

УДК 621.867

**ДО ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРІЧКОВО-БАРАБАННОГО
МЕХАНІЗМУ ЕЛЕВАТОРА**

©Фідровська Н. М.¹, Лук'янов І. М.²

*Українська інженерно-педагогічна академія¹,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. Петра Василенка²*

Інформація про авторів:

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uira.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Лук'янов Ігор Михайлович: ORCID: 0000-0003-0325-2660; lukjanov_5959@mail.ru; старший викладач кафедри обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв; Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка; вул. Артема 44, м. Харків 61002, Україна.

Наведено метод визначення к.к.д. і відносного ковзання для стрічково-барабанного механізму елеватора. Отримані залежності дозволяють побудувати криві зміни к.к.д. і відносного ковзання залежно від ступеня навантаження, яка визначається коефіцієнтом тяги. У сукупності ці криві представляють собою тягову характеристику стрічково-барабанного механізму по якій можна оцінити працездатність, тобто роботу без пробуксовки і з максимальним к.к.д. Розглянуто роботи, присвячені дослідженню тягової здатності приводних плоскопасової передач, а також робота, в якій проведено дослідження пружних переміщень стрічки по поверхні приводного барабана елеватора, в результаті якого були отримані значення робочого, критичного і граничного коефіцієнтів тяги в залежності від стану поверхні барабана і модуля пружності стрічки. Результати цієї роботи покладені в основу розробки методу визначення значень к.к.д. і відносного ковзання. Наводиться побудована за цим методом тягова характеристика зернового елеватора продуктивністю 350 т / год і висотою 60 м.

Аналіз результатів роботи приводить до висновку про те, що для ефективної роботи елеватора, без пробуксовки і з високим к.к.д., необхідно використовувати тягові елементи з великим значенням модуля пружності і здійснювати ретельний контроль його натягу.

Ключові слова: елеватор; сила тертя; пружне ковзання; тягова здатність; кути спокою і ковзання; коефіцієнт корисної дії.

Фидровская Н. Н., Лукьянов И. М. «К определению тяговой характеристики ленточно-барабанного механизма элеватора».

Приведен метод определения к.п.д. и относительного скольжения для ленточно-барабанного механизма элеватора. Полученные зависимости позволяют построить кривые изменения к.п.д. и относительного скольжения в зависимости от степени нагружения, определяемой коэффициентом тяги. В совокупности эти кривые представляют собой тяговую характеристику ленточно-барабанного механизма по которой можно оценить работоспособность, т.е. работу без пробуксовки и с максимальным к.п.д. Рассмотрены работы, посвященные

исследованию тяговой способности приводных плоскоремённых передач, а также работа, в которой проведено исследование упругих перемещений ленты по поверхности приводного барабана элеватора, в результате которого получены значения рабочего, критического и предельного коэффициентов тяги в зависимости от состояния поверхности барабана и модуля упругости ленты. Результаты этой работы положены в основу разработки метода определения значений к.п.д. и относительного скольжения. Приводится построенная по этому методу тяговая характеристика зернового элеватора производительностью 350 т/ч и высотой 60 м.

Анализ результатов работы приводит к выводу о том, что для эффективной работы элеватора, без пробуксовки и с высоким к.п.д., необходимо использовать тяговые элементы с большим значением модуля упругости и осуществлять тщательный контроль его натяжения.

Ключевые слова: элеватор; сила трения; упругое скольжение; тяговая способность; углы покоя и скольжения, коэффициент полезного действия.

Fidrovskaya N., Lukyanov I. “By definition, the characteristics of the traction belt-drum drive mechanism elevator”.

A method for determining the efficiency and the relative sliding belt drum elevator mechanism. The obtained dependences allow us to construct curves of the change efficiency and the relative sliding depending on the degree of loading determined coefficient of traction. Together, these curves are characteristic traction belt drum mechanism by which to assess performance, ie, work without slip and with maximum efficiency Having considered the work devoted to the study of the traction capability of driving the flat gear, as well as a work in which to study the elastic movements of the tape on the surface of the drive pulley of the elevator, a result of which the value of working, critical and limiting factors of thrust, depending on the state of the surface of the drum and the elastic modulus of the tape . The results of this work form the basis for developing a method of determining the values of efficiency and the relative sliding. It provides built by this method traction characteristics of a grain elevator capacity of 350 t/h and a height of 60 m.

Analysis of the results leads to the conclusion that for the effective operation of the elevator, without slip and with high efficiency, it is necessary to use traction elements with a higher modulus of elasticity and to closely monitor its tension.

Keywords: elevator; the friction force; elastic slip; traction ability; corners of peace and sliding efficiency.

1. Вступ

Останнім часом у зв'язку збільшуються обсягами вантажно-розвантажувальних робіт в різних областях промисловості спостерігається підвищений попит на елеватори великої продуктивності (150...600 т/год). Як правило, це високошвидкісні елеватори зі значно навантаженими гілками механізму і зі значним тяговим зусиллям на приводному барабані, передача якого вимагає великої потужності електродвигуна. Працездатність таких елеваторів характеризується стійкою роботою стрічково-барабанного механізму без пробуксовки, при оптимальному використанні потужності електродвигуна і мінімальній витраті електроенергії.

Піднімально-транспортні машини**2. Аналіз останніх досліджень і публікацій**

В даний час працездатність пасових передач прийнято характеризувати тяговою характеристикою, яку складають взаємопов'язані криві відносного ковзання і к.к.д. Тягова характеристика дозволяє визначити при якій мірі завантаження передачі, яка визначається коефіцієнтом тяги φ , закінчується робоча зона з пружним ковзанням і починається зона часткового та повного буксування.

У роботах [1] і [2] висловлюється думка про те, що робота швидкісних приводних ремінних передач при коефіцієнтах тяги більше критичного, тобто в зоні часткового буксування допустима, так як при цьому збільшується коефіцієнт тертя і передача працює стійко. Однак практика експлуатації показує, що робота навіть порівняно тихохідних тягових передач елеваторів при недостатньому натягу в зоні часткового буксування призводить до нагрівання стрічки, що викликає хімічну деструкцію (старіння) гумових і пересихання тканинних тягових прокладок стрічки, що в комплексі призводить до втрати її міцності і довговічності. В окремих випадках це призводить до її передчасного обриву. При тривалій пробуксовці стрічки в барабані відзначалися випадки загоряння стрічки як на елеваторах [3], так і на шахтних конвеєрах [4].

Для стрічково-барабанного механізму елеватора, що представляє собою тягову вертикальну ремінну передачу значення критичного і граничного коефіцієнтів тяги невідомі, як не відома її реальна тягова характеристика.

В даний час цю проблему можна вирішити завдяки результатам дослідження пружного ковзання стрічки на дузі обхвату, виконаного за допомогою методу скінчених елементів, реалізованого в програмному комплексі «ANSYS WORKBENCH» в частині вирішення контактних задач з урахуванням тертя [5] результатів дослідження при коефіцієнтах тертя $\mu=0,25$ (для вологого барабана) і модулях пружності тягових гумовотканинних стрічок і ременів, відповідно $E=250$ МПа і $E=350$ МПа, наведені на рис. 1. Значення критичних коефіцієнтів тяги становлять відповідно $\varphi_{к1}=0,504$ і $\varphi_{к2}=0,508$, значення робочих $\varphi_{o1}=0,48$ і $\varphi_{o2}=0,487$.

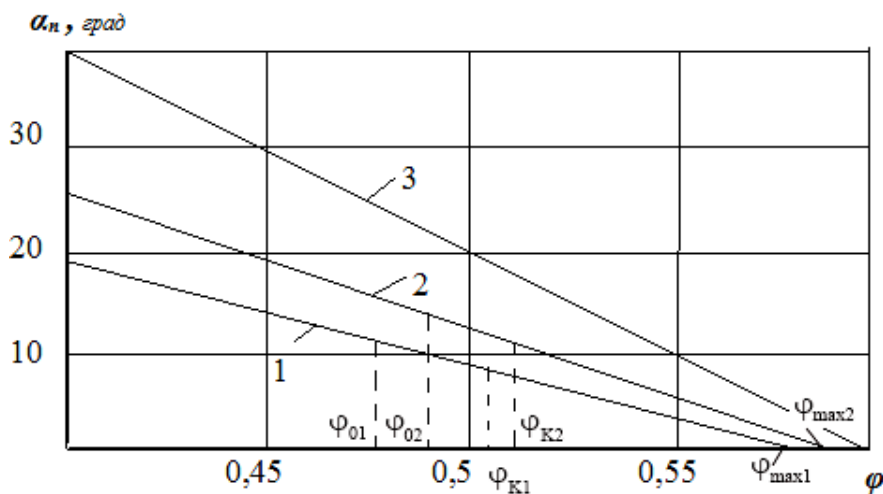


Рис. 1 – Залежність дуги спокою від коефіцієнта тяги:

1 – $\mu=0,25$, $E=250$ МПа по КЕ моделі; 2 – $\mu=0,25$, $E=300$ МПа по КЕ моделі;

3 – по залежності Ейлера $\alpha_n = \alpha - \frac{1}{\mu} \ln(1 + 2\varphi)$

3. Постановка проблеми

Головною складовою тягової характеристики стрічково-барабанного механізму є крива залежності к.к.д. від коефіцієнта тяги, так як за значенням к.к.д. визначають потужність електродвигуна. В даний час при розрахунку елеваторів к.к.д. механізму приймають як для плоскопасових приводних передач $\eta = 0,96-0,98$. Однак з практики експлуатації елеваторів відомо, що к.к.д. може змінюватися в широких межах від 0,87 до 0,97 [3] в залежності від відношення діаметра барабана до товщини стрічки, яке для приводних передач має бути $D/\delta > 40$ [6].

Таким чином, прийняття підвищеного значення к.к.д. потужність вибраного електродвигуна може виявитися недостатньою. У зв'язку з цим актуальною проблемою є визначення к.к.д. в залежності від ступеня навантаження механізму елеватора.

4. Метою роботи є розробка методу розрахунку значень к.к.д. стрічково-барабанного механізму з урахуванням втрат внаслідок деформації стрічки при вигині і її ковзання по поверхні барабана.

5. Виклад основного матеріалу

У стрічково-барабанних механізмах елеваторів із співвідношенням гістерезисні втрати, обумовлені зменшенням діаметра або збільшенням товщини стрічки будуть незначними, і залежатимуть в гнучких елементах при згині від ступеня натягу, тобто більш натягнуті гнучкі елементи вимагають більшої витрати енергії на здійснення деформації вигину. Таким чином, витрачена на вигин стрічки енергія буде залежати в основному, від ступеня натягу, яка характеризується коефіцієнтом тяги φ . Зі зменшенням φ (зі збільшенням натягу) для передачі тягового зусилля Ft , втрати енергії при вигині будуть збільшуватися.

К.к.д. пасової тягової передачі механізму можна представити у вигляді:

$$\eta_{PII} = \frac{A_{пол}}{A_{затр}}, \quad (1)$$

де $A_{пол} = F_t \cdot g \cdot t$ і $A_{затр}$ відповідно корисна і витрачена робота. Витрачена робота буде визначатися як сума роботи A_d , витраченої на передачу руху з урахуванням втрат внаслідок деформації стрічки при вигині, і $A_{СК}$, витраченої на подолання сил тертя при пружному ковзанні. Таким чином роботу можна представити як:

$$A_d = \frac{g}{2\varphi_0} (S_1 - S_2) \cdot t. \quad (2)$$

Роботу $A_{СК}$ за цей же період часу можна визначити наступним чином. Елементарна сила тертя буде дорівнювати

$$dF_{TP} = \mu \cdot S \cdot d\alpha_{СК}, \quad (3)$$

де S – натяг, діючий на елемент стрічки. Тоді

$$A_{СК} = \int_0^{\alpha_{СК}} \mu \cdot g_{СК} \cdot t \cdot S \cdot d\alpha_{СК}, \quad (4)$$

але $S = S_2 \cdot e^{\alpha_{СК}\mu}$, а $g_{СК} = \frac{(S_1 - S_2) \cdot g}{2 \cdot E \cdot F}$, де F – площа поперечного перерізу стрічки.

Піднімально-транспортні машини

Підставляючи значення S и g_{CK} у формулу (4), отримуємо:

$$A_{CK} = \frac{g \cdot \mu \cdot t}{2 \cdot E \cdot F} \cdot \int_0^{\alpha_{CK}} (S_1 \cdot S_2 \cdot e^{\alpha_{CK} \cdot \mu} - S_2^2 \cdot e^{\alpha_{CK} \cdot \mu}) d\alpha_{CK} \quad (5)$$

Інтегруємо (5) і після деяких перетворень одержимо

$$A_{CK} = \frac{g \cdot (S_1 - S_2)^2}{2 \cdot E \cdot F} t \quad (6)$$

Рівняння 1 можна переписати, як відношення потужностей:

$$\eta_{pn} = \frac{g \cdot (S_1 - S_2)}{\frac{g}{2\varphi_0} (S_1 - S_2) + \frac{g \cdot (S_1 - S_2)^2}{2 \cdot E \cdot F}} \quad (7)$$

Втрати потужності відбуваються, як на ведучому, так і на веденому барабанах. Враховуючи, що на веденому барабані тягове зусилля F_t практично дорівнює нулю, а втрата потужності на ковзання, така ж, як і на ведучому, після скорочень, отримуємо к.к.д.

$$\eta_{pn} = \frac{1}{\frac{1}{2\varphi_0} + \frac{F_t}{E \cdot B \cdot \delta}} \quad (8)$$

де $F_t = S_1 - S_2$; B – ширина стрічки (мм); δ – товщина (мм).

Формула (8) дійсна для значень φ , що відповідають графіку 1 (рис.1). Для визначення к.к.д за іншими графіками, формулу можна представити у вигляді:

$$\eta_{pn} = \frac{1}{\frac{1}{2\varphi_n} \cdot \frac{f_n \cdot E_n}{f_1 \cdot E_1} + \frac{F_t}{E_n \cdot B \cdot \delta}} \quad (9)$$

де φ_n , f_n та E_n – відповідно робочий коефіцієнт тяги, коефіцієнт тертя та модуль пружності для прийнятого графіка; f_1 і E_1 – коефіцієнт тертя та модуль пружності для графіка 1 (рис. 1).

Слід зазначити, що на ділянці часткового буксування ($\varphi > \varphi_K$) за даними аналізу експериментальних кривих відносного ковзання і к.к.д. для приводних передач [6] коефіцієнт тертя збільшується в e^φ раз, а величину швидкості ковзання можна визначити по залежності $g_{CK} = \frac{K_c (S_1 - S_2) g}{2EF} (1 - 0,25\varphi_K)$, де K_c – коефіцієнт ковзання (табл. 1).

Таблиця 1 – Коефіцієнт ковзання у зоні часткового буксування

Коефіцієнт тяги	$\varphi = \varphi_K$	$\varphi_K + 0,025$	$\varphi_K + 0,05$	$\varphi_K + 0,075$	$\varphi_K + 0,1$
K_c	1	1,35	1,75	2,5	3,75

Отримані залежності дозволяють побудувати криві ковзання і к.к.д. для пасової передачі елеватора з відповідними параметрами. На рис. 2 наведена тягова характеристика для досліджуваного зернового елеватора 350/60 (продуктивність 350 т/год, висота 60 м Карлівка, КМЗ) у координатах $\varepsilon - \varphi$ та $\eta - \varphi$, де $\varepsilon = \frac{g_{CK}}{g}$ – відносне ковзання, η – к.к.д. у відповідності з

Піднімально-транспортні машини

формулою 8 (для графіка 1, рис. 1). Параметри елеватора, що досліджується: тягове зусилля $F_t = 17682 \text{ Н}$, швидкість стрічки – $g = 3,5 \text{ м/с}$, ширина стрічки $B = 450 \text{ мм}$, товщина $\delta = 12 \text{ мм}$ стрічка ГОСТ 20-70. Розрахунки показують, що втрата потужності за рахунок пружного ковзання незначна і зменшується із зменшенням тягового зусилля і збільшенням жорсткості стрічки.

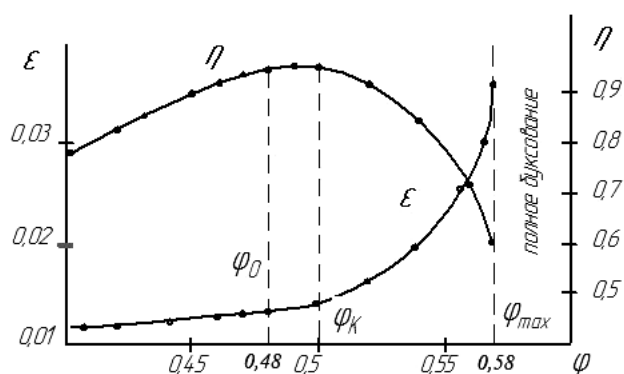


Рис. 2 – Тягова характеристика елеватора

0,92), пов'язані з помилковим натягом. Слід зазначити, що способи контролю натягу до теперішнього часу дуже недосконалі.

2. При виборі тягового елемента необхідно віддавати перевагу більш жорстким, з великим модулем пружності.

Перспективи подальших досліджень

Для подальшого використання одержаних результатів для стрічок з синтетичними прокладками, які мають модуль пружності 550-600 МПа, та гумо-тросових стрічок, з ще більш жорстким, ніж синтетичні, треба провести дослідження по визначенню їх коефіцієнтів тяги, але це потребує більш важкої і потужної експериментальної установки.

Список використаних джерел:

1. Светлицкий В. А. Экспериментальное определение минимального момента, передаваемого гибкой связью / В. А. Светлицкий // Известия вузов. Машиностроение. – 1961. – № 12. – С. 28–30.
2. Светлицкий В. А. Влияние упругого скольжения на работу передачи с гибкой связью / В. А. Светлицкий // Известия вузов. Машиностроение. – 1960. – № 6. – С. 44–51.
3. Иванов А. И. Машины для комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерном / А. И. Иванов, А. Я. Лейкин. – М. : Колос, 1964. – 231 с.
4. Спиваковский А. О. Карьерный конвейерный транспорт / А. О. Спиваковский, Н. Г. Потапов, Н. А. Котов. – М. : Надра, 1965. – 430 с.
5. Богомолов А. В. Тяговая способность приводных барабанов ленточных норий-элеваторов / А. В. Богомолов, В. А. Белостоцкий, И. М. Лукьянов // Вестник Севастопольского НТУ. Материалы 10-й междунар. науч.-практ. конф. «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем». – Севастополь, 2013. – Вып. 137. – С. 303–308.
6. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. :Машиностроение, 1979. – 168 с.

References

1. Svetlitskiy, V 1961, 'Eksperimentalnoye opredeleniye minimalnogo momenta, peredavayemogo gibkoy svyazyu', *Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye*, no. 12, pp. 28-30.
2. Svetlitskiy, V 1960, 'Vliyaniye uprugogo skolozheniya na rabotu peredachi s gibkoy svyazyu', *Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye*, no. 6, pp. 44-51.
3. Ivanov, A & Leykin, A 1964, *Mashiny dlya kompleksnoy mekhanizatsii pogruzochno-razgruzochnykh rabot s zernom*, Kolos, Moskva.
4. Spivakovskiy, A, Potapov, N & Kotov, N 1965, *Karyernyy konveyernyy transport*, Nadra, Moskva.
5. Bogomolov, A, Belostotskiy, V & Lukyanov, I 2013, 'Tyagovaya sposobnost privodnykh barabanov lentochnykh noriy-elevatorov', *Vestnik Sevastopolskogo NTU, Materialy 10-y mezhdunar. nauch.-prakt. konferentsii "Dinamika, nadezhnost i dolgovechnost mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem"*, Sevastopol, iss. 137, pp. 303-308.
6. Vorobyev, I 1979, *Remennyye peredachi*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 16 листопада 2015 р.