



УДК 621.891

## **ПРОГНОЗУВАННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР ТЕРТЯ МОДУЛЬНОГО ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА ШАХТНОЇ ПІДІЙМНОЇ МАШИНИ**

*Д.О. Вольченко, В.Я. Малик, А.В. Возний, В.С. Витвицький*

*Івано-Франківський національний технічний університет  
нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна,  
76019, e-mail: [admin@nung.edu.ua](mailto:admin@nung.edu.ua)*

У будь-яких гальмівних пристроях, що використовуються в піднімально-транспортних і дорожно-будівельних машинах, транспортних засобах та в інших галузях народного господарства, суттєву роль відіграє енергонавантаженість їхніх фрикційних вузлів. Вона в значній мірі при будь-якому режимі гальмування машини залежить від швидкості її руху і маси вантажу. При високому рівні енергонавантаженості спостерігається зниження гальмівного моменту через підвищення температури на поверхнях тертя металевого і неметалевого фрикційних елементів, які мають різну геометрію спряжених поверхонь [1, 2]. При температурі поверхонь тертя, що перевищує допустиму для матеріалу фрикційних накладок, спостерігається зниження ефективності гальмування, при цьому відбувається інтенсивний знос робочих поверхонь та їх руйнування. У той же час через великі температурні градієнти на поверхні металевого елемента тертя розвиваються високі температурні напруження, які сприяють зародженню і розвитку мікротріщин, що призводить до його руйнування.

Забезпечення ефективної і безпечної роботи пар тертя дисково-колодкових гальм піднімально-транспортного устаткування, особливо модульного дисково-колодкового гальма шахтної підімальної машини, стає можливим через визначення раціональних конструктивних параметрів пар тертя різних типів [3]. Проте у сфері проектування фрикційного вузла дисково-колодкового гальма відсутній комплексний підхід і поєднання динамічного й теплового розрахунку для визначення раціональних конструктивних параметрів його елементів, що дозволило б спроектувати фрикційний вузол високої енергоємності з умови забезпечення необхідного гальмівного моменту. Тому проблема створення ефективного гальмівного механізму залишається актуальною.

Метою роботи є оптимізація конструктивних параметрів різних типів дисків при достатній енергоємності дисково-колодкових гальм для не перевищення допустимої енергонавантаженості їх вузлів тертя



та використання пар тертя на основі динамічних моделей в модульних дисково-колодкових гальмах шахтних піднімальних машин.

При виконанні досліджень використовували методи теорії теплопровідності, теплообмінних і теплопередавальних процесів для визначення поверхневих температур суцільних і самовентильованих гальмівних дисків, а також поверхневих і об'ємних температурних градієнтів; визначення механічних і термічних напружень в гальмівних дисках; геометричного програмування для визначення раціональних конструктивних параметрів гальмівних дисків різних типів з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції обертального мас і термічних напружень; оцінки енергонавантаженості модульного гальма шахтної піднімальної машини.

До складу вихідних даних входять нормальні притискні зусилля  $N$  у парі тертя «диск-накладка» і необхідний гальмівний момент  $M_{\Gamma}$ . За допомогою методу геометричного програмування визначено: зовнішній діаметр  $D_1$ , товщину  $\delta_0$  і різницю величин зовнішнього та внутрішнього діаметрів  $D_1 - D_2$  гальмівного диска. Аналітичні залежності наведено в табл. 1.

Таблиця 1 -- Визначення оптимальних конструктивних параметрів гальмівного диска

Параметри		Розрахункові залежності
Конструктивні параметри гальмівного диска	цільова функція	$c = c_1 \cdot \delta_0^2 (n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot \delta_0) + c_2 \left[ \delta_0^2 (n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot \delta_0)^{-1} \right] \rightarrow \min ; (1)$
	зовнішній діаметр	$D_1 = c_3 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2 \beta_1 \cdot E \cdot k \cdot M_{\Gamma} \cdot \omega \cdot \tau (1 - \mu^2)}{2S_0 \cdot c}} ; (2)$
	товщина	$\delta_0 = c_5 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2 \beta_1 \cdot E \cdot k \cdot M_{\Gamma} \cdot \omega \cdot \tau}{2S_0 \cdot c (1 - \mu^2)}} ; (3)$
	різниця величин зовнішнього і внутрішнього діаметрів	$D_1 - D_2 = c_4 \frac{1}{\pi \cdot \rho} \sqrt{\frac{a_2 \beta_1 \cdot E \cdot k \cdot M_{\Gamma} \cdot \omega \cdot \tau}{2S_0 \cdot c (1 - \mu^2)}} \sqrt{\frac{4\sigma_1}{3[p]}} ; (4)$
Маса		$m_0 = \pi \rho \delta_0 (D_1^2 - D_2^2) / 4, (5)$

У залежностях (1)–(5) використано такі позначення:

$n_1, n_2$  – коефіцієнти цільової функції;  $a_1, a_2$  – вагові коефіцієнти;  $k$  – коефіцієнт, що враховує частину енергії, акумульованої гальмівним диском в процесі гальмування;

$\omega$  – кутова швидкість гальмівного диска перед початком гальмування,  $c^{-1}$ ;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $\tau$  – час гальмування,  $c$ ;  $S_0$  – кількість пар тертя гальма;  $c_1, c_2$  – коефіцієнти мономів;  $c_3, c_4$ ,



$c_5$  – коефіцієнти, що враховують зв'язок між гальмівними пристроями гальмівного диска;  $E$  – модуль Юнга, МПа;  $[p]$  – допустимі питомі навантаження, що діють на поверхню гальмівного диска, МПа;  $\sigma_t$  – термонапруження диска, МПа.

Обмеженнями при проектуванні фрикційних вузлів гальма виступають умова мінімізації махових мас ( $m_o$ ) і запобігання термостабілізаційного стану гальмівного диска ( $t_o$ ). Спираючись на досвід конструювання та методи оцінки міцності елементів пар тертя гальма розглянуто границі обмеження кожного з параметрів.

Для кількісної оцінки процесів теплоутворення і тепловідведення запропоновано поняття питомої енергоємності металевих елементів тертя гальмівних пристроїв за величиною теплового показника  $E_T$ .

Останній визначається за кількістю зовнішньої енергії  $W_{mp}$  (роботи тертя), витраченої на зміну градієнта температури гальмівного диска в широкому діапазоні температур:

$$E_T = W_{mp} / \Delta t, \quad (6)$$

де  $W_{mp} = fpA_r V_{кв}$ , де  $A_r$  – фактична площа контакту.

Результати багатокритеріального підходу з визначення раціональних конструктивних параметрів динамічної моделі гальма наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Прогнозовані раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри динамічної моделі дисково-колодкового гальма

Вихідні параметри				Обмеження по масі диска				
Рівні				рівні				
Нижній		верхній		нижній		верхній		
$p$ , МПа	2,5	4,0		$m_o$ , кг	9,23	12,3	10,77	
$M_T$ , Н·м	20,0	50,0		Обмеження по тепловій навантаженості гальмівного диска				
Конструктивні параметри	нижній рівень			верхній рівень				
	$D_1$ , мм	0,40	0,44	0,42	$t_{II}$ , °C	-	450,0	400,0
	$\delta_{II}$ , мм	0,385	0,478	0,432	$t_V$ , °C	50,0	200,0	185,0
	$D_1 - D_2$ , мм	0,200	0,229	0,215	Оптимізаційні рівні			
	Вторинні				нижній		верхній	
	$L_{II}$ , мм	100,0	Квз	0,12	$\tau$ , с	1,0	14,0	10,0
$H_H$ , мм	50,0	$\alpha_{II}$	12,0 Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	$E_T$ , кДж/°C	0,106	0,111	0,109	
Експлуатаційні параметри								
$N$ , кН	7,0...15,0	$f$	0,3...0,5	$W_m$ , кДж	30,0-40,0	$\Delta g_1$ , г	12,5	



Оптимізовано основні конструктивні параметри за часом гальмування ( $\tau \rightarrow \min$ ) і за енергоємністю гальма ( $E_T \rightarrow \max$ ). Для оптимізації введено інтервал зміни двох вищевказаних взаємопов'язаних параметрів, який забезпечує їх поєднання.

#### Висновки

У результаті виконаних теоретичних та експериментальних досліджень пар тертя дисково-колодкових гальм шахтних піднімальних машин, за допомогою методу геометричного програмування визначено оптимальні конструктивні параметри суцільного гальмівного диска. Розглянуто методи і засоби підвищення ефективності дисково-колодкових гальм та запропоновано удосконалений метод багатокритеріального проектування фрикційних вузлів гальма раціональної конструкції, який враховує напружено-деформований і термостабілізаційний стан його гальмівного диска. Спрогнозовано раціональні експлуатаційні параметри пар тертя з різними типами гальмівних дисків, які забезпечують покращання їхніх зносо-фрикційних властивостей.

#### Літературні джерела

1 Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств. Стандарт / А.Х. Джанахмедов, Дж. Г. Курбанов, А. И. Вольченко и др. – Баку: Апострофф, 2016 – 264 с.

2 Возный А. В. Энергонагруженность пар трения в дисково-колодочных тормозных устройствах / А. В. Возный, В. С. Витвицкий, О. Б. Стаднык // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2017. – Вип. 1(74). – С. 49-64.

3 Вольченко Н.А. К вопросу оптимизации конструктивных параметров пар трения дисково-колодочного тормоза / Н.А. Вольченко, А.В. Возный, А. Н. Вудвуд, О.Б. Стаднык // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2015. – Вип. 3(68). – С. 21-30.