

УДК 621.649.4+621.833.01

**ЕНЕРГЕТИЧНІ ВТРАТИ В СТРІЧКОВО-БАРАБАННИХ
МЕХАНІЗМАХ НОРІЙ-ЕЛЕВАТОРІВ**

©Кісь Л. В.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

Інформація про автора:

Кісь Лілія Вікторівна: ORCID 0000-0001-5380-8052; kisliliiia1990@gmail.com; асистент кафедри обладнання та інжиніринг переробних та харчових виробництв; Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка; вул. Алчевських, 44, м. Харків 61002, Україна.

Наведено метод визначення енергетичних втрат в стрічково-барабанному механізмі норій-елеватора і визначення його коефіцієнта корисної дії. Розглянуті роботи, в яких досліджувались втрати потужності при ковзанні стрічки по барабану, а також були розроблені наближені методи розрахунку коефіцієнта корисної дії. Відмічено, що в цих роботах натяг гілок стрічки визначався за допомогою формули Ейлера для непружної нитки, і це внесло неточності в отримані результати. В наведеному методі визначені енергетичні втрати від деформації згину, від деформації зсуву в стрічці і від пружного ковзання стрічки по барабану. Взяті до уваги пружні властивості стрічки. Коефіцієнт тертя у фрикційній парі стрічка-барабан, а також показники тягової здатності приводного барабану, як дуги спокою і ковзання. Натяг гілок стрічки визначався через тягові зусилля на барабані і коефіцієнт натягу. Отриманні результати можуть бути використані при проектуванні норій-елеваторів будь-якої продуктивності і висоти.

Ключові слова: елеватор; стрічково-барабанний механізм; тягове зусилля; деформація; пружне ковзання; кути покою та ковзання; втрати потужності.

Кісь Л. В. «Энергетические потери в ленточно-барабанных механизмах норий-элеваторов».

Приведен метод определения энергетических потерь в ленточно-барабанном механизме норий-элеватора и определения его коэффициента полезного действия. Рассмотрены работы, в которых исследовались потери мощности при скольжении ленты по барабану, а также были разработаны приближенные методы расчета коэффициента полезного действия. Отмечено, что в этих работах натяжение ветвей ленты определялись с помощью формулы Эйлера для неупругой нити, а это внесло неточности в полученные результаты. В приведенном методе определены энергетические потери от деформации изгиба, от деформации сдвига в ленте и от упругого скольжения ленты по барабану. Учтены упругие свойства ленты, коэффициенты трения в фрикционной паре лента-барабан и такие показатели тяговой способности приводного барабана, как дуги покоя и скольжения. Натяжение ветвей ленты определялись через тяговое усилие на барабане и коэффициент тяги. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании норий-элеваторов любой производительности и высоты.

Ключевые слова: элеватор; ленточно-барабанный механизм; тяговое усилие; деформация; упругое скольжение; углы покоя и скольжения; потери мощности.

Кіс Л. “Energy loss in the ribbon-tympanic mechanisms of the noria-elevators”.

The given is method of calculation of energy losses in the ribbon-tympanic mechanism of a noria-elevator and calculation of its efficiency coefficient. The works were considered, in which the power losses were studied at the slide of the tape on the drum, and also approximate methods of calculating the efficiency coefficient were developed. It was noted that in these works the tension of the tape branches was calculated using Euler's formula for an inelastic thread, which made the inaccuracies in the results obtained. In the resulted method the energy losses from flexural deformation, from the deformation of the shear in the tape and from the elastic slip of the tape on the drum are calculated. Taken into account the elastic properties of the tape, the coefficient of friction in the friction pairs of the tape-drum, as well as the indicators of the traction ability of the drive drum, as the arc of rest and slip. The tensions of the ribbon branches were determined by the pulling force on the drum and the tension factor. The obtained results can be used to design of the noria-elevators of any productivity and height.

Key words: elevator; band-and-drum mechanism; attractive force; deformation; elastic sliding; rest and glide angles; power loss.

1. Вступ

В наш час росте попит на елеватори високої продуктивності (до 1500 т/год) у різних сферах виробництва. Як правило, це високошвидкісні, важконавантажені норії з приводом великої потужності. Ефективність таких норій здебільшого визначається питомою витратою електроенергії при підйомі вантажу на визначену висоту (кВт·год/т·м), питомою металоємністю (т/м), котра здебільш залежить від габаритів і маси приводу. В зв'язку з цим, важливою задачею являється правильний вибір потужності електродвигуна з урахуванням втрат потужності в стрічково-барабанному механізмі.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Втрати потужності в стрічково-барабанному механізмах норій-елеваторів складаються з наступних втрат:

- від деформації згину стрічки на барабані,
- від пружного ковзання стрічки по приводному барабану,
- від деформації зсуву в стрічці,
- від тертя в опорах валів.

До нашого часу немає комплексного метода розрахунку цих втрат, тому ККД норій в цілому визначають експериментально чи приблизно на основі практики експлуатації для кожного конкретного випадку. В деяких роботах наведені результати аналізу окремих видів втрат, в основному, втрати від тертя при пружному ковзанні ремня. В роботах [1, 2] наведені залежності для визначення швидкості ковзання і втрати потужності в залежності від пружних властивостей стрічки і в результаті дії максимального натягу S_1 в точці набігання стрічки на барабан. В розрахунковому методі використана заміна натягу S_1 , відповідно з формулою Л. Ейлера, на натяг в веденій гільці $S_2 \cdot e^{\mu \theta}$. В результаті при визначенні втрат потужності на тертя шляхом інтегрування роботи елементарних сил тертя, коефіцієнт тертя μ скорочується, і втрати потужності отримуються у вигляді:

$$Z = \frac{g \cdot (S_1 - S_2)^2}{2 \cdot E \cdot F}, \quad (1)$$

Піднімально-транспортні машини

де E – модуль пружності каркаса стрічки;
 F – площа поперечного перерізу каркаса стрічки;
 ϑ – швидкість стрічки.

З цього виразу виходить, що втрати потужності на тертя при пружному ковзанні не залежать від коефіцієнта тертя, що не відображають фізичної сутності таких втрат. Так, наприклад, втрати на тертя в плоско- і клинопасових передачах будуть, в співвідношенні з формулою, однакові, що не відповідає дійсності.

В роботі [3] наведено розрахунковий метод визначення ККД з урахуванням втрат від згину та від тертя при пружному ковзанні стрічки. Втрати від деформації стрічки визначаються приблизно, через коефіцієнт тяги φ , у відповідності з формулою (1), недоліки котрі були вказані вище.

3. Постановка проблеми

В зв'язку з вищеперерахованим, актуальною проблемою являється розробка розрахункового метода визначення втрат потужності в стрічково-барабанному механізмі з урахуванням пружних властивостей стрічки, коефіцієнта тертя у фрикційній парі стрічка-барабан, а також такі тягові параметри, як тягове зусилля, коефіцієнт тяги, дуг покою і ковзання, на котрих і відбуваються відповідні втрати.

4. Виклад основного матеріалу

Втрати потужності від згину стрічки можна визначити, приймаючи деформовану ділянку стрічки у вигляді консольного стержня, закріпленого посередині барабана і зігнутого навколо його поверхні. Величина прогину стержня f і величина необхідної сили P відповідно будуть визначатися:

$$f = \frac{Pl^2}{3EJ}, \quad P = \frac{3fEJ}{l^3},$$

де J – осьовий момент інерції поперечного перерізу каркаса стрічки;
 l – довжина деформованої ділянки;
 E – модуль пружності тканинного каркаса стрічки.
 Потенціальна енергія згину

$$U = \frac{1}{2} P \cdot f = \frac{3f^2 EJ}{l^3}$$

Оскільки $f = l = r_B$ витрати потужності від згину стрічки на двох обертаючих барабанах буде рівною

$$Z_1 = \frac{3EJ}{r_B} \omega, \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість барабана, r_B – радіус барабана.

Втрати потужності від тертя при пружному ковзанні дорівнює сумарній втраті потужності при ковзанні всіх елементарних ділянок стрічки на дузі ковзання.

$$Z_2 = \int_0^{\alpha_{CK}} \mu \cdot S_1 \cdot \vartheta_{CK} \cdot d\alpha_{CK}, \quad (3)$$

Подовження стрічки на дузі ковзання Δl , котре в одиницю часу і визначить швидкість ковзання

$$\vartheta_{CK} = \frac{\Delta l}{t}, \quad (4)$$

де $\Delta l = \frac{F_t \cdot \alpha_{CK} \cdot r_B}{EF}$, $t = \frac{\alpha_{CK}}{\omega}$, F_t – тягове зусилля, α_{CK} – кут ковзання.

Після підстановки з розрахунком, що ϑ_{CK} змінюється від ϑ_{MIN} до ϑ_{MAX} , середню швидкість ковзання можна представити як

$$\vartheta_{CK} = \frac{F_t \vartheta}{2EF}, \quad (5)$$

Натяг $S_1 = F_t + S_2$, де S_2 для вертикального конвеєра дорівнює початковому натягу $S_2 = S_0 = \frac{F_t}{2\varphi}$, і відповідно отримаємо

$$S_1 = F_t \left(1 + \frac{1}{2\varphi} \right), \quad (6)$$

де $F_t = g \frac{K \cdot Q \cdot H}{3,6 \cdot \vartheta}$ – тягове зусилля;

K – коефіцієнт, враховуючий опір зачерпуванню, $K=1,1$ для залізних ківшів, $K=1,15$ для пластикових; Q – продуктивність норії (т/год);

H – висота норії (м);

φ – коефіцієнт тяги.

Виконаємо підстановку (5) і (6) в (3) після інтегрування отримаємо

$$Z_2 = \frac{\mu \cdot \vartheta \cdot F_t \left(1 + \frac{1}{2\varphi} \right) \alpha_{CK}}{2EF}. \quad (7)$$

Рекомендовані значення робочого конфідента тяги φ , кутів спокою і ковзання для різних типів стрічок приведені в табл. 1. Ці значення отримані з використанням метода кінцевих елементів (МКЕ) для фізичної моделі пружного ковзання і відповідно з методикою визначення пружних переміщень, наведених в роботі [4].

Для вертикальних конвеєрів втрати на тертя від пружності ковзання на натяжному барабані можна не враховувати, так як різниця між натягом в точках збігу і набігу стрічки мала. Відповідно і дуга ковзання має малі значення. Крім цього, ковзання направлено у бік обертання, і отже, втрати швидкості і потужності не відбуваються.

При відомих коефіцієнтах тяги, кутах спокою и ковзання представляється можливим визначити втрати потужності від дії дотичних напружень при деформації зсуву. Відомо [5], що найбільше дотичне напруження з'являється на дузі спокою, де відсутнє ковзання. Деформація зсуву викликає натяг S_1 , котрий відповідно з (6) можна виразити через F_t і φ . Дотичні напруги в стрічці на дузі спокою при повороті барабана розподілені практично рівномірно [5] і можуть бути представлені як

$$\tau = \frac{F_t \left(1 + \frac{1}{2\varphi} \right)}{\alpha_{II} r_B b_L}, \quad (8)$$

де b_L – ширина стрічки.

Потенційна енергія при деформації зсуву на одиницю об'єму складе:

$$U = \frac{\tau^2}{2G},$$

де $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ модуль зсуву, ν – коефіцієнт поперечної деформації.

Втрати потужності від деформації зсуву на куті спокою складатиме

$$Z_3 = \frac{\tau^2 \cdot b_L \cdot h \cdot r_B \cdot \alpha_{II} \cdot \omega}{2G}, \quad (9)$$

Піднімально-транспортні машини

де h – товщина каркаса стрічки.

З розрахунком втрат ККД стрічково-барабанного механізму можна представити у вигляді

$$\eta_{\text{ЛБ}} = \frac{1}{1 + \frac{Z_1 + Z_2 + Z_3}{F_i \cdot g}} \eta_n^2, \quad (10)$$

де η_n – коефіцієнт корисної дії підшипникових валів.

Таблиця 1 – Рекомендовані робочі коефіцієнти тяги, кути спокою і ковзання

| Тип стрічки | Модуль пружності, МПа | Товщина тканинної прокладки, мм | Коефіцієнт тертя μ | φ | Кут спокою $\alpha_{\text{П}}$, рад | Кут ковзання $\alpha_{\text{СК}}$, рад |
|-------------|-----------------------|---------------------------------|------------------------|-----------|--------------------------------------|---|
| БКНЛ | 250 | 1,15...1,3 | 0,25 | 0,44 | 0,288 | 2,852 |
| БКНЛ | 250 | 1,15...1,3 | 0,35 | 0,46 | 0,314 | 2,826 |
| БКНЛ | 300 | 1,0 | 0,25 | 0,45 | 0,305 | 2,835 |
| БКНЛ | 300 | 1,0 | 0,35 | 0,48 | 0,453 | 2,687 |
| ТК | 600 | 1,0 | 0,25 | 0,45 | 0,593 | 2,547 |
| ТА | 550 | 1,0 | 0,25 | 0,45 | 0,58 | 2,56 |
| ТК | 600 | 1,0 | 0,35 | 0,62 | 0,488 | 2,652 |
| ТА | 550 | 1,0 | 0,35 | 0,6 | 0,475 | 2,669 |
| ЕР | 2400 | 1,0 | 0,25 | 0,54 | 0,785 | 2,355 |
| ЕР | 2400 | 1,0 | 0,35 | 0,7 | 1,2 | 1,94 |

Висновки

Наведений метод визначення ККД стрічково-барабанного механізму норій-елеваторів дозволяє отримати його значення з урахуванням усіх втрат. Обчислені значення відповідають значенням коефіцієнтів корисної дії, отриманих при випробуванні деяких відомих конструкцій, що свідчить про ефективність пропонуваніх рішень. Використання наведеного метода дозволяє більш раціонально провести вибір електродвигуна, при розробці нових високопродуктивних транспортуючих машин з гнучким, пружним робочим органом.

Список використаних джерел:

1. Цепляев М. В. Передачи с гибкой связью: новые методы расчета и новые типы канатных приводов / М. В. Цепляев ; МАИ им. С. Орджоникидзе. – М. : Оборонгиз, 1941. – 75 с.
2. Пронин Б. А. О скольжении в плоской и клиноременной передачах / Б. А. Пронин // Вестник машиностроения. – 1956. – № 10. – С. 9-13.
3. Богомолов А. В. Влияние упругости ленты и трения в ленточно-барабанном механизме на работоспособность элеваторов / А. В. Богомолов, В. А. Белостоцкий, И. М. Лукьянов // Современная наука: проблемы, инновации, решения : материалы Международной науч.-практ. конф. (г. Курск, 19-20 декабря 2014 г.) ; Курский ин-т социального образования (филиал) РГСУ, Фак. информ. технологий и социальной экологии. – Курск : ООО «Учитель», 2014. – 264 с. ISBN 978-5-905-59-3 с.49-52.
4. Богомолов А. В. Тяговая способность приводных барабанов ленточных норий-элеваторов / А. В. Богомолов, В. А. Белостоцкий, И. М. Лукьянов // Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем : материалы 10-й Международной науч.-практ. конф. – Севастополь : Севастопольский НТУ, 2013. – Вып. 137. – С. 303-308.
5. Андреев А. В. Расчет деталей машин при сложном напряженном состоянии / А. В. Андреев. – М. : Машиностроение, 1981 – 216 с.

References

1. Tseplyaev, M 1941, *Peredachi s gibkoi svyaziu: novyye metody rascheta i novyye tipy kanatnykh privodov*, Oborongiz, Moskva.
2. Pronin, B 1956, 'O skolzhennii v plosko i klinoremennykh peredachakh', *Vestnik mashinostroyeniia*, no. 10, pp. 9-13.
3. Bogomolov, A, Belostotckii, V & Lukianov, I 2014, 'Vliianiye uprugosti lenty i treniia v lentochno-barabannom mekhanizme na rabotosposobnost elevatorov', *Sovremennaiia nauka: problemy, innovatsii, resheniia: materialy Mezhdunarodnoi nauch.-prakt. konf., Kurskii in-t sotcialnogo obrazovaniia (filial) RGSU, Fak. inform. tekhnologii i sotcialnoi ekologii, Kursk, 19-20 dekabria 2014 g.*, Kursk, pp. 49-52.
4. Bogomolov, A, Belostotckii, V & Lukianov, I 2013, 'Tiagovaia sposobnost privodnykh barabanov lentochnykh norii-elevatorov', *Dinamika, nadezhnost i dolgovechnost mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem: materialy 10-i Mezhdunarodnoi nauch.-prakt. konf., Sevastopolskii NTU*, Sevastopol, iss. 137, pp. 303-308.
5. Andreyev, A 1981, *Raschet detalei mashin pri slozhnom napriazhennom sostoianii*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 3 листопада 2017 р.