

Л. М. Бондаренко, кандидат технічних наук, доцент, доцент
Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту
ім. академіка Лазаряна

В. І. Дирда, доктор технічних наук, академік
НАНУ, професор ІГТМ НАНУ, завідувач кафедри
Дніпропетровського державного аграрного університету

Ю. М. Овчаренко, кандидат технічних наук,
доцент, доцент Дніпропетровського державного аграрного
університету

М. В. Терещенко, доктор філософії, кандидат
технічних наук, доцент, доцент кафедри транспортних
систем та технологій Академії митної служби України

МЕТОДИКА УТОЧНЕННЯ ЧАСУ ГАЛЬМУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ КРАНІВ

У статті наведено результати аналізу роботи механізмів гальмування транспортних навантажувально-розвантажувальних засобів.

The article contains the analysis data of performance of handling transport facilities, viz. brake assemblies.

Ключові слова. Механізм гальмування, навантажувально-розвантажувальні засоби, гальмівний момент, сила тертя.

Вступ. Під час митного контролю та митного оформлення товарів використовується різноманітне підйомно-транспортне обладнання – спеціалізовані транспортні навантажувально-розвантажувальні засоби (СТНРЗ). Аналогічні засоби використовуються на транспорті, в металургії, сільському господарстві та інших галузях народного господарства. Один з основних факторів, які впливають на ефективність роботи та безпеку обслуговуючого персоналу, – гальмові механізми. Тому актуальність дослідження роботи механізмів гальмування транспортних навантажувально-розвантажувальних засобів не викликає сумнівів.

Постановка завдання. Ефективність роботи обладнання здебільшого пов'язана [1–4] з узгодженням дії всіх механізмів СТНРЗ, ключовим моментом яких є час гальмування механізмів підйому. Метою статті є визначення сили притиснення колодки до гальмівного шківів та часу гальмування.

Результати дослідження. Силу притиснення гальмівної колодки на шків у довідковій літературі рекомендується визначити за виразом [1]:

$$N = F_{mp} / f, \quad (1)$$

де F_{mp} – сила тертя між колодками і гальмівним шківом; f – коефіцієнт тертя.

Сила тертя між колодками і шківом у цьому випадку дорівнює

$$F_{mp} = M_g / D, \quad (2)$$

де M_g – гальмівний момент; D – діаметр шківів.

© Л. М. Бондаренко, В. І. Дирда, Ю. М. Овчаренко, М. В. Терещенко, 2009

Сила притиснення N (1) необхідна для визначення таких параметрів колодкових гальм, як зусилля на штоці, хід штока та інше. Силу притиснення N нормального тиску колодки на гальмівний шків може бути визначено з умови:

$$N = \int_0^{\frac{\beta}{2}} 2 \sin \varphi \, d\varphi. \quad (3)$$

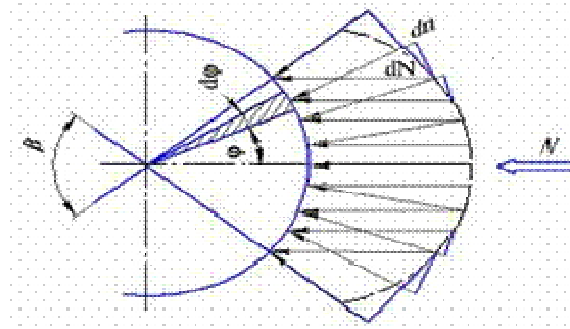


Рис. 1. До визначення нормального тиску колодки на гальмівний шків

Згідно з рис. 1 сила N не дорівнює сумі нормальних тисків N_n колодки на шків, а становить [2, 3]:

$$N_n = \frac{N(\beta + \sin \beta)}{4 \sin \frac{\beta}{2}}, \quad (4)$$

де β – кут обхвату колодкою шківа.

Таким чином, для того щоб колодкове гальмо розвивало гальмівний момент, що визначається за існуючою формулою [1], силу притискання колодки визначимо з умови:

$$N = \frac{4F_{\text{тгп}} \sin \frac{\beta}{2}}{f(\beta + \sin \beta)}. \quad (5)$$

Залежність сили притискання N від кута обхвату колодкою шківа при $f = 0,35$; $D = 300$ мм; $M_2 = 373$ Нм показано на рис. 2, тут же показано залежність діаметра гальмівного шківа від β при ширині накладок $B = 140$ мм і допустимому тиску $[p] = 0,3$ МПа.

Знайдемо залежність головних параметрів гальм типу ТКТ та ТКП [1] від кута обхвату β .

Дійсна робота розгальмування при відході колодок

$$A = \frac{2N\varepsilon}{\eta} = \frac{8F_{\text{тгп}} \sin(\beta/2)\varepsilon}{\eta(\beta + \sin \beta)} = 2N\varepsilon, \quad (6)$$

де ε – радіальний зазор між колодкою та шківом, який залежить від діаметра шківа; $\eta = 0,90 \dots 0,95$ – ККД важільної системи.

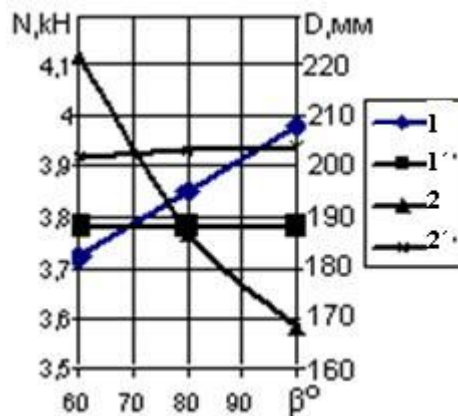


Рис. 2. Залежність від кута обхвату колодкою гальмівного шківа:

1 – необхідного зусилля притискання колодки; 2 – діаметра шківа (1', 2' – при $\beta = 70^\circ$ відповідно)

Залежність A від β при $\varepsilon = 1,6$ мм; $\eta = 0,95$ показана на рис. 3.

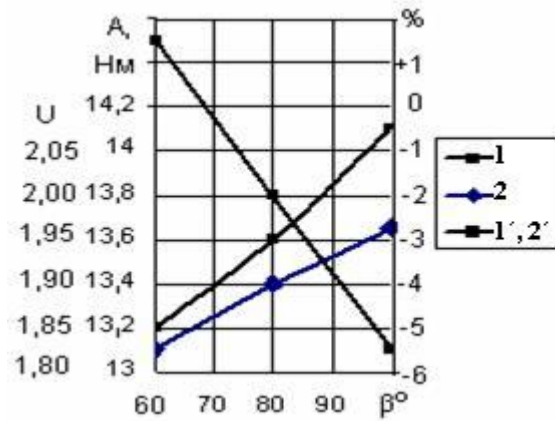


Рис. 3. Залежність від кута обхвату колодкою гальмівного шківів:
 1 – роботи розгальмування при відході колодок;
 2 – необхідне передаточне число важільної системи
 (1', 2' – відсоткова розбіжність з $\beta = 70^\circ$ відповідно)

Передаточне число важільної системи залежить від кута β і дорівнює [1]:

$$U = N/P_{us}, \quad (7)$$

де P_{us} – зусилля штока під час розгальмування.

Знайдемо дійсний час гальмування механізму піднімання залежно від β [2]

$$t_z = \frac{1,2(I_p + I_{2a})n_{\partial s} + \frac{91QV\eta}{n_{\partial s}}}{9,55\left(M_z + \frac{GD\eta}{2mu}\right)(\beta + \sin\beta)}, \quad (8)$$

де $M_z = \frac{QD\eta(\beta + \sin\beta)}{4mu \sin(\beta/2)}$ – необхідний гальмовий момент;

Q – вантажність (вантажопідйомність);

2 – здвоєний поліспаст;

I_p, I_m – моменти інерції ротора і муфти відповідно.

Залежність дійсного часу гальмування механізму підйому при підніманні та опусканні вантажу від кута обхвату колодкою гальмівного шківів показано на рис. 4. Дані отримали при $I_p + I_m = 1,02$; $n_{\partial s} = 710$ об/хв; $G = 12500$ кг; $D = 0,42$ м; $m = 2$; $u = 50,94$.

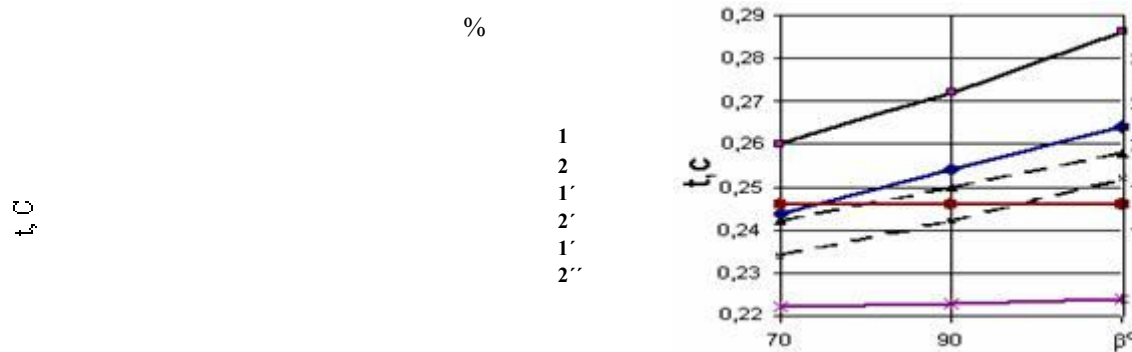


Рис. 4. Залежність від кута обхвату колодкою гальмівного шківів:
1, 2 – часу гальмування при підйомі та опусканні вантажу; 1', 2' – за відсоткових розбіжностей з нормативним часом; 1'', 2'' – час, отриманий за нормативною формулою

Висновки. Отримано формулу для визначення сили притискання колодки до гальмівного шківів з урахуванням кута обхвату колодкою гальмівного шківів. Аналіз отриманих формул та графіків дозволяє зробити такі висновки:

- нормативну формулу з визначення гальмівного моменту колодковими гальмами отримана без урахування закону тертя ковзання, оскільки сила притискання колодки не дорівнює сумі нормальних тисків;
- дійсна величина розмірів гальма і часу гальмування залежать від кута обхвату колодкою гальмівного шківів, а різниця у величинах сягає недопустимих при розрахунках гальм величин;
- отримана формула для визначення сили притискання колодки до гальмівного шківів з урахуванням кута обхвату колодкою гальмівного шківів;
- подальші дослідження можуть бути присвячені коефіцієнту корисної дії передач.

Література

1. Александров М. П. Тормозные устройства [Текст] : справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев и др. – М. : Машиностроение, 1985. – 312 с.
2. Александров М. П. Справочник по кранам [Текст] : в 2 т. / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др. – М. : Машиностроение, 1988. – Т. 2. – 559 с.