора, згідно з корисною моделлю вводиться та, що до центральної стіни секційного складського приміщення 30 над прохідним отвором закріплено дві направляючі шківани, у яких з можливістю вертикального переміщення та фіксації розташована П-подібна планка, основа якої має можливість контакту з несучими канатами.

Суть корисної моделі пояснюється кресленнями, де загальний вигляд канатного механізму завантаження секційного складського приміщення зображено на фіг.1. На фіг.2 зображено 35 канатний механізм при взаємодії П-подібної планки із zdeформованими несучими канатами. Фіг. 3 - вигляд на П-подібну планку по А на фіг. 1.

Канатний механізм завантаження секційного складського приміщення виконаний у вигляді нижньої опори 1 з механізмом натягу канатів 2, яка кріпиться до внутрішньої поверхні бокової стіни 3, а також верхньої опори 4, яка кріпиться до зовнішньої поверхні протилежної бокової 40 стіни 5. Між опорами 1 і 4 натягнуті пара несучих канатів 6. Над парою несучих канатів 6 встановлений роликовий механізм 7 з площадкою для розміщення штучних вантажів 8, що зв'язаний з канатом оператора 9.

До центральної стіни 10 секційного складського приміщення над прохідним отвором 11 закріплена дві направляючі шківани 12, у яких з можливістю вертикального переміщення та 45 фіксації розташована П-подібна планка 13, основа якої має можливість контакту з несучими канатами 6.

Фіксація та ~~розфіксація~~ П-подібної планки 13 у направляючих шківанах 12 здійснюється за допомогою болтових з'єднань 14. В середині секційного складського приміщення для зв'язування штучних вантажів розташовані ваги 15.

Працює канатний механізм завантаження секційного складського приміщення наступним чином.

В початковому положенні площадка для розміщення штучних вантажів 8 розташовується відносно зовнішньої сторони бокової стіни 5 (аналогічно до прототипу).

Далі оператор завантажує площадку 8 штучними вантажами (наприклад, ящики з яблуками) і 55 плавно штовхає її всередину складського приміщення.

За рахунок перепаду висот між опорами 4 і 1, під дією сили земного тяжіння, площадка 8 зі штучними вантажами, яка у верхній частині з'єднана з роликовим механізмом 7, котрий опирається на пару несучих канатів 6, переміщується до опори 1 (фіг. 1).

При цьому оператор за допомогою канату оператора 9 регулює швидкість переміщення 60 площадки 8 з вантажами.

UA 133964 U

При досягненні площадки 8 зі штучними вантажами опори 1, вантажі зв'язуються на вагах 15 і складаються в приміщенні.

Далі оператор за допомогою канату 9 вертає площадку 8 в початкове положення, де відбувається її завантаження наступною партією вантажів.

- 5 При повному завантаженні першої секції складського приміщення за допомогою механізму натягу канатів 2 послаблюється величина їх натягу.

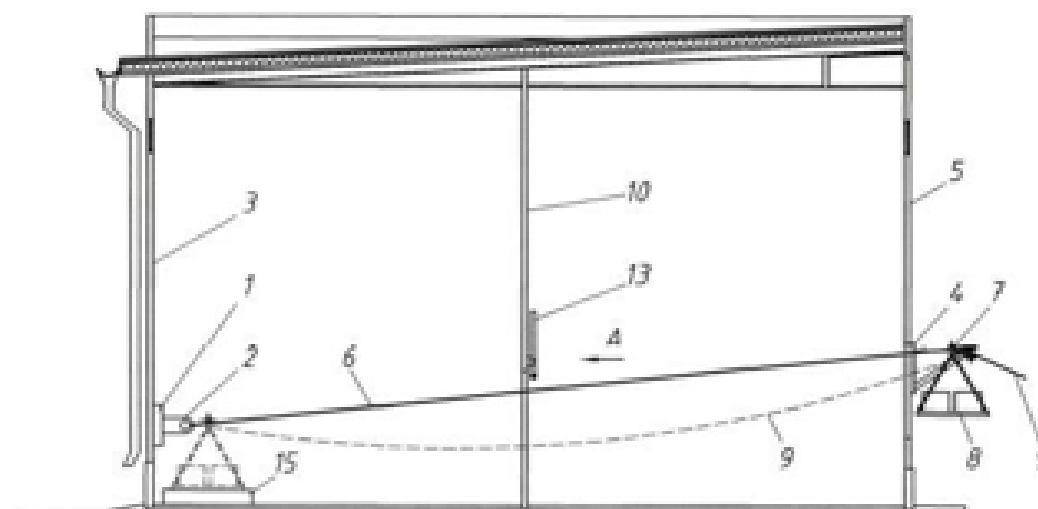
- 10 Після цього, за допомогою болтових з'єднань 14 відбувається ~~розфіксація~~ фіксація П-подібної планки 13 та її переміщення вниз над прохідним отвором 11 (фiг. 3). Це призводить до опускання пари канатів 6 до основи складського приміщення. Далі П-подібна планка 13, болтовими з'єднаннями 14, фіксується у направляючих щоківках 12 у новому положенні. Відповідно в новому положенні встановлюються ваги 15 (фiг. 2).

Далі, за аналогічною схемою, відбувається завантаження вантажами наступної секції складського приміщення.

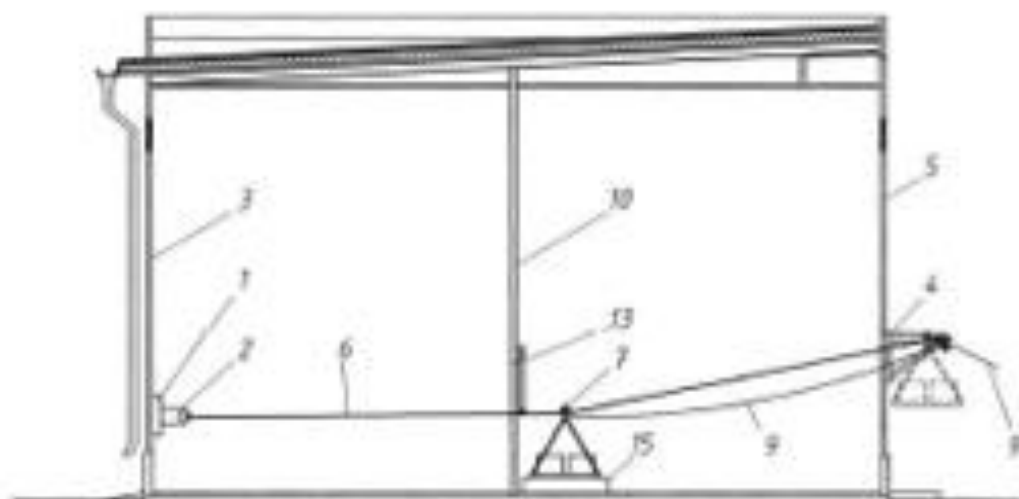
- 15 У порівнянні з прототипом, запропонований канатний механізм дає можливість суттєво знизити затрати на розв'язання вантажів по всій площі приміщення.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 20 Канатний механізм завантаження секційного складського приміщення, який виконаний у вигляді нижньої опори, яка кріпиться до внутрішньої поверхні бічної стіни та верхньої опори, яка кріпиться до зовнішньої поверхні протилежної бічної стіни, пари несучих канатів, механізму натягу канатів, роликового механізму з площадкою для розміщення штучних вантажів, що зв'язаний з канатом оператора, який відрізняється тим, що до центральної стіни секційного складського приміщення над прохідним отвором закріплено дві направляючі щоківки, у яких з
- 25 можливістю вертикального переміщення та фіксації розташована П-подібна планка, основа якої має можливість контакту з несучими канатами.

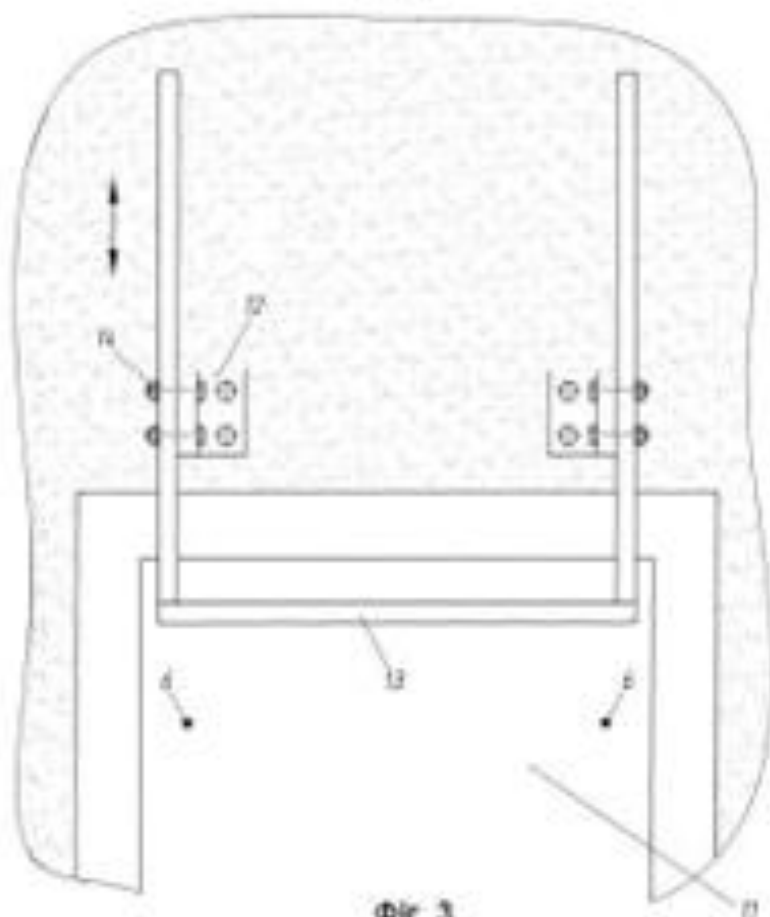


Фiг. 1



Фіг. 2

А (10В)



Фіг. 3

Копіююча версія Г. Селеніна.

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ - 42, 01601



УКРАЇНА

(19) UA (11) 143363 (13) U
 (51) МПК (2020.01)
 B65G 7/00

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
 ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
 СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

- | | |
|---|---|
| <p>(21) Номер заявки: u 2020 00819</p> <p>(22) Дата подання заявки: 10.02.2020</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 27.07.2020</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 27.07.2020, Бюл. № 14</p> | <p>(72) Винахідник(и):
 Савко Роман Богданович (UA),
 Никаруй Юрій Степанович (UA),
 Пастернак Ігор Петрович (UA),
 Ткаченко Ігор Григорович (UA),
 Рогатинський Роман Михайлович (UA),
 Лещук Олег Леонтійович (UA),
 Довбуш Тарас Анатолійович (UA)</p> <p>(73) Власник(и):
 ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
 ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА
 ПУЛЮЯ,
 вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 48001 (UA)</p> |
|---|---|

(54) КАНАТНА СИСТЕМА ЗАВАНТАЖЕННЯ СКЛАДСЬКОГО ПРИМІЩЕННЯ

(57) Реферат:

Канатна система завантаження складського приміщення виконана у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться ~~трикутноподібна~~ рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів. До ~~трикутноподібної~~ рамної конструкції, по її боках, за допомогою натяжних пружних механізмів кріпляться пари підтискних роликів, які контактують з нижньою стороною несучих канатів. Натяжні пружні механізми виконані у вигляді кронштейнів, в отворах яких шарнірно встановлені важелі, з протилежної сторони котрих закріплені шoki, між якими, в підшипникових опорах, розташовані пари підтискних роликів. До верхньої частини важелів кріпляться пружини розтягу, які з протилежної сторони встановлені в позаддовжніх кронштейнах з набором виконаних отворів, які закріплені по боках ~~трикутноподібної~~ рамної конструкції.

UA 143363 U

Корисна модель належить до галузі ~~технологічно~~-транспортних машин і може бути використана для переміщення вантажів та їх завантаження у складський приміщення.

Відомий канатний механізм завантаження складського приміщення, який виконаний у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої з кріпиться ~~технологічно~~ рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів (Патент України на корисну модель № 125377, В66G 7/08, В66G 25/00. Бюл. № 9, від 10.05.2018 р.). Аналог.

Недоліком такого канатного механізму є високі поведіркові коливання вантажу відносно пари роликів.

- 10 Також відомий канатний пристрій для завантаження складського приміщення, який виконаний у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться ~~технологічно~~ рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів, а до ~~технологічно~~ рамної конструкції, по її боках, кріпляться поперечні пластини, на яких розташовані пари регульованих
- 15 стрижнів з пружинами змінної жорсткості, що взаємодіють з кронштейнами, на яких встановлені роликів, котрі з іншої сторони закріплені на колісних планках, а також контактують з нижньою стороною несучих канатів (Патент України на корисну модель № 130575, В66G 7/00. Бюл. № 23, від 10.12.2018 р.). Найближчий аналог.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення конструкції канатної системи завантаження складського приміщення шляхом застосування двох пар роликів, які підтримані пружинами розтягу, які закріплені на важеліх і мають можливість регулювання сили їх натягу в широкому діапазоні, а також контактують з нижньою стороною несучих канатів, що дозволяє суттєво знизити поведіркові коливання вантажів та вибрати раціональні параметри та режими роботи канатної системи при завантаженні штучних вантажів у складський приміщення.

- 25 Поставлена задача вирішується тим, що в канатній системі завантаження складського приміщення, яка виконана у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться ~~технологічно~~ рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів, а до ~~технологічно~~ рамної конструкції, по її боках, за допомогою натяжних пружинних механізмів
- 30 кріпляться пари підтримуючих роликів, які контактують з нижньою стороною несучих канатів, згідно з корисною моделлю вводиться те, що натяжні пружинні механізми виконані у вигляді кронштейнів, в отворах яких шарнірно встановлені важелі, з протилежної сторони котрих закріплені шпильки, між якими, в підшипникових опорах, розташовані пари підтримуючих роликів, а до верхньої частини важелів кріпляться пружини розтягу, які з протилежної сторони встановлені в
- 35 поведіркових кронштейнах з набором виконаних отворів, які закріплені по боках ~~технологічно~~ рамної конструкції.

Канатна система завантаження складського приміщення зображена на Фіг. 1; Фіг. 2 - вигляд по А на Фіг. 1.

Канатна система завантаження складського приміщення, яка виконана у вигляді двох несучих канатів 1, на яких розташовані пари роликів 2, що встановлені на осі 3. До якої кріпиться ~~технологічно~~ рамна конструкція 4 з площадкою 5 для розміщення штучних вантажів 6, а також канат 7 регулювання швидкості руху штучних вантажів 6.

До ~~технологічно~~ рамної конструкції 4, по її боках, кріпляться натяжні пружинні механізми, що виконані у вигляді кронштейнів 8, в отворах яких шарнірно встановлені важелі 9.

- 45 З протилежної сторони важелів 9 закріплені шпильки 10, між якими, в підшипникових опорах, розташовані пари підтримуючих роликів 11. До верхньої частини важелів 9 кріпляться пружини розтягу 12, які з протилежної сторони встановлені в поведіркових кронштейнах 13 з набором виконаних отворів, які закріплені по боках ~~технологічно~~ рамної конструкції 4.

Принцип канатна система завантаження складського приміщення наступним чином.

- 50 В процесі переміщення вантажів пара роликів 2 обертається відносно похило розташованих несучих канатів 1. Швидкість переміщення вантажів 6 регулюється оператором, шляхом стримування або відпускання канату 7. При цьому можуть виникати поведіркові коливання ~~технологічно~~ рамної конструкції 4. Для уникнення такого негативного явища застосовано пари підтримуючих роликів 11, які контактують з нижньою стороною несучих канатів 1 і підтримані до них за допомогою важелів 9 пружинами розтягу 12, сила натягу яких забезпечується шляхом кріплення вільного кінця в різних отворах поведіркових кронштейнів 13.

Рознесення підтримуючих роликів 11 на значну відстань між парами роликів 2, а також забезпечення можливості різної сили підтримання несучих канатів 1 за допомогою пружин розтягу 12 можна досягнути мінімальних коливання штучних вантажів при їх завантаженні, а отже надійного виконання технологічного процесу.

60

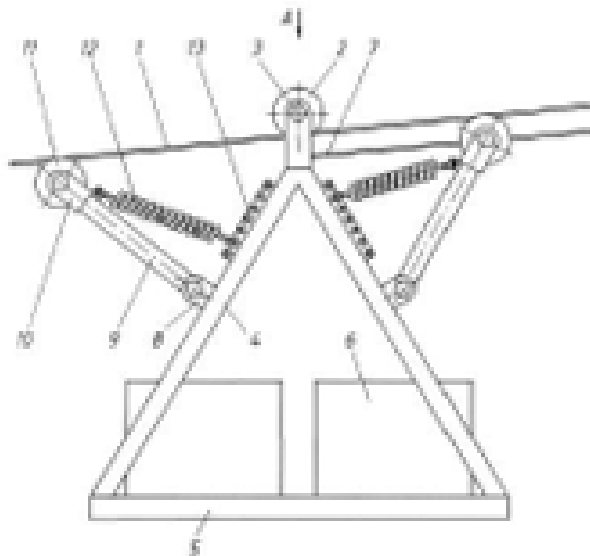
UA 143363 U

Процес транспортування штучних вантажів з мінімальними поведомними коливаннями забезпечується шляхом регулювання тиску підтисючих роликів 11 на нижню сторону несучих канатів 1 шляхом встановлення кінців пружин розтягу 12 у потрібних отворах поведомних кронштейнів 13.

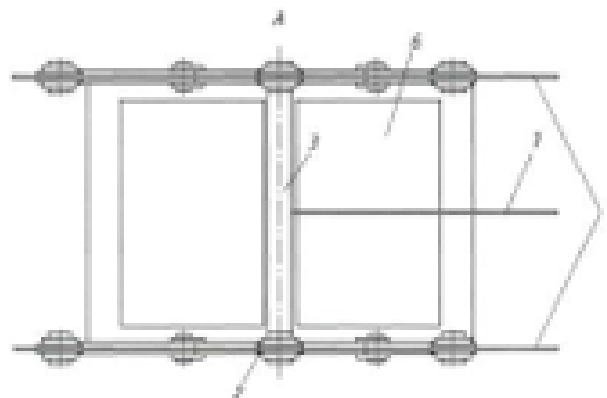
3

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- Канатна система завантаження складського приміщення, яка виконана у вигляді двох несучих канатів, на яких розташовані пари роликів, що встановлені на осі, до якої кріпиться
- 10 ~~трикутний~~ рамна конструкція з площадкою для розміщення штучних вантажів, а також канат регулювання швидкості руху вантажів, а до ~~трикутної~~ рамної конструкції, по її боках, за допомогою натяжних пружинних механізмів кріпляться пари підтисючих роликів, які контактують з нижньою стороною несучих канатів, які відрізняється тим, що натяжні пружинні механізми виконані у вигляді кронштейнів, в отворах яких шарнірно встановлені важелі, а
 - 13 протилежній стороні котрих закріплені шпори, між якими, в підшипникових опорах, розташовані пари підтисючих роликів, а до верхньої частини важелів кріпляться пружини розтягу, які з протилежної сторони встановлені в поведомних кронштейнах з набором виконаних отворів, які закріплені по боках ~~трикутної~~ рамної конструкції.



Фиг. 1



Фиг. 2

ДОДАТОК Г

Розрахунок канатної траси в MATHCAD

$$\rho := 2000$$

$$L := 10$$

$$T0 := 200$$

$$S := 0.010$$

$$d := 0.012$$

$$g := 9.8$$

$$S = 0.01$$

$$S := \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

$$a := \frac{T0}{\rho \cdot g \cdot S}$$

$$a = 90.224$$

$$a1 := 100$$

$$x11 := 0$$

$$x12 := 12$$

$$y12 := 1.25$$

$$y11 := 2.5$$

$$x01 := a1 \cdot \frac{(y11 - y12)}{x11 + x12} + \frac{x11 + x12}{2}$$

$$y01 := \frac{(y12 + y11)}{2} - \frac{(x12^2 + x11^2)}{4 \cdot a1} - \frac{x01^2}{2 \cdot a1} + \frac{x01 \cdot (x12 + x11)}{2 \cdot a1}$$

$$y01 = 1.152$$

$$y1(x) := \frac{(x - x01)^2}{2 \cdot a1} + y01$$

$$y1(5) = 1.804$$

$$a2 := 350$$

$$x21 := 0$$

$$x22 := 12$$

$$y22 := 1.25$$

$$y21 := 1.95$$

$$x02 := a2 \cdot \frac{(y21 - y22)}{x21 + x22} + \frac{x21 + x22}{2}$$

$$x02 = 26.417$$

$$y02 := \frac{(y22 + y21)}{2} - \frac{(x22^2 + x21^2)}{4 \cdot a2} - \frac{x02^2}{2 \cdot a2} + \frac{x02 \cdot (x22 + x21)}{2 \cdot a2}$$

$$y2(x) := \frac{(x - x02)^2}{2 \cdot a2} + y02$$

$$y2(x) := \frac{(x - x02)^2}{2 \cdot a2} + y02$$

$$y02 = 0.953$$

$$a := 350$$

$$x31 := 0$$

$$x32 := 12$$

$$y32 := 0.7$$

$$y31 := 2.5$$

$$y2(6) = 1.549$$

$$x03 := a \cdot \frac{(y31 - y32)}{x31 + x32} + \frac{x31 + x32}{2}$$

$$y03 := \frac{(y32 + y31)}{2} - \frac{(x32^2 + x31^2)}{4 \cdot a} - \frac{x03^2}{2 \cdot a} + \frac{x03 \cdot (x32 + x31)}{2 \cdot a}$$

$$y3(x) := \frac{(x - x03)^2}{2 \cdot a} + y03$$

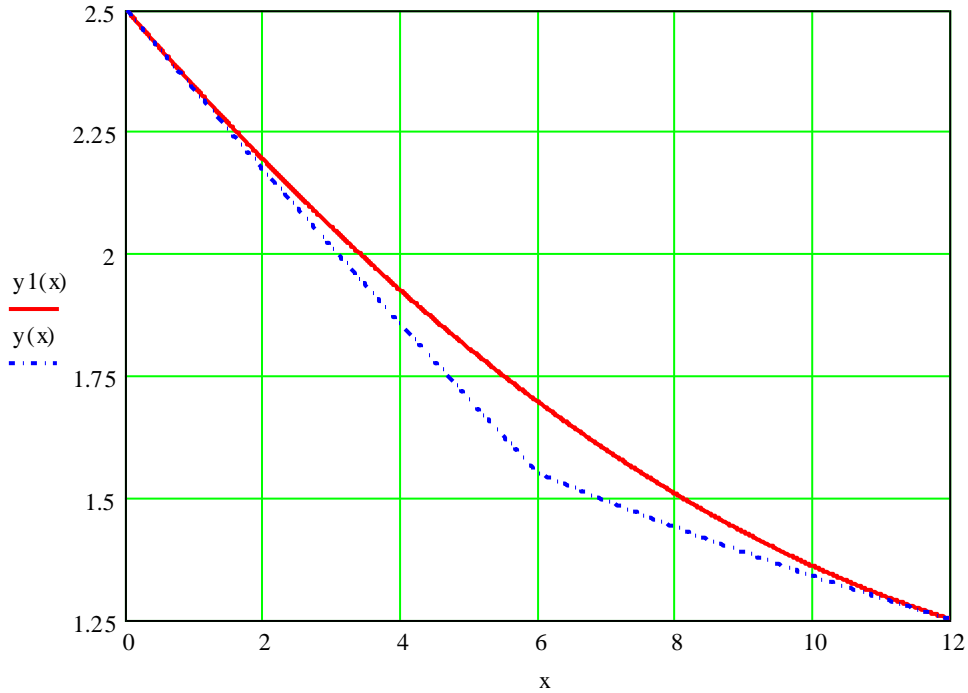
$$y3(6) = 1.549$$

$$y4(x) := \text{Maximize}(y2(x), y3(x))$$

$$y(x) := \text{if}(0 \leq x \leq 6, y3(x), \text{if}(6 \leq x \leq 12, y2(x), 0))$$

$$y0(x) := y1(x)$$

$$f(t) := \text{if}(0 \leq t \leq 0.5\pi, a \cdot t, \text{if}(0.5\pi \leq t \leq \pi, b \cdot \sin(k \cdot t), 0))$$



$$x11 := 0$$

$$x12 := 12$$

$$y11 := 2.5$$

$$y12 := 1.2$$

$$L := x12 - x11$$

$$ta := \left[\frac{(y12 - y11)}{x12 - x11} \right]$$

$$\beta := \text{atan}(ta)$$

$$\beta = -0.108$$

$$ta = -0.108$$

$$L := 12$$

$$ll := \frac{L}{\cos(\beta)}$$

$$b := 0.5$$

$$\beta1 := \text{asin}(ta)$$

$$\beta1 = -0.109$$

$$\varepsilon := 0.001$$

$$ll = 12.07$$

$$S1(x) := 0.25 \cdot ll^2 \cdot \sqrt{\left[\left[1 + (1-x)(1+\varepsilon) + x(1+\varepsilon) \right] \cdot \left[1 + (2x-1)(1+\varepsilon) \right] \cdot \left[1 + (1-2x)(1+\varepsilon) \right] \cdot \left[(1+\varepsilon) \cdot (1-x) + x(1+\varepsilon) \right] \right]}$$

$$S1(x) := 0.25 \cdot ll^2 \cdot \sqrt{\left[\left[1 + \left(1 - \frac{x}{ll}\right)(1+\varepsilon) + \frac{x}{ll}(1+\varepsilon) \right] \cdot \left[1 + \left(2 \frac{x}{ll} - 1\right)(1+\varepsilon) \right] \cdot \left[1 + \left(1 - 2 \frac{x}{ll}\right)(1+\varepsilon) \right] \cdot \left[(1+\varepsilon) \cdot \left(1 - \frac{x}{ll}\right) + \frac{x}{ll}(1+\varepsilon) \right] \right]}$$

$$f1(k) := 2 \cdot \frac{S1(k)}{L}$$

$$S2(x) := 0.25 \cdot \Pi^2 \cdot \sqrt{[(2 + \varepsilon) \cdot [1 + (2x - 1) \cdot (1 + \varepsilon)]] \cdot [1 + (1 - 2x) \cdot (1 + \varepsilon)] \cdot \varepsilon}$$

$$f1(x) := 2 \cdot \frac{S1(x)}{L}$$

$$S2(x) := 0.25 \cdot \Pi^2 \cdot \sqrt{\left[(2\varepsilon + \varepsilon^2) \cdot \left[1 - \left(2 \frac{x}{\Pi} - 1 \right)^2 \cdot (1 + \varepsilon)^2 \right] \right]}$$

$$\Delta1(x) := x \cdot \tan(\beta) - f1(x)$$

$$f2(k) := 2 \cdot \frac{S2(k)}{L}$$

$$\Pi = 12.07$$

$$lk := \Pi \cdot (1 + \varepsilon)$$

$$lk = 12.082$$

$$\varepsilon := 0.0025$$

$$f2(x) := 0.5 \cdot \frac{L}{\cos(\beta)} \cdot \sqrt{\left[(2\varepsilon + \varepsilon^2) \cdot \left[1 - \left(2 \frac{x}{\Pi} - 1 \right)^2 \cdot (1 + \varepsilon)^2 \right] \right]}$$

$$\Delta2(x) := x \tan(\beta) - f2(x)$$

$$\varepsilon := 0.005$$

$$\Pi = 12.07$$

$$lk := \Pi \cdot (1 + \varepsilon)$$

$$lk = 12.131$$

$$f3(x) := 0.5 \cdot \frac{L}{\cos(\beta)} \cdot \sqrt{\left[(2\varepsilon + \varepsilon^2) \cdot \left[1 - \left(2 \frac{x}{\Pi} - 1 \right)^2 \cdot (1 + \varepsilon)^2 \right] \right]}$$

$$\Delta3(x) := x \tan(\beta) - f3(x)$$

$$\varepsilon := 0.01$$

$$\Pi = 12.07$$

$$lk := \Pi \cdot (1 + \varepsilon)$$

$$lk = 12.191$$

$$f4(x) := 0.5 \cdot \frac{L}{\cos(\beta)} \cdot \sqrt{\left[(2\varepsilon + \varepsilon^2) \cdot \left[1 - \left(2 \frac{x}{\Pi} - 1 \right)^2 \cdot (1 + \varepsilon)^2 \right] \right]}$$

$$\Delta4(x) := x \tan(\beta) - f4(x)$$

$$\Pi = 12.07$$

$$lk := \Pi \cdot (1 + \varepsilon)$$

$$S2(x) := 0.25 \cdot \Pi^2 \cdot \sqrt{[(2 + \varepsilon) \cdot [1 + 2x \cdot (1 + \varepsilon)]] \cdot [1 - 2x \cdot (1 + \varepsilon)] \cdot \varepsilon}$$

$$f2(x) := 2 \cdot \frac{S2(x)}{L}$$

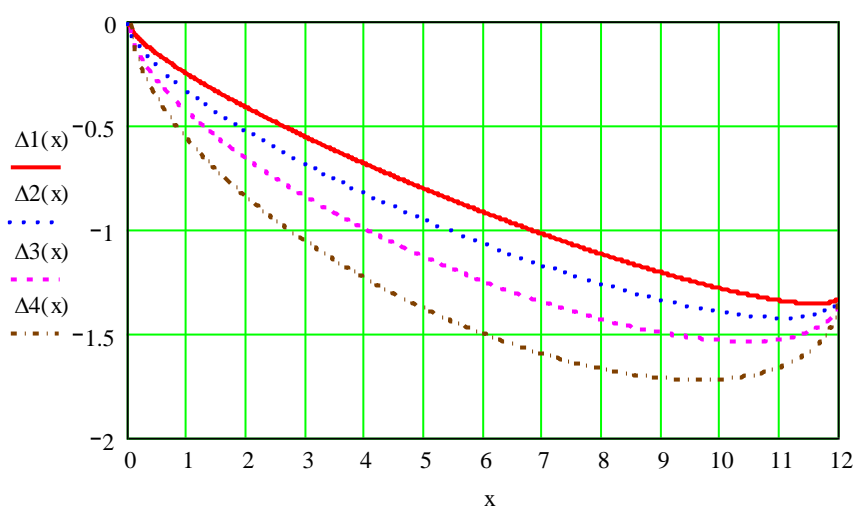
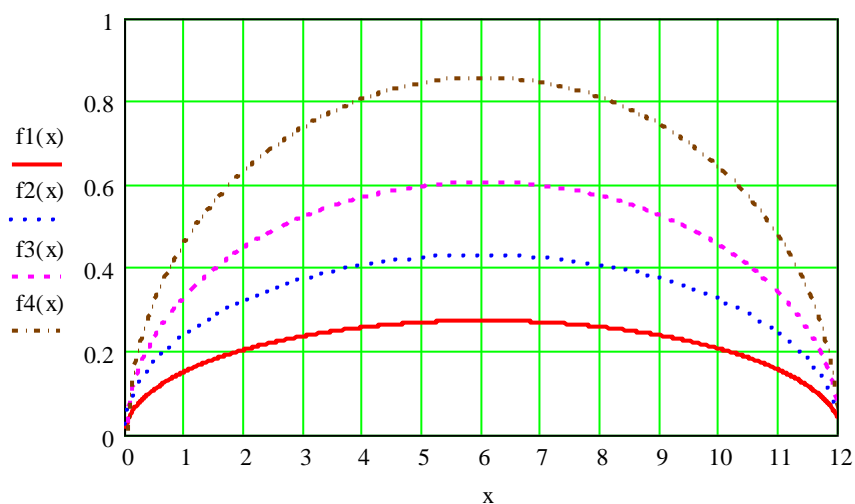
$$S2(x) := 0.25 \cdot \Pi^2 \cdot \sqrt{[(2 + \varepsilon) \cdot [1 - 4x^2 \cdot (1 + \varepsilon)^2]] \cdot \varepsilon}$$

$$\varepsilon := 0.001$$

$$m(x) := x \cdot (1 + \varepsilon) - \frac{\varepsilon \cdot (2 + \varepsilon) \Pi}{2}$$

$$\frac{m(10)}{\Pi} = 0.828$$

$$lk = 12.191$$



$$\varepsilon_2 := 0.0025$$

$$\varepsilon_1 := 0.001$$

$$m_2(x) := \left[\frac{x(1 + \varepsilon_2)}{\Pi} \right] - \left(\varepsilon_2 + \frac{\varepsilon_2^2}{2} \right)$$

$$m_1(x) := \left[\frac{x(1 + \varepsilon_1)}{\Pi} \right] - \left(\varepsilon_1 + \frac{\varepsilon_1^2}{2} \right)$$

$$m_1(6.006) = 0.497$$

$$\varepsilon_4 := 0.01$$

$$\beta\beta(x) := -\beta$$

$$\varepsilon_3 := 0.005$$

$$m_3(x) := \left[\frac{x(1 + \varepsilon_3)}{\Pi} \right] - \left(\varepsilon_3 + \frac{\varepsilon_3^2}{2} \right)$$

$$m_4(x) := \left[\frac{x(1 + \varepsilon_4)}{\Pi} \right] - \left(\varepsilon_4 + \frac{\varepsilon_4^2}{2} \right)$$

$$m_4(10) = 0.827$$

$$1 - m_4(10) = 0.173$$

$$m_4(6) = 0.492$$

$$1 - m_4(6) = 0.508$$

$$m_4(2) = 0.157$$

$$m_4(2) = 0.157$$

$$cz_1(x) := \Pi \cdot m_1(x) - x$$

$$cz_2(x) := \Pi \cdot m_2(x) - x$$

$$cz_3(x) := \Pi \cdot m_3(x) - x$$

$$cz4(x) := ll \cdot m4(x) - x$$

$$\beta11(x) := \arccos\left(\frac{ll \cdot m1(x)}{x}\right) - \operatorname{atan}(ta)$$

$$\beta12(x) := \arccos\left(\frac{ll \cdot m2(x)}{x}\right) - \operatorname{atan}(ta)$$

$$\beta13(x) := \arccos\left(\frac{ll \cdot m3(x)}{x}\right) - \operatorname{atan}(ta)$$

$$\beta14(x) := \arccos\left(\frac{ll \cdot m4(x)}{x}\right) - \operatorname{atan}(ta)$$

$$\beta21(x) := \arccos\left[\frac{ll \cdot (1 - m1(x))}{ll \cdot (1 + \varepsilon1) - x}\right] + \operatorname{atan}(ta)$$

$$\beta23(x) := \arccos\left[\frac{ll \cdot (1 - m3(x))}{ll \cdot (1 + \varepsilon3) - x}\right] + \operatorname{atan}(ta)$$

$$\beta22(x) := \arccos\left[\frac{ll \cdot (1 - m2(x))}{ll \cdot (1 + \varepsilon2) - x}\right] + \operatorname{atan}(ta)$$

$$\beta24(x) := \arccos\left[\frac{ll \cdot (1 - m4(x))}{ll \cdot (1 + \varepsilon4) - x}\right] + \operatorname{atan}(ta)$$

$$z1(x) := x - x \cdot \cos(\beta11(x))$$

$$z2(x) := x - x \cdot \cos(\beta12(x))$$

$$z3(x) := x - x \cdot \cos(\beta13(x))$$

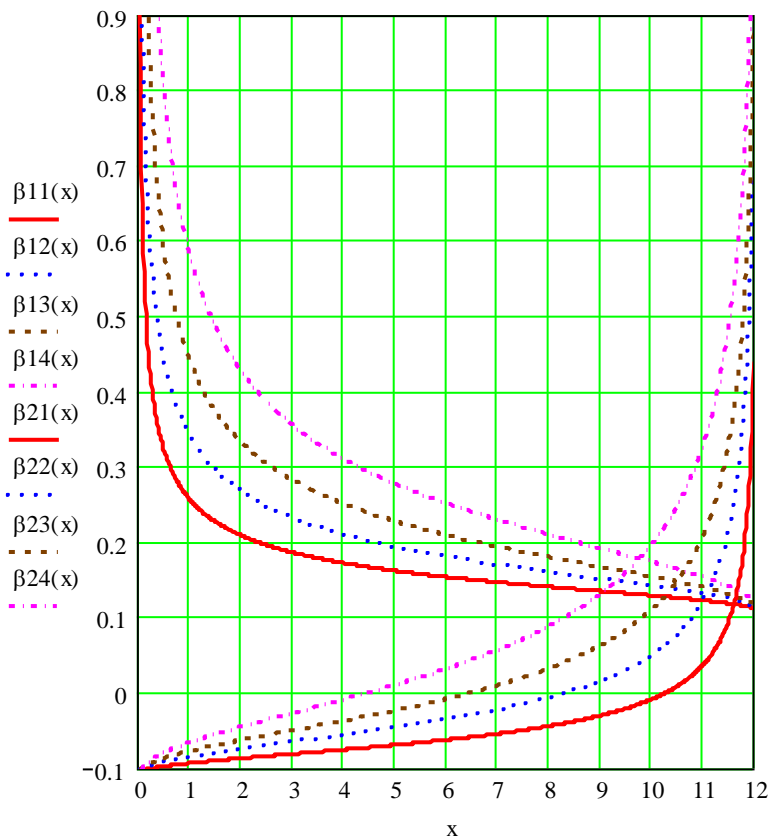
$$z4(x) := x - x \cdot \cos(\beta14(x))$$

$$\varepsilon1(x) := 1 - \cos(\beta11(x))$$

$$\varepsilon4(x) := 1 - \cos(\beta14(x))$$

$$\varepsilon2(x) := 1 - \cos(\beta12(x))$$

$$\varepsilon3(x) := 1 - \cos(\beta13(x))$$



$$\text{bet11}(x) := \beta11(x) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\text{bet12}(x) := \beta_{12}(x) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\text{bet13}(x) := \beta_{13}(x) \cdot \frac{180}{\pi}$$

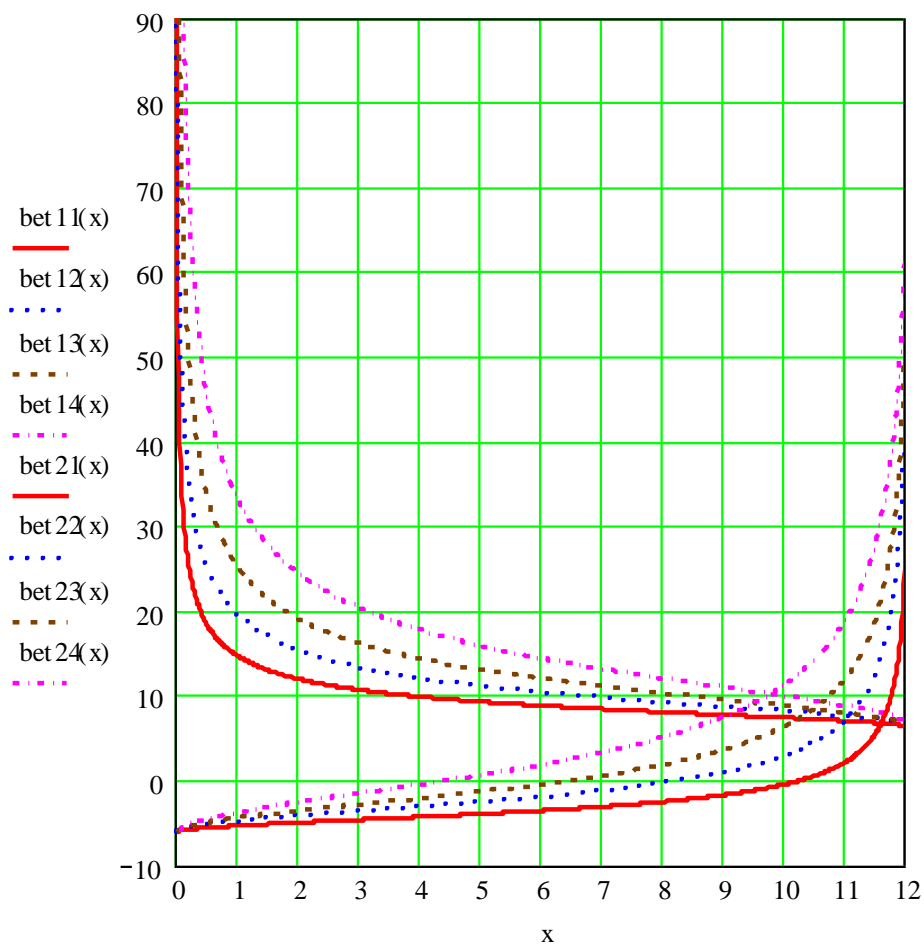
$$\text{bet14}(x) := \beta_{14}(x) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\text{bet21}(x) := \beta_{21}(x) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\text{bet22}(x) := \beta_{22}(x) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\text{bet23}(x) := \beta_{23}(x) \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\text{bet24}(x) := \beta_{24}(x) \cdot \frac{180}{\pi}$$

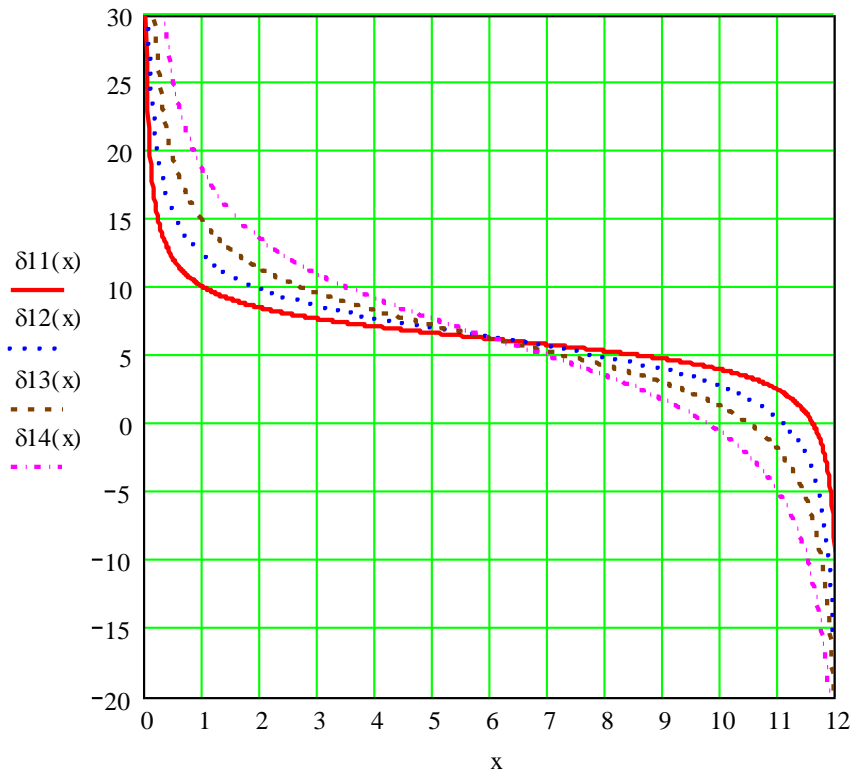


$$\delta_{11}(x) := (\beta_{11}(x) - \beta_{21}(x)) \cdot \frac{180}{2\pi}$$

$$\delta_{12}(x) := (\beta_{12}(x) - \beta_{22}(x)) \cdot \frac{180}{2\pi}$$

$$\delta_{13}(x) := (\beta_{13}(x) - \beta_{23}(x)) \cdot \frac{180}{2\pi}$$

$$\delta_{14}(x) := (\beta_{14}(x) - \beta_{24}(x)) \cdot \frac{180}{2\pi}$$



$G := 500$

$$T1(x) := \frac{G}{\sin\left[\frac{(\beta11(x) + \beta21(x))}{2}\right]} \cdot \cos\left[\frac{(\beta11(x) - \beta21(x))}{2}\right]$$

$$T2(x) := \frac{G}{\sin\left[\frac{(\beta12(x) + \beta22(x))}{2}\right]} \cdot \cos\left[\frac{(\beta12(x) - \beta22(x))}{2}\right]$$

$$T3(x) := \frac{G}{\sin\left[\frac{(\beta13(x) + \beta23(x))}{2}\right]} \cdot \cos\left[\frac{(\beta13(x) - \beta23(x))}{2}\right]$$

$$T4(x) := \frac{G}{\sin\left[\frac{(\beta14(x) + \beta24(x))}{2}\right]} \cdot \cos\left[\frac{(\beta14(x) - \beta24(x))}{2}\right]$$

$$\beta21(4) = -0.076$$

$$\beta11(4) = 0.171$$

$$T(x) := T2(x)$$

$$RAx(x) := T(x) \cdot \cos(\beta12(x))$$

$$RBx(x) := T(x) \cdot \cos(\beta22(x))$$

$$RAy(x) := T(x) \cdot \sin(\beta12(x))$$

$$RBy(x) := -T(x) \cdot \sin(\beta22(x))$$

