

Б. В. Сологуб, Я. Я. Данило, Р. Я. Предко
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра деталей машин

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ВИНИКАЮТЬ ПІД ЧАС РУХУ КАРЕТКИ У ЗОНІ ОПОРНОГО БАШМАКА ПІДВІСНОЇ КАНАТНОЇ УСТАНОВКИ

© Сологуб Б. В., Данило Я. Я., Предко Р. Я., 2016

Розглянуто підвісну канатну установку як складну технічну систему. Досліджено роботу вантажної каретки у зоні опорного башмака. Проведено розрахунок зусиль у несівному канаті залежно від роботи інших елементів установки. Враховано значні коливання канатів, що сприяють виникненню додаткових динамічних зусиль, які необхідно враховувати під час розрахунків на міцність і довговічність. Запропонована динамічна модель для розрахунку зусиль, що виникають під час руху каретки підвісної канатної установки у зоні опорного башмака. Наведено рівняння руху тягово-несівного каната, отримані значення зусиль та побудовані графіки зміни нормального зусилля, залежно від тиску каретки на несівний канат. Наведені приклади підвищення довговічності несівного каната за допомогою правильного вибору основних параметрів опорного башмака і режимів роботи установки, а також графіки зміни нормального зусилля залежно від тиску каретки на несівний канат у зоні опорного башмака. Розроблені практичні рекомендації для вибору основних параметрів підвісної канатної установки.

Ключові слова: підвісна канатна установка, каретка, опорний башмак, динамічні навантаження, математична модель.

Suspended cable installation as a complex technical system has been considered. The research on the area of supporting shoe of the suspended cable operation has been done. Values of forces appearing in the bearing rope depending on the other elements of installation have been calculated. Significant shaking of the cables causing additional dynamic forces has to be considered while calculating the strength and durability of installation. The dynamic model of forces calculation generated during the motion of the carriage of suspended cable installation in the area of the supporting shoe has been offered. The equations of motion of pulling an bearing rope has been illustrated, the values of forces and the graphs of changes in normal force have been given depending on the pressure of the carriage on the bearing rope. The examples of increasing durability and longevity of bearing rope through the correct choice of main parameters of supporting shoe and the mode of installation as well as graphics of changes of standard forces depending on the pressure of carriage on bearing rope in the area of supporting shoe have been given. Practical advice on choosing the basic parameters of suspended cable installation has been worked out.

Key words: suspended cable installation, carriage, supporting shoe, dynamic load, mathematical model.

Вступ. Підвісна канатна установка є складною технічною системою, тому для розрахунку несучого каната необхідно розглянути роботу інших елементів (вантажна каретка, привід, тягово-вантажопідіймальний канат) та їхній взаємний вплив. Вантажні каретки підвісних систем

рухаються зі швидкістю до 7 м/с. Крім того, під час підймання вантажу спостерігаються значні коливання канатів, що сприяє виникненню додаткових динамічних зусиль, які необхідно враховувати, коли ведуться розрахунки на міцність та довговічність. Динаміку вантажо-підймальних канатів розглядають роботи багатьох учених. Зусилля у тягових і вантажо-підймальних канатах створюються за рахунок їх намотування на барабани лебідки і визначаються характером її роботи. Для дослідження зміни зусиль механізми приводів канатних установок можна подати у вигляді одно-, дво- і багатомасових систем, які з'єднані між собою певними пружними елементами. На роботу несучого каната дуже впливає опір рухові вантажної каретки. Зусилля опору рухові вантажної каретки зумовлює зміну натягу тягового каната і, відповідно, несучого, а також зміну навантажень на барабани приводу канатної установки.

Канат деформується перед першим колесом, а у разі підходу іншого колеса він не встигає повернутися у попереднє положення, тому наступні колеса сприймають менший опір. Це і пояснює причину надмірного зношення ободу переднього колеса вантажної каретки. Знаючи характер роботи окремих елементів, можемо дослідити роботу канатної установки як складної системи і основного її елемента – несучого каната.

Постановка завдання. Підвищити довговічність несучого каната, який є основним елементом установки, і, отже, забезпечити її ефективне використання загалом можна правильним вибором основних параметрів опорного башмака і режимів роботи. З цією метою необхідно вивчити характер руху вантажної каретки, визначити зусилля, що виникають в основних елементах, та їх деформації [2, 4, 6, 10, 12–14].

Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо розрахункову схему, зображену на рис. 1.

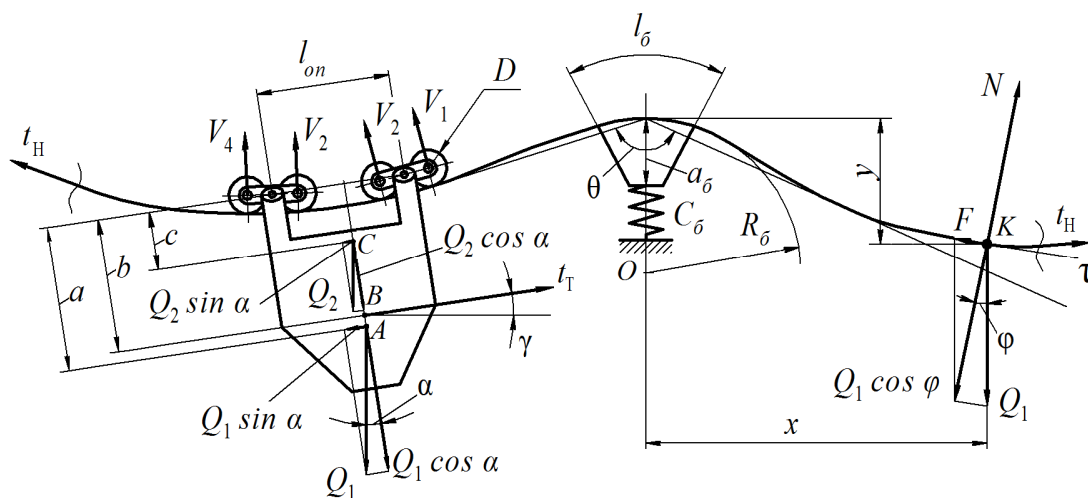


Рис. 1. Розрахункова схема роботи вантажної каретки у зоні опорного башмака:
1 – опорний башмак; 2 – несучий канат; 3 – вантажна каретка

Вантажна каретка рухається канатом, який, своєю чергою, здійснює поперечні коливання. Під час вивчення коливань несучого каната можемо скористатися рівнянням осі прогину каната, яке записується у такому вигляді [5]:

$$H \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{q}{\cos \alpha}, \quad (1)$$

де q – вага погонного метра каната; H – горизонтальна складова натягу несучого каната; α – кут нахилу хорди прольоту до горизонту.

Рівняння для вільних коливань каната можна записати у такому вигляді:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(H \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = \frac{m_k}{\cos a} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (2)$$

де m_k – маса погонного метра каната: $m_k = \frac{q}{g}$, $g = 9,81$ м/с².

У разі підходу до башмака проміжної опори для визначення горизонтальної складової H необхідно розглянути зусилля, що діють на вантажну каретку і канат [1, 8]. Розглянувши рівновагу сил, що діють на систему несучий канат – вантажна каретка – башмак проміжної опори (рис. 1), можемо записати:

$$H = t_n \cdot \cos a; \quad (3)$$

$$t_n = t_0 + \frac{\sum_{i=1}^m V_i}{2 \cdot \sin a}, \quad (4)$$

де t_n – натяг несучого каната; a – кут підходу вантажної каретки до башмака; t_0 – монтажний натяг несучого каната; m – кількість коліс вантажної каретки; V_i – навантаження на i -те колесо каретки ($i = 1 \dots m$).

Монтажний натяг каната t_0 можемо визначити, скориставшись методами, наведеними у [1, 3, 7–9], що є окремою математичною задачею. Величина t_0 залежить від схеми канатної установки, її геометричних параметрів та зведеної жорсткої системи несучий канат – опори [1, 8].

Навантаження на колесо каретки V_i можна визначити із залежності [8]:

$$V_i = k_{e_i} \cdot \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_T)}{m} \left[\cos a \pm \frac{(b+c)}{l_{on}} \cdot \sin a \right] \pm \frac{t_T \cdot a}{2l_{on}}, \quad (5)$$

де k_{e_i} – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між колесами [8]; Q_1, Q_2, Q_T – відповідно вага вантажу, вага каретки і вертикальна складова натягу тягового каната; t_T – натяг тягового каната; a, b, c, l_{on} – геометричні параметри каретки (рис. 1).

Для отримання розв'язку рівняння (2) необхідно врахувати умови закріплення несучого каната і податливість опор, а розв'язок рівняння записати у такому вигляді:

$$y = \sum_{i=1}^{\infty} X_i (A_i \cdot \cos p_i \cdot t + B_i \cdot \sin p_i \cdot t) = \sum_{i=1}^{\infty} X_i \cdot Y_i, \quad (6)$$

де X_i – функція, що визначає форму кривої, за якою прогинається канат під час коливань [105];

p_i – частота коливань каната $p_i = \frac{i \cdot p \cdot a_H}{l}$; a_H – параметр несучого каната $a_H = \sqrt{\frac{H \cdot \cos a}{m_k}}$;

l – довжина прольоту каната.

Для отримання коефіцієнтів A_i та B_i необхідно задати початковий прогин каната і початкове значення швидкості, тобто

$$(y)_{t=0} = f(x); \quad \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)_{t=0} = f_1(x). \quad (7)$$

Відповідно

$$\begin{aligned} f(x) &= \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cdot \sin \frac{i \cdot p \cdot x}{l}; \\ f_1(x) &= \sum_{i=1}^{\infty} B_i \cdot p_i \cdot \sin \frac{i \cdot p \cdot x}{l}. \end{aligned} \quad (8)$$

Вважатимемо, що у зоні опорного башмака каретка рухається по кривій лінії, рівняння якої можна подати у такому вигляді:

$$y_1 = a_{\delta} \cdot \sin \frac{p \cdot x}{l_{\delta}}, \quad (9)$$

де a_{δ} – максимальний параметр кривої башмака; l_{δ} – довжина поверхні башмака.

Припустимо, що вантаж рухається з постійною швидкістю v , здійснюючи вертикальні коливання. Квадрат циклічної частоти цих коливань $K^2 = \frac{q}{d_{cm}}$ (де d_{cm} – статичний прогин каната у зоні башмака).

Підставивши у рівняння (9) $x = v \cdot t$, отримаємо рівняння вільних коливань вантажу:

$$y_1 = a_{\delta} \cdot \sin \frac{p \cdot v \cdot t}{l_{\delta}}. \quad (10)$$

Для вимушених коливань під час гармонійного коливання $a_{\delta} \cdot \sin \frac{p \cdot v \cdot t}{l_{\delta}}$ безпосередня дія сили збурення, дорівнюватиме

$$F_{z\delta} = K^2 \cdot m \cdot a_{\delta} \cdot \sin \frac{p \cdot v \cdot t}{l_{\delta}}, \quad (11)$$

де K – частота вільних коливань; m – маса вантажу.

Тоді вимушені коливання вантажу можна описати таким рівнянням:

$$y^* = a_{\delta} \left(\frac{1}{1 - \frac{p^2}{K^2}} \right) \sin pt, \quad (12)$$

де p – циклічна частота вимушених коливань.

Амплітуду вимушених коливань можна визначити із залежності

$$A = \left| \frac{a_{\delta}}{1 - \frac{p^2}{K^2}} \right| = \left| \frac{a_{\delta}}{1 - \frac{p^2 \cdot v^2 \cdot d_{cm}}{l_{\delta}^2 \cdot g}} \right|, \quad (13)$$

де $p = \frac{p \cdot v}{l_{\delta}}$.

У разі швидкості каретки $v = \frac{l_{\delta}}{p} \sqrt{\frac{g}{d_{cm}}}$ у системі виникне явище резонансу. У такому разі

$A \rightarrow \infty$ і амплітуда $A \rightarrow \infty$.

З аналізу наведених залежностей бачимо, що якщо швидкість v збільшувати у 2, 3, 4 рази, то амплітуда вимушених коливань становитиме, відповідно $\frac{1}{3}$; $\frac{1}{8}$; $\frac{1}{15}$, від амплітуди вільних коливань, а якщо швидкість зменшувати, то амплітуда вимушених коливань приймає значення, більші від амплітуди вільних коливань. Отже, у разі підходу каретки до опорного башмака і його проходження швидкість її руху не можна зменшувати, бо це може спричинити виникнення резонансу.

Після проходження кареткою башмака спочатку вона продовжує рух за траскторією башмака, тому тиск на канат є мінімальним. За подальшого руху під дією сили тяжіння каретка у точці K

(рис. 1) здійснює максимальний тиск на канат, зумовлюючи у ньому виникнення додаткового напруження, що призводить до його інтенсивного зношування.

Для встановлення залежності величини тиску від швидкості руху та зовнішнього навантаження подамо рівняння руху каретки після проходження башмака у вигляді системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 y}{dt^2} &= Q \cdot \cos j \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} &= Q \cdot \cos j - F \cdot \cos j \end{aligned} \right\}, \quad (14)$$

де m – маса вантажу; Q – вага вантажу; F – зусилля опору рухові вантажної каретки.

За статичної дії навантаження

$$F = Q \cdot \cos j \cdot f_0,$$

де f_0 – коефіцієнт опору рухові каретки по несучому канаті [8].

Тоді нормальна складова

$$N = \frac{F}{f_0}.$$

У системі натуральних координат, за яких $r = r(j)$, де r – радіус кривизни каната, $r = \frac{a_H}{\cos^2 j}$; j – кут відліку.

Для визначення r з врахуванням коливань несучого каната можна скористатися залежністю (3). Тоді диференціальні рівняння руху вантажу можна записати у такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \pm m \frac{dn^2}{r} &= N - Q \cdot \cos j \\ \pm m \frac{dn^2}{dt} &= -F + Q \cdot \sin j \end{aligned} \right\}. \quad (15)$$

З другого рівняння:

$$N = \pm m \frac{v^2}{r} + Q \cdot \cos j. \quad (16)$$

Для запобігання відриву каретки від несучого каната необхідно забезпечити умову $N > 0$, тобто:

$$m \frac{v^2}{r} < Q \cdot \cos j. \quad (17)$$

Звідси

$$v < \sqrt{\frac{Q \cdot r \cdot \cos j}{m}}. \quad (18)$$

Для встановлення характеру зміни зусилля N , з яким канат діє на вантажну каретку, рівняння руху подамо у такому вигляді:

$$m \frac{dv}{dt} = -N + Q \cdot \sin j. \quad (19)$$

Введемо заміни:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dx} \cdot \frac{dx}{dt}; \quad \sin j = \frac{x}{a_H},$$

де x – величина шляху, який пройшла каретка від башмака.

Підставивши значення $\frac{dx}{dt} = v$ у рівняння (19), одержимо:

$$m \cdot \frac{dv}{dx} = -N + Q \cdot \frac{x}{a_H} \quad (20)$$

Інтегруючи рівняння (20), одержимо

$$m \int_{v_0}^v u \frac{dv}{de} = \int_0^x \left(-N + Q \cdot \frac{x}{a_H} \right) dx \quad (21)$$

або

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = -N \cdot x + \frac{Q \cdot x^2}{2a_H}.$$

Звідси

$$N = \frac{1}{2x} \left[\frac{Q \cdot x^2}{a_H} - m(v^2 - v_0^2) \right]. \quad (22)$$

Із залежності (22) можна встановити зміну тиску каретки на несучий канат після того, як вона пройшла башмак.

На прикладі покажемо характер зміни зусилля N після того, як каретка пройшла башмак, залежно від швидкості її руху (рис. 2).

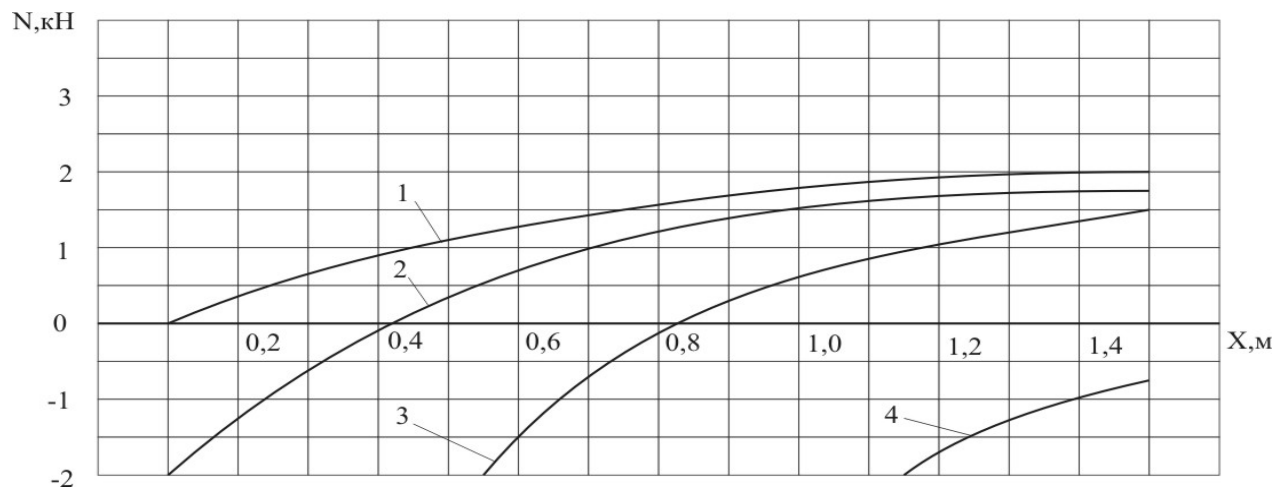


Рис. 2. Графіки зміни нормального зусилля залежно від тиску каретки на несучий канат у зоні опорного башмака:

1 – за $v = 1$ м/с; 2 – за $v = 2$ м/с; 3 – за $v = 5$ м/с; 4 – за $v = 7$ м/с

Графіки побудовано для випадку: несучий канат – ГОСТ 2688; $d_k = 25,5$ мм; $s_{ep} = 176$ МПа; довжина прольоту – $L = 200$ м; радіус кривизни башмака – $R = 1000$ мм; запас міцності несучого каната – $n = 2,0$; $Q_1 = 32$ кН; $Q_2 = 2$ кН; $v_0 = 0$ – кут нахилу хорди прольоту несучого каната до горизонту $\alpha = 30^\circ$. Інші дані взято згідно з рекомендаціями [1] для установки ЛЛІ-26А.

Висновки. Знаючи зусилля N , за відомою методикою [11, 15] можемо визначити напруження, що виникають у канаті у зоні опорного башмака і встановити його довговічність. Із графіків бачимо, що навіть за швидкості руху каретки $v = 2$ м/с на відстані $X = 0,2$ м виникає зусилля N від'ємне, тобто у цій зоні каретка не торкається каната, а є з ним у контакті на відстані

$X = 0,4$ м. Отже, у зоні опорного башмака необхідно обмежувати швидкість руху до $v=1$ м/с, а профіль башмака повинен бути максимально наближеним до кривої провисання несучого каната.

1. Адамовський М. Г., Мартинців М. П., Бадера І. С. Підвісні канатні лісотransпортної системи. – К.: ІЗМН, 1997. – 156 с. 2. Адамовський М. Г., Матвеев Е. М. Експериментальні дослідження силових режимів роботи канатів підвісних лісотransпортних систем // Науковий вісник. Лісовий комплекс напередодні ХХІ століття: Освіта, наука, виробництво. – Львів: УкрДЛТУ, 1999. – Вип. 9.6. – С. 7–10. 3. Беляя Н. М., Прохоренко А. Г. О пределах выносливости несущих канатов // Изв. высш. учеб. завед. “Лесной журнал”. – 1974. – № 5. – С. 35–40. 4. Казан С. А. Связь экскаваторной и крановой динамики подъёмных канатов с динамикой шахтного подъёма // Вестник машиностроения. – 1964. – № 9. – С. 17–23. 5. Качурин В. К. Теория висячих систем. – М.; Л.: Гостехиздат, 1962. – 224 с. 6. Кузьо І. В., Мартинців М. П., Дзюба Л. Ф., Баріляк В. В. Моделювання перехідних режимів роботи транспортних установок із замкнутим канатом // Вісник Нац. ун-у “Львівська політехніка” // “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2002. – № 456. – С. 85–90. 7. Лавитский А. С. О моделировании многопролетных несущих канатов подвесных канатных дорог // Перспективы комплексного освоения лесосырьевых ресурсов в северо-восточных районах Иркутской области, тяготеющих к зоне строительства БАМ. – Иркутск: ИФЦНИИМЭ, 1979. – С. 48–54. 8. Мартинців М. П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с. 9. Мартинців М. П., Бичинюк І. В., Сологуб Б. В. Особливості роботи несних канатів підвісних багатопрогінних лісотransпортних установок // Наукові праці Лісівничої академії наук України: зб. наук. пр. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2008. – Вип. 6. – С. 175–177. 10. Матішин М. В. Дослідження сил контакту між несучим канатом та башмаком проміжної опори канатної лісотransпортної установки // Зб. “Лісова, паперова і деревообробна промисловість”. – К.: Будівельник, 1971. – Вип. 8. – С. 64–67. 11. Меркин Д. Р. Введение в механику нити. – М.: Наука, 1981. – 240 с. 12. Muhxel K. Landwirtschaftliche Transports und Fordertechnik. – Berlin: VEB Verlag Technik, 1974. – 327 s. 13. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1967. – 418 с. 14. Парницкий А. В., Шабашов А. П., Лысьяков А. Г. Мостовые краны общего назначения. – М.: Машиностроение, 1971. – 352 с. 15. Th.Wyss. Die Stahldrahtseile der Transport- und Forderanlagen ins besondere der Standseil- und Stihwebbahnen – Schweiz. Druck und Verlagssohaus A. C. Zurich, 1956. – 780 s.