

ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОВЗАННЯ ТА КУТА ОБХВАТУ КОЛОДКОЮ ТА СТРІЧКОЮ ГАЛЬМІВНОГО ШКІВА НА РІВНОВАГУ ВАЖІЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Бондаренко Л.М., к.т.н., доцент (Дніпропетровський національний
університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна)

Главацкий К.Ц., к.т.н., доцент (Дніпропетровський національний
університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна)

Богомаз В.М., к.ф.-м.н., доцент (Дніпропетровський національний
університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна)

Брильова М.Г., асистент (Дніпропетровський національний
університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна)

**В роботі побудовано аналітичні та графічні залежності необхідної
сили притиснення стрічки (колодки) до гальмівного шківа від
кута його обхвату стрічкою (колодкою) та коефіцієнта тертя.**

Ключові слова: гальмо, тертя ковзання, кут обхвату, стрічка

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ И УГЛА ОБХВАТА КОЛОДКОЙ И ЛЕНТОЙ ТОМОЗНОГО ШКИВА НА РАВНОВЕСИЕ РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМЫ

**В работе построено аналитические и графические зависимости
необходимой силы прижатия ленто (колодки) к тормозному шкиву
от угла его обхвата лентой (колодкой) и коэффициента трения.**

Ключевые слова: тормоз, трени скольжения, угол обхвата, лента

INFLUENCE OF FRICTION COEFFICIENT OF SKIDDING AND CORNER OF CIRCUMFERENCE BY SHOE TREE AND RIBBON OF BRAKE PULLEY ON EQUILIBRIUM OF LEVER SYSTEM

**Analytical and graphic dependences of necessary force of pinning of
ribbon (shoe trees) are in-process built to the brake pulley from the
corner of his circumference by a ribbon (by a shoe tree) and coefficient
of friction.**

Keywords: brake, friction of skidding, corner of circumference, ribbon

Вступ. Кількісною мірою механічної взаємодії між фізичними об'єктами є сила, що характеризується модулем, її напрямом та точкою прикладення. Тому, дуже важливо знати характер такої взаємодії, особливо в гальмах, оскільки робочі швидкості машин і навантаження на їх окремі ланки значно виросли. В такому контексті, потрібні більш точні знання величин навантажень при розрахунках, як самих гальм, так і пов'язаних з ними механізмів і деталей.

Отже, дослідження впливу величини кута обхвату стрічкою і колодкою гальмівного шківа на рівновагу плоскої системи є досить актуальними.

Основна частина. Рівновага розрахункової системи із стрічковим гальмом. Ця задача при куті обхвату стрічкою гальмівного шківа $\beta = 180^\circ$ детально розглянута в [7]. Тому, стисло покажемо рішення при $\beta \neq 180^\circ$.

У постановці, яка відрізняється від [7], задача виглядає так, як показано на рис. 1. Необхідно знайти відстань c , при якій тиск в шарнірі D дорівнюватиме нулю.

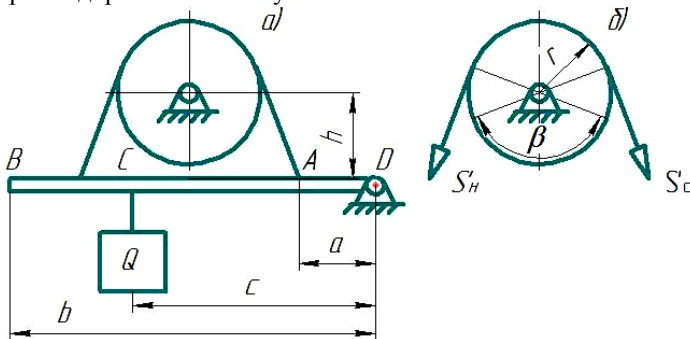


Рис. 1. До визначення рівноваги важеля із стрічковим гальмом

Рівняння рівноваги важеля BAD з урахуванням того, що тиск в точці D дорівнює нулю:

$$\sum F_{ky} = S'_H \sin \frac{\beta}{2} + S'_C \sin \frac{\beta}{2} - Q = 0, \quad (1)$$

$$\sum m_D(F_k) = Qc - S'_H a \sin \frac{\beta}{2} - S'_C b \sin \frac{\beta}{2} = 0. \quad (2)$$

Згідно формули Ейлера залежність між натягами набігаючої S_H і збігаючої S_C гнучкої нерозтяжної нитки:

$$S_H = S_C e^{f\beta}, \quad (3)$$

де f - коефіцієнт тертя між ниткою і шківом.

З рівнянь (1) і (3) одержимо:

$$S'_C = \frac{Q}{\left(1 + e^{f\beta}\right) \sin \frac{\beta}{2}}; S'_H = \frac{Q e^{f\beta}}{\left(1 + e^{f\beta}\right) \sin \frac{\beta}{2}}.$$

Підставляючи ці значення в рівняння (2) одержимо:

$$c = \frac{S_C a + S_H b}{Q} = \frac{a + b e^{f\beta}}{1 + e^{f\beta}}. \quad (4)$$

Це рівняння співпадає з одержаним рівнянням в [7].

Оскільки поставлена задача: оцінити величину кута обхвату, то, у зв'язку з його зміною, змінюватиметься при, наприклад, постійній величині a відстань b , і, з метою дотримання пропорційності цього розміру, будемо його змінювати згідно залежності:

$$b = a + 2 \left(h + r \cos \frac{\beta}{2} \right) \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} + 2r \sin \frac{\beta}{2}. \quad (5)$$

Величина b при $a = 500$ мм залежно від кута β показана на рис. 2.

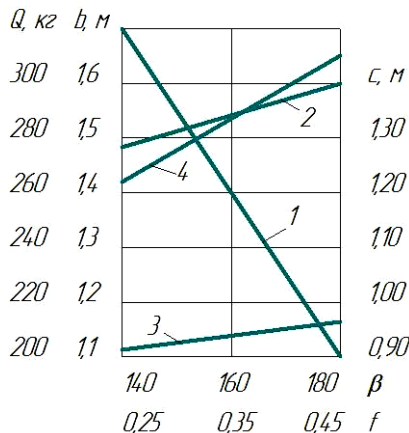


Рис. 2. Залежність від кута обхвату гальмівного шківа стрічкою:

1 - відстані b ; 2, 3 - від коефіцієнта тертя відстані c при $\beta = 140^\circ$ і $\beta = 180^\circ$ відповідно; 4 - маси вантажу Q від β при $f = 0,3$.

Тут же показані залежність від β маси вантажу Q , при якій тиск в точці D дорівнює нулю (при $f = 0,3$; $S_C = 750$ Н) і величина c залежно від f при $\beta = 140^\circ$ і $\beta = 180^\circ$.

Рівновага важільної системи з колодковим гальмом.

У більшості задач теоретичної механіки при розгляді задач з гальмами колодок відсутній кут обхвату колодкою гальмівного шківів. Відзначимо, що в прикладній механіці навіть при розрахунку величини гальмівного моменту кут обхвату відсутній і визначається для однієї колодки, як $M = PfR$. Очевидно, припускається, що розподілений по дузі обхвату тиск рівний величині нормального тиску на шків, згідно якого і визначається сила тертя ковзання.

Проте, якщо довжина дуги обхвату $L = \beta R$, то довжина хорди $a = 2R \sin \frac{\beta}{2}$ і $L = a$ тільки при малому куті β , а, наприклад, при $\beta = 180^\circ$, $L = 1,57a$.

Задачу, подібну за вище приведену для гальма колодки, запозичимо з [3], де рішення приведене без урахування кута обхвату колодкою шківів.

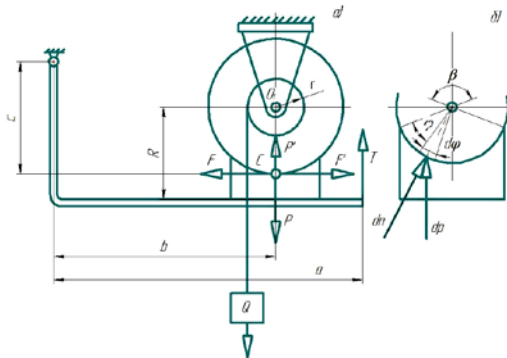


Рис. 3. До умови задачі на рівновагу з гальмом колодки

Перш, ніж написати умову рівноваги для шківів і для важеля ОАВ, знайдемо величину сили тертя F з урахуванням кута обхвату колодкою шківів. Для цього виділимо на дузі обхвату елементарний сегмент з центральним кутом, рівним $d\varphi$. На дугу $Rd\varphi$ діє сила $(P/\beta)d\varphi$, нормальна до поверхні шківів якої складає $P \cos \varphi d\varphi / \beta$.

Загальна нормальна сила, діюча на шків (рис. 4, б):

$$N = \frac{P}{\beta} \int_{-\beta/2}^{+\beta/2} \cos \varphi d\varphi = \frac{2P}{\beta} \sin \frac{\beta}{2}, \quad (6)$$

А величина сили тертя:

$$F = \frac{2Pf}{\beta} \sin \frac{\beta}{2}. \quad (7)$$

З умови рівноваги важеля одержимо наступні два рівняння:

$$rQ = \frac{2PRf}{\beta} \sin \frac{\beta}{2}; \quad cF' + aT - bP' = 0.$$

Заміняючи F' і N' на F і N , одержимо:

$$\frac{2PRf}{\beta} \sin \frac{\beta}{2} = rQ; \quad aT = bP - \frac{2cPf}{\beta} \sin \frac{\beta}{2};$$

і звідси:

$$T = \frac{rQ\beta}{2aR \sin \frac{\beta}{2}} \left(\frac{b}{f} - c \right); \quad (8)$$

(при $\beta \rightarrow 0$ $T = \frac{rQ}{aR} \left(\frac{b}{f} - c \right)$), що відповідає виразу, одержаному в [1]).

Значення T залежно від β при $R = 200$ мм, $r = 100$ мм, $b = 700$ мм, $c = 500$ мм, $Q = 120$ кг, $a = 1100$ мм, $f = 0,3$ і $f = 0,4$ показані на рис. 4.

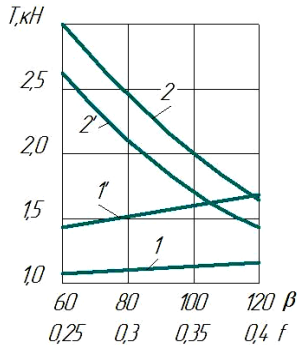


Рис. 4. Залежність сили, необхідної для загальмовування шківів:

1, 1' - від кута обхвату гальмівної колодки шківів при: $f = 0,3$ і

$f = 0,4$; 2, 2' - від коефіцієнта тертя ковзання при $\beta = 120^\circ$ і $\beta = 60^\circ$

Тут же показані ці значення залежно від f при $\beta = 60^\circ$ і $\beta = 120^\circ$ (мінімальне і максимальне значення для гальм колодок [3]).

Аналіз одержаних залежностей і графіків на рис. 2 і рис. 4 дозволяє зробити наступні висновки:

- не дивлячись на складну математичну залежність, що визначає рівновагу важільної системи, яка включає стрічкове гальмо, величина сили рівноваги практично лінійно залежить від кута обхвату стрічкою шківів;

- відсутність в задачах теоретичної і прикладної механіки кута обхвату колодкою гальмівного шківів є помилкою: при однаковій величині сили притиснення колодки гальмівний момент при кутах обхвату 60° і 120° відрізняється до 15%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров М.П. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2 /Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. 559 с.
2. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики –М.: Рипол Классик, 2013. – 474 с.
3. Воронков И.М. Курс теоретической механики. М.: Наука, 1964. – 596 с.
4. Джавадов И.Д. Понятная физика – М.: Litres, 2014. С. 52-64.
5. Крагельский И.В. Коэффициенты трения / И.В. Крагельский, И.Э. Виноградова – М: Рипол Классик, 2013. – 228 с.
6. Путилов К.А. Курс физики –М.: Рипол Классик, 2013. – 566 с.

7. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Физматиздат, 1970. – 480 с.
8. Хвольсон О.Д. Курс физики. В 5-и томах –М.: Directmedia, 2013. –684 с.
9. Эрдеди А.А. Теоретическая механика. 2-е издание / А.А. Эрдеди, Н.А. Эрдедию. –М.: "Издательство ""Проспект""", 2013. – 201с.
10. Bazant Z.P. Stability of Structures: Elastic, Inelastic, Failure & Damage Theories / Z.P. Bazant, L. Cedolin, World Scientific, 2010. – 1011p.
11. Hibbeler R.C. Engineering Mechanics: Statics & Dynamics (Eleventh ed.). Pearson, Prentice Hall, 2007.
12. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the classic range. Proc. Roy. Soc. Ser. A. Vol. 229, 1955. P. 198-211.