

УДК 621.086.065

DOI: 10.15276/pidtt.1.67.2022.04

Малашенко В. О., Сологуб Б. В., Данило Я. Я.

Національний університет "Львівська політехніка"

МОДЕЛЮВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТА ПРИНЦИПУ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПІДВІСНОЇ КАНАТНОЇ ДОРОГИ З ТЯГОВО-НЕСНИМ КАНАТОМ

Анотація: Запропонована схема універсального буксирувального пристрою і розроблена динамічна модель для розрахунку основних параметрів установки. Записані рівняння руху тягово-несного канату і механізму буксирування з врахуванням опору рухові та жорсткості окремих елементів підвісної канатної дороги. Розглянуті залежності для підрахунку монтажного і максимального натягу канату. Запропоновані практичні рекомендації для вибору основних параметрів підвісної канатної дороги.

Ключові слова: підвісна пасажирська канатна дорога, проміжна опора, динамічна модель, динамічні та максимальні навантаження, зусилля в канаті, контактні напруження.

Постановка проблеми

Існуючі буксирувальні пристрої розроблені лише для транспортування лижників взимку і не можуть бути використані для транспортування вантажів, що унеможливорює використання таких ефективних технічних засобів для виконання господарських робіт в інші періоди року.

Аналіз відомих досліджень і публікацій

Підвісні канатні дороги мають широке застосування, як транспортні засоби в регіонах з труднодоступним рельєфом (круті схили трас, місцевість, що перетинається водними потоками, балками, тощо), [1,2]. В залежності від використання та умов праці застосовуються різні види канатних доріг. В Європі кожного року проектується та впроваджується в різноманітних галузях господарства більше 200 типів нових канатних доріг [3]. Важливе місце займають в цьому канатні дороги із замкнутим рухомим тягово-несним канатом [1,4]. Такі дороги працюють як підйомники на гірськолижних трасах, а також для транспортування деревини та інших вантажів при освоєнні гірських лісів [1,5,6].

Важливим елементом канатної дороги, що визначає діапазон операцій, які вона може виконувати, є вантажопідіймальний пристрій для кріплення вантажів. Пристрої, що широко використовуються,

здебільшого служать для переміщення лижників вгору по трасі канатної дороги [7]. Існуючі буксирвальні складальні одиниці мають підвіску закріплену на тягово-несному канаті, буксирвальний канат із захоплювачем та пристрій для підтягування захоплювача.

Постановка задачі

Розроблений пристрій може бути використаний як для піднімання лижників так і різноманітних вантажів, що дає можливість проходити через проміжні опори і оптимально використовувати багатопробіжні дороги з тягово-несним канатом, як в зимовий так і в інші періоди року і значно покращувати ефективність процесу транспортування.

Основний матеріал

Схема запропонованого нового пристрою приведена на рис.1 [8]. Наявність у ньому каната 7, захоплювача для лижника 8 та корпусу підвіски для вантажу 3 з буксирним канатом 14 і гаком 15 створює можливість буксирувати лижників або вантажів в залежності від задачі, яку планує виконувати цей механізм. Нерухомий елемент 5 та спіральна пружина 6 жорстко з'єднані між собою і встановлені на осі 4. Це дає можливість під час відсутності вантажу, піднімати буксирвальний пристрій, переводячи його в неробоче положення. На осі 4 також посаджено корпус підвіски для вантажу 10, важіль 11, штангу 12, блок противаги 13, які шарнірно з'єднані між собою, при цьому блоки запасовані вантажопідіймальним канатом 14, один кінець якого кріпиться до підвіски вантажу 10, а другий - оснащений гаком 15. Блок противаги 13 через штангу 12 з'єднаний з підвіскою 10. При потребі переведення буксирвального канату 14 з неробочого в робоче положення, він разом з блоками 13, 9 та штангою 12 утворюють потрібний поліспаст.

У початковому положенні захоплювач 8 із спіральною пружиною 6 та підвіскою для вантажу 10 за допомогою блоку противаги 13 утримуються у вихідному положенні, як показано на рис.1 а.

При необхідності переміщення лижника до захоплювача 8 прикладається відповідне зусилля (тобто лижник чіпляється за нього). Долаючи опір пружини 6, канат здійснює складний рух, обертаючись навколо осі 4 та займає потрібне положення в залежності від рельєфу місцевості та росту лижника. Здійснивши переміщення до заданого місця лижник звільнюється від захоплювача, тобто знімає з нього навантаження, а захоплювач зусиллями пружини повертається у початкове положення. Для транспортування вантажу включається в роботу підвіска 10. Вантаж кріпиться канатом 14 та вантажним гаком 15. Після цього починає рухатися тягово-несний канат 1 з закріпленою на ньому підвіскою 2. За рахунок натягування канату 14 блок противаги 13 з штангою 12 піднімається і може впертися в корпус 10.

Тоді натяг в канаті 14 зрівнюється з вагою вантажу , або силою опору його переміщення і починається рух вантажу. При зупинці тягово-несного канату 1, вантаж відчіпляється знімаючи зусилля натягу в канаті 14. Останній за рахунок ваги блоку 13 та штанги 12 повертається в початкове положення, що дає можливість установці переходити до холостого режиму.

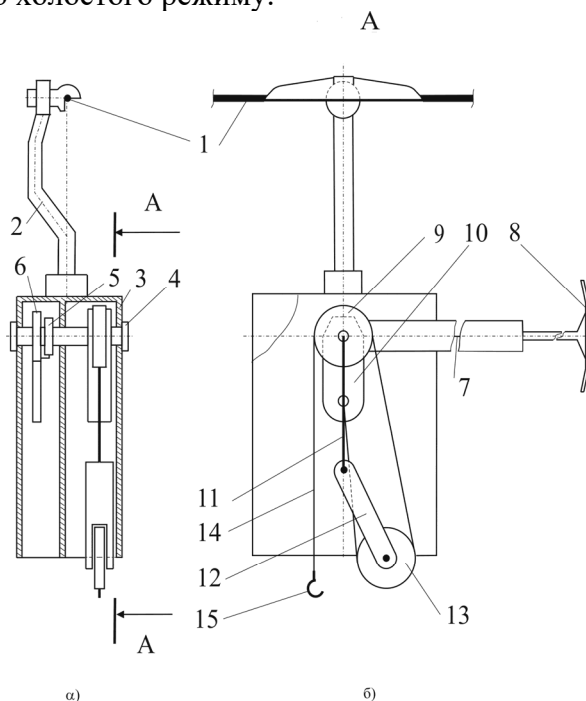


Рис.1. Схема універсального буксирувального пристрою: 1-тягово-несний канат; 2-буксирувальна підвіска; 3-корпус; 4-направляюча вісь; 5- нерухомий елемент; 6-спіральна пружина; 7-тяговий канат; 8-захоплювач лижника; 9 – основний блок; 10- підвіска для вантажу; 11-важіль; 12-штанга; 13-направляючий блок; 14-буксирувальний канат; 15-вантажний гак.

Під час роботи буксирувального механізму виникають не постійні навантаження, що передаються на тягово-несний канат. Зміни навантаження носить випадковий характер і залежить від ваги вантажу та рельєфу дороги, по якій він переміщується. Відповідно буде змінним натяг тягово-несного канату і навантаження в інших елементах канатної дороги. Особливістю такої установки є те, що характер руху тягово-несного канату і буксирної частини різні. Це може приводити до суттєвого підвищення динамічних навантажень, а в деяких випадках і до виникнення резонансу.

При аналізі динамічних характеристик та вибору оптимальних параметрів даної підвісної канатної дороги, необхідно створити її динамічну модель [9,10,11]. Для розробки динамічної моделі канатної дороги можна взяти за основу відомі загальні теорії систем, теорії

модельовання, автоматизованого проектування і конструювання машин та технічних комплексів [12,13].

Для створення математичної моделі підвісну канатну дорогу запропонуємо у вигляді розрахункової схеми (рис. 2).

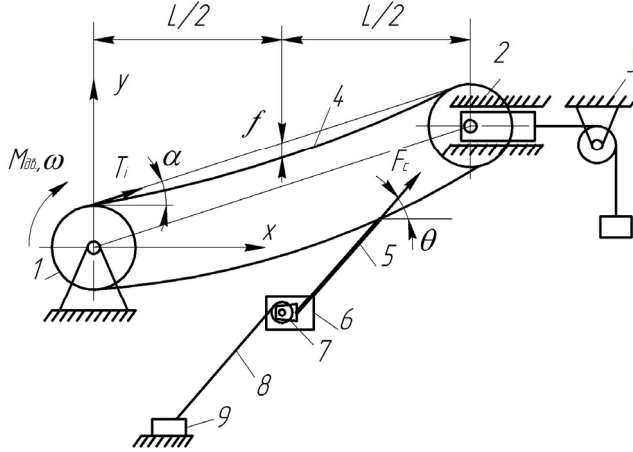


Рис.2. Розрахункова схема підвісної канатної дороги з рухомих тягово-несним канатом і бугельним навантажувальним пристроєм: 1-ведучий шків; 2-направляючий шків; 3-натяжна станція; 4-тягово-несний канат; 5-штанга буксирувальної підвіски; 6-корпус бугеля; 7-направляючий блок; 8-буксирувальний канат, 9- вантаж.

Під час роботи канатної дороги канат 4 має бути попередньо натягнутим, щоб забезпечити зчеплення з блоками 1 та 2. В процесі роботи тягово-несного канату на нього діє зусилля від буксирного пристрою, прикладене в точці С. Після натягування канату натяжною станцією 3 він фіксується і працює, як канат з жорстко закріпленими кінцями.

Монтажний натяг замкненого рухомого тягово - несеного канату визначається з умови, (1):

$$f = \frac{q \cdot l_i^2}{8 \cdot T_0} \leq (0,008 \dots 0,01) \cdot l_i, \quad (1)$$

де f - допустима стріла провисання канату;

l_i - відстань між опорами;

q - вага погонного метра канату;

T_0 - монтажний натяг.

Для спрощення залежність (1) можна записати у вигляді

$$T_0 = 12,5 \cdot q \cdot l_i \quad (2)$$

Для надійного зчеплення канату з канатоведучим шківом має бути забезпечена умова [14]:

$$\frac{T_{\max}}{T_0} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (3)$$

де T_{\max} - максимальний натяг робочої вітки канату;

T_0 - натяг холостої вітки канату (приймається рівний монтажному);

e - основа натурального логарифму (const: $e = 2,71828$);

μ - коефіцієнт тертя канату з шківом;

$\mu = 0,1$ - у не футерованих канавках;

$\mu = 0,16$ - у пластиковій футеровці;

$\mu = 0,3$ - у спеціальній футеровці, [15];

α - кут охоплення канатом канатоведучого шківа (рад), для такого типу установок приймають, $\alpha = \pi$ [1].

Для прийнятих умов максимальний натяг канату не повинен бути більшим певної заданої величини, яка дозволить забезпечити відповідне зчеплення канату з ведучим шківом і надійність роботи канатної дороги в цілому і задовольняти умові

$$T_{\max} \leq 12,5 \cdot q \cdot l_i \cdot e^{\mu\alpha}. \quad (4)$$

Поздовжню розтягуючу силу T_i , в довільному поперечному перерізі визначаємо за формулою:

$$T_i = E_k \cdot A_k \cdot \frac{\partial U_i}{\partial X_i}, \quad (5)$$

де E_k - модуль пружності канату;

A_k - площа металевого перерізу канату;

U_i - функція відносних поздовжніх переміщень канату.

При рівномірному русі канатної дороги відрізок рухомого канату повинен перебувати в рівновазі під дією зовнішніх сил (рис.2). Проектуючи діючі сили на координатні осі отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} -T_i \cdot \cos \alpha + dT_i \cdot \cos \alpha + F_c \cdot \cos \theta - (T_i - \gamma \cdot V^2) \cdot \sin \theta \cdot d\theta &= 0; \\ -T_i \cdot \sin \alpha + dT_i \cdot \sin \alpha + F_c \cdot \sin \theta + (T_i - \gamma \cdot V^2) \cdot \cos \theta \cdot d\theta &= \gamma \cdot g \cdot \frac{V}{\frac{d\theta}{dt}} \cdot d\theta, \end{aligned} \right\} (6)$$

де T_i - натяг канату в заданому перерізі;

γ - питома маса канату;

θ - кут нахилу штанги буксирувального пристрою;

α - кут нахилу хорди прогону установки відносно до горизонту;

g - прішвидшення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$);

F_c – зусилля, що утворюється штангою підвіски;

V – лінійна швидкість руху канату;

Для визначення похідної функції переміщення в рівнянні (5), необхідно прийняти наступні граничні умови:

$$\left. \begin{aligned} U_1(0) = U_2(l_2); U_1(l_1) = U_2(0); \\ E_k \cdot A_k = \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0}; \quad \frac{-F_c \cdot \sin \theta}{g} = \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} \Big|_{x_1=0}; \quad E_k \cdot A_k = \frac{\partial U_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де $l_1; l_2$ – відповідно довжина робочої і неробочої віток канату. Тоді функції переміщень будуть мати наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} U_1(x_1, t) = U_1(x_1) \cdot e^{\mu \cdot \alpha \cdot t}; \\ U_2(x_2, t) = U_2(x_2) \cdot e^{\mu \cdot \alpha \cdot t}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Для розрахунку зусилля F_c розглянемо роботу бугельного пристрою. Зусилля F_c має подолати опір рухові вантажу, що рухається по поверхні землі, вагу бугеля, та сил інерції, що виникають при намотуванні та змотуванні буксирувального канату.

Рівняння руху буксирувального механізму запишемо в наступному вигляді:

$$m \cdot \ddot{x} = F - W, \quad (9)$$

де m - приведена до поступального руху маса системи;

F – приводне зусилля;

W – сила опору рухові канатної дороги.

У нашому випадку:

$$m = m_B + m_B, \quad (10)$$

де m_B - маса вантажу, що транспортується;

m_B - маса буксирувального пристрою;

$$F = F_c; \quad (11)$$

$$W = m \cdot g \cdot f_{on} + c_1 \cdot l_{uu} + c_2(l_{\kappa_1} - l_{\kappa_2}) - \frac{2}{D} \left[I_1 \cdot \omega_1 + \nu \cdot (\omega_1 - \omega_2) \right], \quad (12)$$

де f_{on} – коефіцієнт опору рухові вантажу по ґрунті;

l_{uu} - довжина штанги буксирувальної підвіски;

$l_{\kappa_1}; l_{\kappa_2}$ - довжина буксирувального канату, відповідно до змотування і після змотування;

D - діаметр направляючого блоку буксирувального пристрою;

I_1 - момент інерції блоку;

$\omega_1; \omega_2$ - початкова та кінцева швидкості руху блоку;

$c_1; c_2$ - жорсткості штанги і канату ;

V - крутильна жорсткість направляючого блоку.

При виборі параметрів буксирувального пристрою рівняння (9) можна записати у вигляді системи двох рівнянь, ввівши позначення

$$\begin{aligned} x &= x_1; \quad \frac{F - W}{m} = u : \\ \dot{x}_1 &= x_2; \\ \dot{x}_2 &= u. \end{aligned} \quad (13)$$

Тоді рух динамічної системи можна записати рівняннями, які задовільняють наступним крайовим умовам:

$$\left. \begin{aligned} x_1(0) &= S_0; x_2(0) = V_0; U(0) = U_0; \\ x_1(F_c) &= x_2(F_c) = U(F_c) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де $S_0; V_0$ – відповідно нульові значення положення вантажу і швидкості його руху .

Для запису перехідних процесів в динамічній системі потрібно зробити заміну змінних.

де:

$$\left. \begin{aligned} x_1^1 &= x_1 - S_0 \\ x_2^1 &= x_2 - V_0 \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

нові змінні x_1^1 і x_2^1 описують розбіг динамічної системи, а величини S_0 і V_0 відповідно переміщення і швидкості в кінці розбігу.

Якщо:

$$\left. \begin{aligned} x_1^{II} &= x_1 - S_k \\ x_2^{II} &= x_2 \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

Тоді змінні x_1^{II} і x_2^{II} описують загальмовану систему, а S_k – визначає переміщення системи в кінці гальмування.

Спільний розв'язок рівнянь (5); (6); (9) з врахуванням граничних умов (7); (14); (15); (16) і врахувуючи обмеження

(4) дозволить нам визначити натяг тягово-несного канату і основні параметри буксирувального вузла.

Задачу можна розв'язати при допомозі прикладної програми «Mathematica for Windows».

Розв'язування системи виконуємо числовим методом Рунге-Кутта за формулами Дормана і Прінса з автоматичним керуванням довжинного кроку інтегрування.

Для прикладу наведемо графіки залежності кутової швидкості буксирувального канату від зусилля буксирування (рис.3). Із графіків видно характер зміни кутової швидкості і зусилля в процесі розгону установки. Графіки побудовано для випадку $m_B = 120$ кг; $m_b = 20$ кг; $f_{on} = 0,15$; $l_i = 220$ м; $V_K = 25 \frac{M}{C}$ - лінійна швидкість руху канату; інші характеристики буксирувального пристрою прийнято згідно рекомендацій наведених в роботі [1].

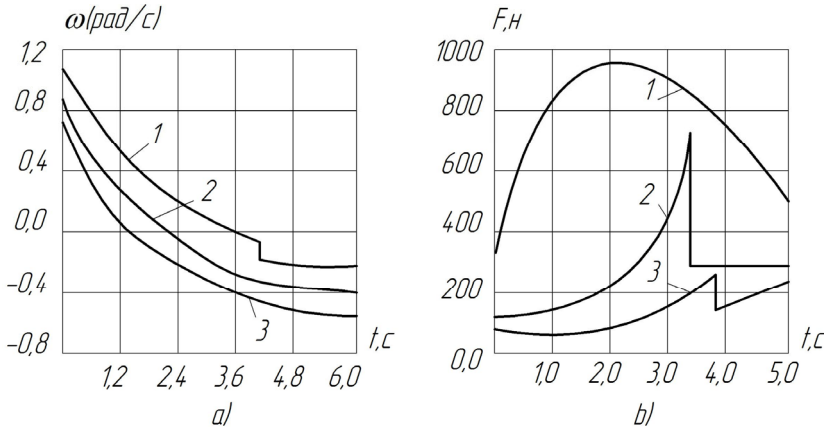


Рис. 3. Графіки зміни параметрів буксирувального пристрою : (1- $v=0,01$ н/м; 2 - $v=0,1$ н/м; 3 - $v=2$ н/м); а) кутової швидкості буксирувального канату; б) зусилля буксирування.

На графіках (рис. 3) видно три характерні точки перелому функцій: точка початку намотування буксирувального канату, точка початку руху вантажу і точка закінчення розмотування канату. При малому значенні жорсткості $v=0,01$ н/м швидкість об'єкту не досягає необхідної величини до кінця розмотування і в кінці об'єкт отримує велике миттєве прискорення. При занадто великій жорсткості $v=2$ н/м в системі виникають значні динамічні навантаження.

На основі кількісного аналізу результатів досліджень встановлено, що при масі вантажу $m_g = 100$ кг жорсткість пружини намотувального пристрою повинна становити $v=0,087 \div 0,088$ н/м. При вантажопідймальності 200 кг, $v=0,185 \div 0,186$ н/м. Максимальне зусилля буксирування при масі 200 кг становить 246 Н, а максимальний момент сил інерції обертових частин буксирувального пристрою дорівнює 0,34 Нм.

Висновки:

Аналіз роботи отриманих результатів дозволить обґрунтувати їхні раціональні параметри і вибрати оптимальні режими роботи при проектуванні та експлуатації доріг з рухомим тягово – несним канатом, що має суттєве значення для розвитку пристроїв для канатного транспортування людей та вантажів.

Список використаної літератури

1. Беркман М. Б.,и др. Подвесные канатные дороги. –М.: Машиностроение 1984. -264с.
2. Адамовський М. Г., Мартинців М.П. Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотранспортні системи .-К.: ІЗМН. 1997. -156 с.
3. Funklaufwagen TST.[http: www.tst – seilkran.at/25001.htm.](http://www.tst-seilkran.at/25001.htm)-22.09.2009.3 Muhxel K. Landwirtschaftliche Transports und Fordertechnik. – Berlin:VEB Verlag Technik, - 1974.-327s.
4. Heinimann H.R. Seilkrantchnik. Grundzüge; Unterlagen zur Vorklesung. – Zürich; Eidgenös-
5. Занегин Л. И.,Шаболин А.Н., Мацкевич К.Н. Мобильные короткодистанционные канатные установки. Экспресс информация ..- М.: ВНИПИЭИ леспрм.1984.-25с.
6. Буксировочное устройство для лыжников на канатных дорогах // Авторское свидетельство СССР, №= 567628;,Б. Л. Виленский , Н. М. Насыров . Заявка № = 235974/05.08.77. Бюллетень №=29.
7. Буксировочное устройство канатной дороги // Авторское свидетельство СССР, № = 1220985;/В. С. Павлов. Заявка №=4283994/ 27 -11. Оpubл.15.07.89. Бюллетень № =26.
8. Пат.№31986 Україна. Буксирувальний пристрій канатної дороги Б.В. Сологуб. Оpubл. 2008р. Бюл. № 8.
9. Лавицький А.С; Іщук В. В. Математична модель системи « канат –буксирувальний пристрій – буксирувальний вантаж» . Матеріали міжнародної конференції « Лісотехнічна освіта і наука на рубежі ХХІ століття: сучасний стан , проблеми і перспективи розвитку ». –Львів: Укр ДЛТУ. -1995. –с.58-59 .
10. Мартинців М.П., Сологуб Б.В. Матіішин М. В.Динаміка та надійність підвісних канатних систем .- Львів: Видавництво Львівської політехніки .- 2011.- 188 с.
11. Месарович М.,Такахара Я. Общая теория систем. Математические основы.- М.: Мир, 1978. – 311 с.
12. Кузьмин Н.В. Основы моделирования сложных систем.-К.: Вища школа, 1981. -359 с
13. Энтин Г. Я. Распределение усилий в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы // Функциональный привод гибкого тягового органа. М.: Машгиз,1963.-86 с.

14. Иванченко Ф. К. Расчёты грузоподъёмных и транспортных машин – К.: Вища школа, 1975.- 574 с.

MODELING OF STRUCTURAL FEATURES AND THE PRINCIPLE OF FUNCTIONING OF THE SUSPENDED CABLE ROAD WITH A TRACTION ROPE

Malashchenko V.O., Solohub B.V., Danylo Ya.Ya.
Lviv Polytechnic National University

Abstract: *The scheme of the universal towing device is offered and the dynamic model for calculation of the basic parameters of installation is developed. The equations of motion of the traction rope and the towing mechanism are recorded, taking into account the resistance to motion and stiffness of individual elements of the cableway. Dependences for calculation of assembly and maximum tension of a rope are considered. Practical recommendations for choosing the main parameters of the cable car are offered.*

Keywords: *suspended passenger cableway, intermediate support, dynamic model, dynamic and maximum loads, forces in the rope, contact stresses.*