

УДК 621.891

А. В. ВОЗНИЙ

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна***ГАЛЬМІВНИЙ МОМЕНТ ПРИ КОНТАКТНО-ІМПУЛЬСНІЙ ВЗАЄМОДІЇ
МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ**

Проілюстровано вплив внутрішніх сил, що виникають в перетинах фрикційних накладок на величину гальмівного моменту, що розвивається стрічково-колодковим гальмом бурової лебідки. При цьому гальмівний момент має імпульсну природу.

Ключові слова: *стрічково-колодкове гальмо, металополімерна пара тертя, контактно-імпульсна взаємодія, динамічний коефіцієнт тертя, гальмівний момент.*

Вступ. У більшості випадків, дуже важко детально проаналізувати й оцінити динамічні параметри металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки в процесі гальмування через контактно-імпульсну їх взаємодію. Імпульсна природа взаємодії мікроставів металополімерних пар тертя надає відбиток на закономірності зміни в контакті нормальних сил, динамічний коефіцієнт тертя, сили тертя та інші експлуатаційні параметри, і як наслідок, на один з найважливіших параметрів – гальмівний момент, що розвивається стрічково-колодковим гальмом бурової лебідки.

Стан проблеми. Існуючі методики визначення гальмівних моментів, що розвиваються металополімерними парами тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок зводяться до визначення натягів гілок стрічки і до знання радіусу робочої поверхні гальмівного шківа [1; 2; 3]. Уточнені залежності для визначення гальмівного моменту включають в себе супутні параметри, які є характерними для гальмівної стрічки (деформація ділянок, кут охоплення ділянкою стрічки неробочої поверхні фрикційної накладки, товщину і ширину стрічки, а також піддатливість її ділянок) і для пари тертя «метал–полімер» – динамічний коефіцієнт тертя [4; 5].

В залежності для визначення динамічного коефіцієнта і гальмівного моменту входить сила тертя F_T , яка має імпульсну природу [4; 5], що свідчить про те, що вище вказані параметри також матимуть імпульсний характер. У роботі [6] був проілюстрований імпульсний характер динамічного коефіцієнта тертя в металополімерній парі тертя. Покажемо, що такий же характер має і гальмівний момент, який створюється металополімерними парами тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Вплив внутрішніх сил, що виникають в перетинах накладок на величину гальмівного моменту, що створюється внутрішніми і зовнішніми парами тертя стрічково-колодкового гальма. Найважливішим експлуатаційним параметром стрічково-колодкового гальма є гальмівний момент. Для визначення останнього приймаємо розрахункову схему (рис. 1) згідно якої розглядається взаємодія елементарної ділянки гальмівної стрічки і фрикційної накладки з ободом шківа в процесі гальмування (з урахуванням впливу на нього частин накладки, що відкидаються).

Нехай на елементарну ділянку гальмівної стрічки і фрикційної накладки з центральним кутом $d\varphi$ діє натяг t і $t + \Delta t$, сила тертя dF_T між накладкою і шківом, нормальна реакція dN шківа, дотичні напруження τ і згинальні моменти M і $M + dM$ в перетинах накладки (рис. 1).

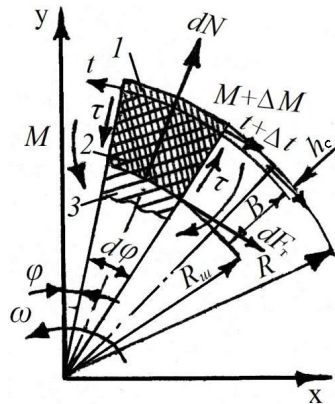


Рис. 1. Розрахункова схема вузла стрічково-колодкового гальма:
1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмівний шків

Для даного випадку радіус кривизни і згинальна жорсткість стрічки і накладки не міняються, тому прирощення згинального моменту дорівнює нулю ($dM = 0$).

Зупинимось на розгляді взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки зі шківом завдяки її притисканню ділянкою гальмівної стрічки, тобто при функціонуванню внутрішньої пари тертя «гальмівний шків – фрикційна накладка».

Напишемо умови рівноваги елемента фрикційної накладки з гальмівним шківом

$$\sum X_i = dF_T \cos\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) - t \cos \varphi + (t + dt) \cos(\varphi + d\varphi) + dN \sin\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) - \tau \delta B \sin \varphi + \tau \delta B \sin(\varphi + d\varphi) = 0; \quad (1)$$

$$\sum Y_i = -dF_T \sin\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) + t \sin \varphi - (t + dt) \sin(\varphi + d\varphi) + dN \cos\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) - \tau \delta B \cos \varphi + \tau \delta B \cos(\varphi + d\varphi) = 0; \quad (2)$$

$$\sum M_i = M - M + dM - dF_T R_{uu} + t R_{cm} - (t + dt) R_{cm} = 0. \quad (3)$$

Дотичне напруження, яке має місце в розрізі фрикційної накладки, виникає внаслідок дії сили тертя dF_T

$$\tau = \frac{dF_T}{\delta B}. \quad (4)$$

Сила тертя та нормальна реакція зв'язані залежністю (закон Амонтона)

$$dF_T = f dN. \quad (5)$$

З умови рівноваги (3) визначимо dF_T

$$dF_T = \frac{(t - (t + dt)) R_{cm}}{R_{uu}} = -dt \bar{R}, \quad (6)$$

де R_{cm} , R_{uu} – радіуси: середній кривизни гальмівної стрічки; гальмівного шківа $R_{cm}/R_{uu} = \bar{R}$; δ та B – товщина та ширина фрикційної накладки; f – динамічний коефіцієнт тертя фрикційної пари.

Вирази (4) і (5) з врахуванням (6) отримають вигляд:

$$\tau = \frac{-dt \bar{R}}{\delta B}; \quad (7)$$

$$dN = \frac{dF_T}{f} = \frac{-dt \bar{R}}{f}. \quad (8)$$

Тепер з рівняння (2) знаходимо залежність між натягами на кінцях стрічки та кутом охоплення

$$-(-dt\bar{R})\sin\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) + t\sin\varphi - (t+dt)\sin(\varphi + d\varphi) - \\ - \frac{dt\bar{R}}{f}\cos\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) - \frac{(-dt\bar{R})}{\delta B}\delta B\cos\varphi + \frac{(-dt\bar{R})}{\delta B}\delta B\cos(\varphi + d\varphi) = 0$$

Враховуючи, що $d\varphi$ – величина мала, приймаємо:

$$\cos d\varphi \approx 1; \quad \cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1; \quad \sin d\varphi \approx d\varphi; \quad \sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2},$$

нехтуючи також при цьому малими величинами другого порядку.

Використовуючи (4) – (8) після деяких перетворень отримуємо вираз:

$$\frac{dt}{t} = \frac{d\varphi}{\left(\frac{\bar{R}}{f} - t\operatorname{tg}\varphi(\bar{R}-1)\right)} \quad (9)$$

Після інтегрування:

$$\ln|t| = \frac{A\varphi - B \ln|A \cos(\varphi) - B \sin(\varphi)|}{A^2 + B^2},$$

де $A = \frac{\bar{R}}{f}$, $B = (\bar{R} - 1)$.

Залежність між натягом набігаючої і збігаючої ділянки гальмівної стрічки:

$$\ln \frac{F_n}{F_3} = \frac{1}{A^2 + B^2} (An\varphi_k - B \ln|A \cos(n\varphi_k) - B \sin(n\varphi_k)|) = \kappa(\varphi),$$

або

$$F_n = F_3 \exp \kappa(\varphi).$$

При цьому гальмівний момент M_Γ , що розвиває фрикційний вузол, дорівнює:

$$M_\Gamma = F_3 R_{uw} [\exp \kappa(\varphi) - 1] \quad (10)$$

а якщо перейти до безрозмірної форми запису, то отримуємо

$$\bar{M}_\Gamma = \frac{M_\Gamma}{F_3 R_{uw}} = \exp \kappa(\varphi) - 1.$$

Розглянемо взаємодію ділянки гальмівної стрічки з неробочою поверхнею фрикційної накладки, коли утворюється зовнішня пара тертя.

Напишемо умови рівноваги елемента гальмівної накладки зі стрічкою

$$\sum X_i = -t \cos \varphi + dN \sin\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) + (t+dt)\cos(\varphi + d\varphi) + \\ + dF_n \cos\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) + \tau \delta B \sin(\varphi + d\varphi) - \tau \delta B \sin \varphi = 0; \quad (11)$$

$$\sum Y_i = -dF_n \sin\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) + t \sin \varphi - (t+dt)\sin(\varphi + d\varphi) + \\ + dN \cos\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) - \tau \delta B \cos(\varphi + d\varphi) + \tau \delta B \cos \varphi = 0; \quad (12)$$

$$\sum M_i = M - (M + dM) - dF_{cn}R_{cm} + tR_{cm} - (t+dt)R_{cm} = 0. \quad (13)$$

Із рівняння (13) визначимо dF_T

$$dF = dt \frac{R_{cm}}{R_{cm}} = dt. \quad (14)$$

Знаходимо дотичні напруження і елементарну нормальну силу

$$\tau = \frac{dt}{\delta B}; \quad (15)$$

$$dN = \frac{dF}{f} = \frac{dt}{f}. \quad (16)$$

Тепер з рівняння (12) можемо знайти залежність між натягами на кінцях стрічки і кутом охоплення

$$\begin{aligned} & -dt \sin\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) + t \sin \varphi - t \sin(\varphi + d\varphi) - dt \sin(\varphi + d\varphi) \\ & + \frac{dt}{f} \cos\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) - dt \cos(\varphi + d\varphi) + dt \cos \varphi = 0. \end{aligned}$$

Враховуючи, що $d\varphi$ – величина мала, можемо прийняти:

$$\cos d\varphi \approx 1; \quad \cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1; \quad \sin d\varphi \approx d\varphi; \quad \sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2},$$

Аналогічно з першим випадком малими величинами другого порядку нехтуємо. Використовуючи залежності (14) – (16) після деяких перетворень отримуємо вираз:

$$\frac{dt}{t} = \frac{d\varphi}{f} - 2tg\varphi.$$

Після інтегрування:

$$\ln|t| = \frac{A\varphi - 2 \ln|A \cos(\varphi) - 2 \sin(\varphi)|}{A^2 + 4},$$

де $A = \frac{1}{f}$; $B=2$.

Залежність між натягом набігаючої і збігаючої ділянки гальмівної стрічки:

$$\ln \frac{F_n}{F_3} = \frac{1}{A^2 + B^2} (An\varphi_\kappa - 2 \ln|A \cos(n\varphi_\kappa) - 2 \sin(n\varphi_\kappa)|) = \kappa(\varphi),$$

або

$$F_n = F_3 \exp \kappa(\varphi).$$

При цьому гальмівний момент M_Γ буде дорівнювати:

$$M_\Gamma = F_3 R_{cm} [\exp \kappa(\varphi) - 1] \quad (17)$$

Безрозмірна форма запису залежності (17) має вигляд

$$\overline{M}_\Gamma = \frac{M_\Gamma}{F_3 R_{cm}} = \exp \kappa(\varphi) - 1.$$

Залежність (17) використовується для визначення гальмівного моменту в тому випадку, коли фрикційні накладки посаджені на робочу поверхню гальмівного шківів і разом з ним обертаються. При цьому гальмівна стрічка вільна від фрикційних накладок.

Аналіз гальмівних моментів, що розвиваються парами тертя «фрикційна накладка - гальмівний шків». Дано аналіз закономірностей зміни гальмівних моментів по довжині стрічки гальма, яка поділена на три ділянки: з 1-ї до 7-у; з 7-ї до 15-у; з 15-ї до 22-у накладки (рис. 2). В кожній із ділянок спостерігаються сплески гальмівних моментів, які мають максимальні значення на третій, одинадцятій (при $f = 0,2$ максимум зміщений на 12-у накладку) та дев'ятнадцятій накладках. Відносно останньої накладки зміщення максимальних величин гальмівних моментів при значеннях $f = 0,2; 0,25$ і $0,3$ відбувається на двадцяті накладку.

У табл. 1 наведені моментні характеристики накладок стрічки гальма при їх мінімальних і максимальних значеннях.

Наведемо аналіз величин гальмівних моментів окремо по кожній ділянці гальмівної стрічки по конкретним фрикційним накладкам при зміні динамічного коефіцієнта тертя від 0,2 до 0,35.

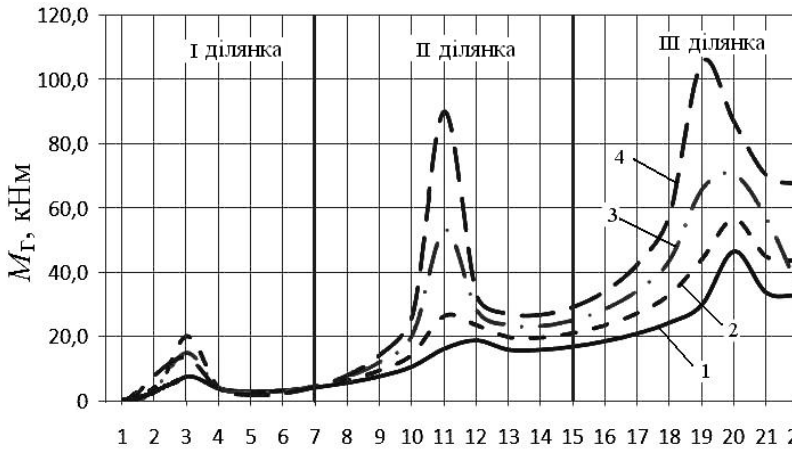


Рис. 2. Закономірності зміни гальмівних моментів по довжині стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки ($R_u = 0,725\text{м}$; $\varphi = 9,8^\circ$; $S_z = 50,0\text{кН}$) при різних динамічних коефіцієнтах тертя в парі «гальмівний шків – фрикційна накладка»:

$$1 - f = 0,2; 2 - f = 0,25; 3 - f = 0,3; 4 - f = 0,35$$

Таблиця 1

Моментні характеристики фрикційних накладок стрічки стрічково-колодкового гальма

Ділянки	Значення f для								Номера накладок	Значення f			
	0,2	0,25	0,3	0,35	0,2	0,25	0,3	0,35		0,2	0,25	0,3	0,35
	мінімальних				максимальних					Значення градієнтів гальмівних моментів, кНм/м			
	величин гальмівних моментів, кНм												
I	0,07	1,095	3,54	7,94	7,46	20,01	14,91	13,43	3	62,1	166,8	124,2	111,9
									6	25,6	25,46	24,35	19,53
									7	33,6	35,83	38,22	36,44
II	5,49	6,35	7,48	8,06	18,78	26,38	53,24	90,04	11	134,8	219,8	443,7	750,4
									15	140,2	174,6	209,1	243,7
III	18,52	23,44	28,64	34,23	46,64	56,46	70,54	105,4	19	249,3	366,2	548,6	878,4
									20	388,7	470,5	587,8	723,3

Визначимо спочатку співвідношення динамічних коефіцієнтів тертя $0,25/0,2 = 1,25$; $0,3/0,25 = 1,2$ і $0,35/0,3 = 1,16$, тобто їх величини зменшуються. При цьому при мінімальних значеннях гальмівних моментів їх співвідношення на ділянках гальмівної стрічки складають: на першій – 15,64; 3,23 і 2,27; на другій – 1,16; 1,8 і 1,08; на третій – 1,27; 1,22 і 1,19 (при вищевказаних співвідношеннях динамічних коефіцієнтів тертя). Найбільш стабільними є співвідношення мінімальних гальмівних моментів на третій ділянці, оскільки вони майже рівні співвідношенням динамічних коефіцієнтів тертя.

На другій ділянці співвідношення мінімальних гальмівних моментів змінюються від 1,08 до 1,8, а на першій – від 2,24 до 15,6.

Що стосується співвідношень максимальних гальмівних моментів то вони змінюються на ділянках гальмівних стрічок наступним чином: на першій – 2,68; 1,40 і 1,211; на другій – 0,745; 2,02 і 1,25; на третій – 1,25; 1,69 і 1,49. Найбільш

близькими співвідношеннями стосовно динамічного коефіцієнта тертя є співвідношення максимальних гальмівних моментів, що розвиваються накладками третьої ділянки стрічки.

Таким чином, співвідношення мінімальних і максимальних гальмівних моментів, що розвиваються третьою ділянкою гальмівної стрічки (знаходиться на набігаючій гілці стрічки), є квазістабільними величинами.

Аналіз величин градієнтів гальмівних моментів, що розвиваються третьою накладкою (перша ділянка стрічки) згідно з табл. 1, показує що має місце коливання їх значень від 62,1 до 166,8 кНм/м, а співвідношення змінюються від 0,745 до 2,686. Найбільш стабільні величини співвідношень мають градієнти гальмівних моментів, що розвиваються двадцятю накладкою (третья ділянка стрічки) які становлять 1,21; 1,25 і 1,23 при співвідношеннях динамічних коефіцієнтів тертя 1,25, 1,2 і 1,16.

Використання нового експлуатаційного параметра, яким є градієнт гальмівних моментів, що розвиваються парами тертя «гальмівний шків –фрикційна накладка» дозволяє давати оцінку їх величин по кожній фрикційній накладці гальмівної стрічки.

Висновок. Таким чином, гальмівний момент, що розвивається кожною фрикційною накладкою гальмівної стрічки при їх контактній-імпульсній взаємодії з робочою поверхнею гальмового шківа, має характер імпульсного через імпульсні зміни його складових (нормальної сили, сили тертя і динамічного коефіцієнта тертя), а також має хвилову природу.

Список літератури

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины / Александров М.П. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана и ГУП «Высшая школа». – 2000. – 550 с.
2. Джанахмедов А.Х. Триботехнические проблемы в нефтегазовом оборудовании / А.Х. Джанахмедов. – Баку: Элм, 1998. – 216 с.
3. Ленточно-колодочные тормозные устройства / [А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко и др.]; под общ. ред. А.А. Петрика. – в 2-х томах. Том 1. – Краснодар: из-во Кубанск. государств. технолог. ун-та. – 2009. – 276с.
4. Ленточно-колодочные тормозные устройства / [Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, С.И. Криштопа и др.]; под общ. ред. Д.А. Вольченко. – в 2-х томах. Том 2. – Ивано-Франковск – Краснодар: из-во Прикарпатск. национ. ун-та. им. Василия Стефаняка. – 2013. – 441 с.
5. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. редакцией А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. –575 с.
6. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть 6) / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко [и др.] // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2012. Вип. 57. – С. 48–57.

Стаття надійшла до редакції 14.05.2013

A. V. VOZNA

BRAKING TORQUE FOR CONTACT-IMPULSE INTERACTION OF METAL-POLYMER FRICTION PAIRS

We've illustrated the influence of internal forces in the sections of the friction pads on the amount of brake torque developed by band-block brake of a drawworks. Braking torque has impulsive nature.

Keywords: band-block brake, metal-polymer friction pair, contact-impulse interaction, dynamic friction coefficient, braking torque.

Возний Андрій Володимирович – аспірант кафедри Механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. rector@nung.edu.ua