

ПОЛІНОМІАЛЬНІ ЗАКОНОМІРНОСТІ ЗМІНИ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Д.О. Вольченко, Я.В. Куриляк, А.В. Мойсишин, А.В. Возний

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,
e-mail: public@nimg.edu.ua

Запропоновано метод визначення динамічних експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм. В основу методу покладено поліноміальний закон зниження швидкості обертання гальмівного шківів. Розглянуто триперіодну тахограму спуску бурильної колони на довжину однієї свічки. Експлуатаційні параметри гальма сформовано послідовно у групи. Розглянуто першу групу експлуатаційних параметрів – швидкісно-динамічних.

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, експлуатаційні параметри, бурова лебідка, гальмівний шків, фрикційна накладка

Предложен метод определения динамических эксплуатационных параметров ленточно-колодочных тормозов. В основу метода положен полиномиальный закон снижения скорости вращения тормозного шкива. Рассматривается трехпериодная тахограмма спуска бурильной колонны на длину одной свечи. Эксплуатационные параметры тормоза сформированы последовательно в группы. Рассматривается первая группа эксплуатационных параметров – скоростно-динамические.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, эксплуатационные параметры, буровая лебедка, тормозной шкив, фрикционная накладка

The method for determination of operational parameters of the dynamic band-shoe brakes. The method is based law put a polynomial reduction of speed brake pulley. Considered the third periodic tachogram descent drill string to the length of a single candle. Operational parameters brake formed successively in the group. Considered the first group of operational parameters – speed and dynamic.

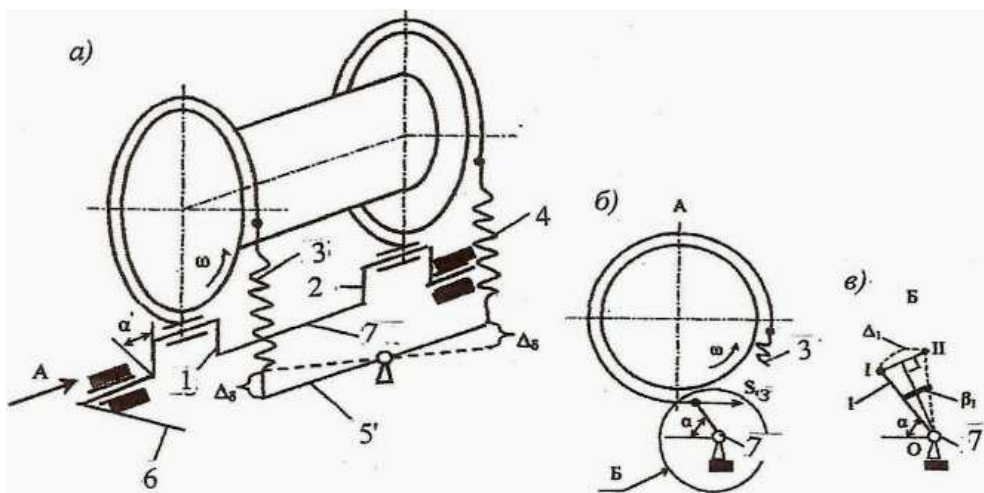
Keywords: band-shoe brake, operating parameters, drilling winch, brake pulley, frictional unit

Вступ. У статті запропоновано лінеаризацію закономірностей зміни параметрів динамічної навантаженості стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Лінеаризацію експлуатаційних параметрів здійснено за двоперіодною тахограмою спуску бурильної колони на довжину однієї свічки.

На рис. 1 а, б, в наведено схему стрічково-колодкового гальма (а), його розрахунку

схему (б) та положення кривошипа в гальмі (в). Роботу стрічково-колодкового гальма бурової лебідки детально висвітлено в [1].

При розгляді першої групи експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки розглянуто триперіодну тахограму спуску бурильної колони на довжину однієї свічки (рис. 2). При цьому використано такі позначення: V_{cmax} – максимальна швид-



1, 2 – кривошипи; 3, 4 – тяги набігаючих гілок лівої та правої гальмівних стрічок; 5 – балансир; 6 – важіль керування гальмом; 7 – гальмівний вал

Рисунок 1 – Схема стрічково-колодкового гальма (а); розрахункова схема гальма (б); положення кривошипа в гальмі (в)

кість спуску однієї свічки в I-му періоді; $V_{y.c.c}$ – усталена швидкість спуску однієї свічки в II-му періоді; III-ій період – гальмування фрикційними вузлами стрічково-колодковим гальмом у режимі сповільнення руху свічки.

Як видно з рис. 2, гальмування стрічково-колодковим гальмом ведеться на II-му і III-му періодах з різною інтенсивністю. На III-му періоді гальмування фрикційними вузлами гальма здійснюється із змінною інтенсивністю, що сприяє зміні частоти обертання гальмівного шківа за квадратичною залежністю [2].

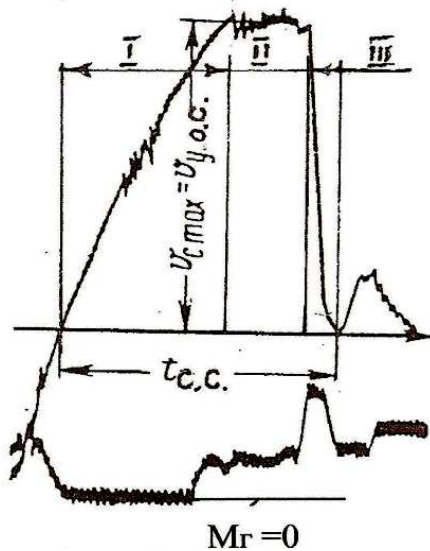


Рисунок 2 – Триперіодна тахограма спуску бурильної колони на довжину однієї свічки

Рівняння динамічної рівноваги при спуску завантаженого елеватора має вигляд:

$$M_{cm} - M_z - M_T = I_{\sigma,\sigma} \frac{d\omega}{dt}, \quad (1)$$

де: M_{cm} – статичний момент на барабанному валу лебідки від маси бурильної колони; M_z , M_T – гальмівні моменти, що розвивають гідродинамічне і стрічково-колодкове гальмо; $I_{\sigma,\sigma}$ – момент інерції барабанного вала лебідки і зведених до нього мас; $\frac{d\omega}{dt}$ – кутове прискорення (сповільнення) барабанного вала лебідки.

Аналіз рівняння (1) свідчить, що в процесі оперативного керування спуском завантаженого елеватора бурильник може впливати на характер протікання процесу тільки шляхом зміни M_z і M_T . Проте при бурінні до глибини 1500-1700 м спуск колони бурильних труб ведеться без використання гідродинамічного гальма. Форма тахограми процесу змінюється тільки за рахунок зміни M_T , тобто має місце закон зниження швидкості системи від сталого значення до нуля.

Режим обертання гальмівного шківа. Зміна динамічного коефіцієнта тертя, сил тертя, роботи тертя, питомих навантажень, потужності гальмування і гальмівного моменту залежить

від форми тахограми, тобто від закономірності зміни кутової швидкості гальмівного шківа (від усталеної ω_0 на початку гальмування до нуля). Виходячи з існуючих режимів навантаження фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма, часто зустрічається в умовах експлуатації квазисинусоїдальний закон, тахограма якого описується такою залежністю:

$$\omega_1 = \omega_0 \cos^2 \frac{\pi t}{2t_k}, \quad (2)$$

де: ω_1 , ω_0 , t – поточне і початкове значення кутової швидкості гальмівного шківа і час реалізації першого; $\omega_0 = a_{ut} t_k$, a_{ut} – сповільнення гальмівного шківа; t_k – тривалість процесу гальмування.

Графічні закономірності зміни кутової швидкості шківа при його гальмуванні в часі наведено в [2].

Час гальмування. Час гальмування стрічково-колодковим гальмом залежить від маси колони бурильних труб (G), яка спускається в свердловину, типу лебідки (радіуса її барабанного вала) та зносо-фрикційних властивостей пар тертя гальма, коефіцієнта корисної дії ($\eta_{r.m}$), кратності талевої системи (i) та її коефіцієнта корисної дії ($\eta_{m.c}$), типу свердловини. Час гальмування стрічково-колодкового гальма визначається, в основному, експериментально. Аналітично час гальмування визначається за залежністю вигляду:

$$t_k = \frac{2l}{V_c}, \quad (3)$$

де: l – довжина однієї свічки; V_c – лінійна швидкість спуску свічки.

Поліноміальний характер мають залежності часу спуску (t_c) колони бурильних труб на довжину однієї свічки ($l_{\text{св}} = 37,0$ м) від усталеної швидкості (V_y) при різних прискореннях розгону ($a_{\text{д.н.}}$) (рис. 3 а):

для кривої 1 –

$$y = 7,142x^2 - 44,829x + 85,331;$$

для кривої 2 –

$$y = 3,607x^2 - 23,893x + 57,5.$$

Аналогічні криві 3 та 4 проілюстровані для довжини свічки ($l_{\text{св}} = 25,0$ м) на рис. 3 б, які описуються залежностями вигляду:

для кривої 3 –

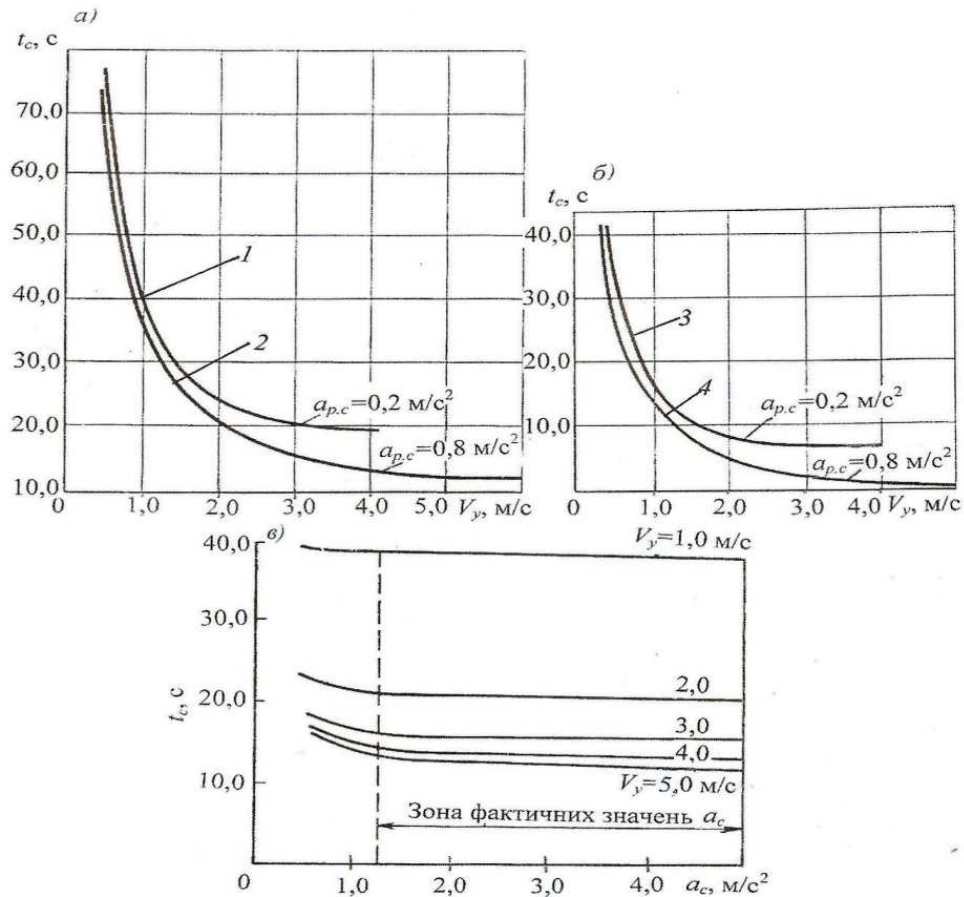
$$y = 4,512x^2 - 26,823x + 43,629;$$

для кривої 4 –

$$y = 3,083x^2 - 20,019x + 32,555.$$

Закономірності часу спуску (t_c) колони бурильних труб на довжину свічки ($l_{\text{св}} = 37,0$ м) від сповільнення (a_c) при гальмуванні наведено на рис. 3 в.

Представлені закономірності мають поліноміальний та лінійний характер, тобто наявні дві різні зони.



а – $l_{cb}=37,0$ м; б – $l_{cb}=25,0$ м; в – сповільнення при гальмуванні (a_c) і $l_{cb}=37,0$ м

Рисунок 3 – Залежність часу спуску (t_c) колони на довжину свічки від усталеної швидкості спуску (V_y) при різних прискореннях розгону ($a_{p,c}$)

Криві при зміні a_c від 0,8 до 1,2 м/с² при:

$V_y = 2,0$ м/с –

$$y = 6,988 \cdot 10^{-14} x^2 - 25x + 24,0; \quad (4)$$

$V_y = 3,0$ м/с – $y = 1,25x^2 - 5,25x + 21,0$;

$V_y = 4,0$ м/с – $y = 7,5x^2 - 19,5x + 27,3$;

$V_y = 5,0$ м/с – $y = 7,5x^2 - 19,5x + 26,1$.

Прямі при зміні a_c від 1,2 до 5,0 м/с² при:

$V_y = 2,0$ м/с; $y = 21,0$;

$V_y = 3,0$ м/с; $y = -0,12x + 14,564$;

$V_y = 4,0$ м/с; $y = -0,12x + 14,584$;

$V_y = 5,0$ м/с; $y = -0,341x + 13,755$.

Закономірності зміни часу (t_c) та швидкості спуску ($V_{c,max}$) завантаженого елеватора від сповільнення (a_c) при трикутній формі тахограми проілюстровано на рис. 4.

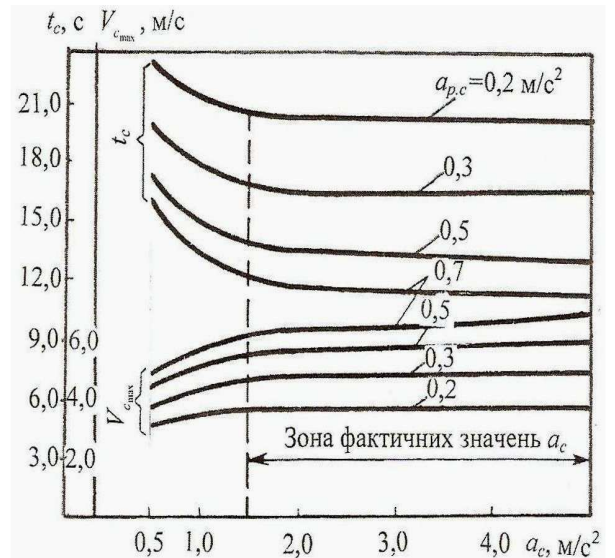


Рисунок 4 – Графічні залежності часу (t_c) та швидкості спуску ($V_{c,max}$) завантаженого елеватора від сповільнення (a_c) при трикутній формі тахограми

Криві при зміні a_c від 0,5 до 1,5 м/с² при:

$$a_{\delta.\bar{n}} = 0,2\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 1,8x^2 - 6,3x + 25,5;$$

$$a_{p.c.} = 0,3\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 1,4x^2 - 5,7x + 22,0;$$

$$a_{p.c.} = 0,5\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 1,8x^2 - 6,9x + 20,1;$$

$$a_{p.c.} = 0,7\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 1,8x^2 - 7,5x + 19,2.$$

Прямі при зміні a_c від 1,5 до 5,0 м/с² при:

$$a_{\delta.\bar{n}} = 0,2\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 20,1;$$

$$a_{p.c.} = 0,3\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 16,5;$$

$$a_{p.c.} = 0,5\bar{i} / \bar{n}^2 - y = -0,03x + 14,1;$$

$$a_{p.c.} = 0,7\bar{i} / \bar{n}^2 - y = -0,015x + 11,717.$$

Криві при зміні a_c від 0,5 до 1,5 м/с² при:

$$a_{\delta.\bar{n}} = 0,2\bar{i} / \bar{n}^2 - y = -0,4x^2 + 1,4x + 2,4;$$

$$a_{p.c.} = 0,3\bar{i} / \bar{n}^2 - y = -0,8x^2 + 2,8x + 2,4;$$

$$a_{p.c.} = 0,5\bar{i} / \bar{n}^2 - y = -2,0x^2 + 5,4x + 2,0;$$

$$a_{p.c.} = 0,7\bar{i} / \bar{n}^2 - y = -1,2x^2 + 3,8x + 3,2.$$

Прямі при зміні a_c від 1,5 до 5,0 м/с² при:

$$a_{\delta.\bar{n}} = 0,2\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 3,8;$$

$$a_{p.c.} = 0,3\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 4,4;$$

$$a_{p.c.} = 0,5\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 0,124x + 5,271;$$

$$a_{p.c.} = 0,7\bar{i} / \bar{n}^2 - y = 0,206x + 5,829.$$

Графічні залежності, наведені на рис. 2 а, б, в і рис. 3, узяті з [2].

Натяг гілок гальмівної стрічки. Одним з основних експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма є натяг набігаючої (S_H) і збігаючої (S_3) гілок гальмівної стрічки, різниця яких дає силу тертя (F_m). Остання визначається аналогічно і для ділянок гальмівної стрічки над кожною накладкою, які є окремими гальмівними пристроями. При цьому одне з натягів гальмівної стрічки задається визначеним значенням, а друге розраховується. В основному визначається натяг набігаючої гілки гальмівної стрічки за відомою залежністю Ейлера:

$$S_n = S_3 e^{f\alpha}, \quad (4)$$

де: e – основа натурального логарифму; α – кут охоплення накладками шківів; f – динамічний коефіцієнт тертя ковзання в парі «фрикційна накладка-гальмівний шків». Відомо, що при розрахунках експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок використовують середні значення динамічного коефіцієнта тертя із заданого інтервалу для даної пари тертя. Так, наприклад, для матеріалів ФК-24А – сталь 35ХНЛ він складає 0,3-0,4. Виконані розрахунки за значень динамічного коефіцієнта тертя 0,3; 0,35 і 0,4 (відхилення між верхнім і нижнім значеннями динамічного кое-

фіцієнта тертя складає 25%), ще не дає достовірної інформації про динамічну навантаженість пар тертя гальма. Тому для порівняння результатів розрахунків при оцінці гальмівного моменту, який розвивається кожною фрикційною накладкою (розміщується на дузі обхвату гальмівної стрічки) при взаємодії з робочою поверхнею гальмівного шківів, необхідно мати значення деякого середнього динамічного коефіцієнта тертя для всіх пар «шків-накладка», а також змінного динамічного коефіцієнта тертя. Визначається динамічний коефіцієнт тертя за відомими методиками Крагельського І.В., Чичинадзе А.В., Мірзаджанова Д.Б., Джанахметова А.Х. та інших вчених. На рис. 5 проілюстровано зміну динамічного коефіцієнта тертя і його нерівномірності розподілу (рис. 5, б) по ширині фрикційних накладок вздовж гальмівної стрічки в стрічково-колодковому гальмі БУ-2500ЕП.

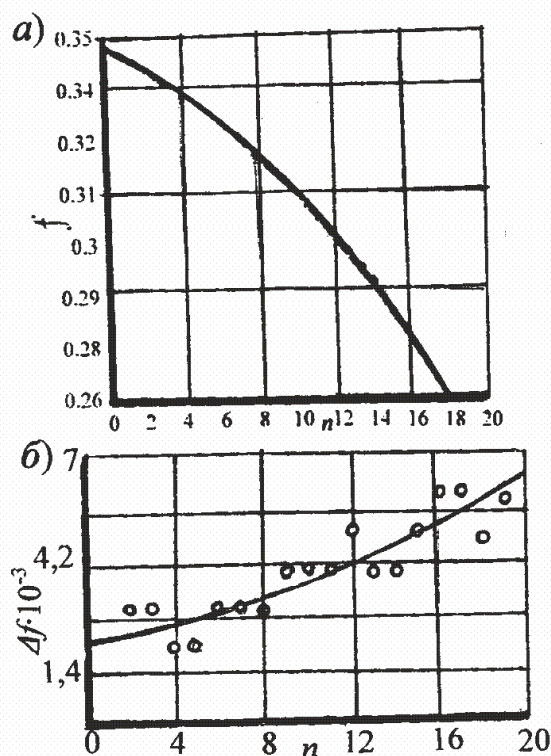


Рисунок 5 – Закономірності зміни середнього значення коефіцієнта тертя (f) [а] та його нерівномірності розподілу (Δf) [б] по ширині фрикційних накладок вздовж стрічки у стрічково-колодковому гальмі БУ-2500 ЕП

Тут і далі з першого по десятий номер – фрикційні накладки збігаючої гілки стрічки, а з 11-ої до 20-ої – набігаючої. Із рис. 5, а випливає, що динамічний коефіцієнт тертя складає 0,345 під першою накладкою в парі тертя і плавно спадає до 0,25 на двадцятій накладці.

Що стосується нерівномірності зміни динамічного коефіцієнта тертя по ширині накладок на довжині гальмівної стрічки (рис. 5, б), то тут мала місце наступна картина. На збігаючій гілці стрічки сплески нерівномірності зміни динамічного коефіцієнта тертя були наступні: максимальне – на 2-ї і 3-їй накладках, середнє

– на 4,5,9 і 10-й накладках і мінімальне на 1,6,7 і 8-ї накладках. На набігаючій гілці стрічки спостерігалось наступне: максимальні відхилення динамічного коефіцієнта тертя – на 12, 13,14 і 18-й накладках, середні – на 16 і 19-й накладках, мінімальні – на 11, 15, 17 і 20-й накладках.

Аналітична залежність для визначення динамічних коефіцієнтів тертя на накладках фрикційних вузлів гальма має наступний вигляд (див. рис. 5, а)

$$f = -1,148 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 + (-2,016 \cdot 10^{-3})n + 0,344. \quad (5)$$

При оцінці нерівномірності зміни динамічного коефіцієнта тертя по накладках стрічки користуються такою залежністю (рис. 5, б):

$$\Delta f = 6,448 \cdot 10^{-3} \cdot n^2 + 0,088n + 2,168. \quad (6)$$

На рис. 6 представлені результати розрахунків натягів гальмівної стрічки над кожною накладкою гальма при постійному (1) і змінному (2) значеннях динамічного коефіцієнта тертя. Із наведених кривих видно, що крива 2 проходить вище і плавніше кривої 1, тобто при змінному динамічному коефіцієнті тертя в парах «накладка-шків» і реалізуються великі натяги по довжині стрічки. Видно, що зміна натягів по довжині стрічки над 5-ою і до 16-ої накладкою майже стала і рівна максимальному значенню, а до кінця гілок стрічки над 1-ою до 4-ої і над 16-ою до 20-ої має мінімальне значення.

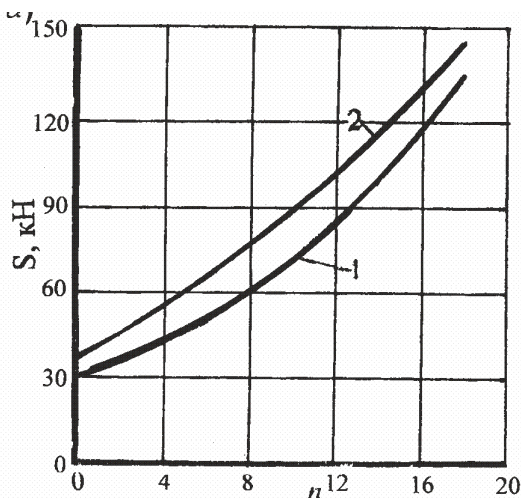


Рисунок 6 – Закономірності зміни зусиль натягу гальмівної стрічки (S) по її довжині при сталому (1) та змінному (2) коефіцієнтах тертя у фрикційних вузлах гальма БУ-2500 ЕП

Зміна натягів гальмівної стрічки над фрикційними накладками описуються наступними залежностями при змінному та сталому динамічних коефіцієнтах тертя (рис. 6):

сталому

$$S_1 = 0,225n^2 + 1,724n + 29,558; \quad (7)$$

змінному

$$S_2 = 0,123n^2 + 3,813n + 36,064. \quad (8)$$

Питомі навантаження в парах тертя. В стрічково-колодковому гальмі з фрикційними накладками, розміщеними на гальмівній стрічці, максимальні питомі навантаження виникають в парах тертя «накладка-шків». Вони визначаються за такою залежністю:

$$p_{\max} = \frac{2S_H}{R_{\text{ш}} b_1} \leq [p], \quad (9)$$

де: $R_{\text{ш}}$ – радіус робочої поверхні гальмівного шківа; b_1 – ширина фрикційної накладки; $[p]$ – допустиме значення питомого навантаження для матеріалу накладки.

Максимальні питомі навантаження, які виникають в парах тертя гальма, визначаються за такою залежністю:

$$p_{\min} = \frac{2S_C}{R_{\phi} b_1}. \quad (10)$$

Закономірності зміни середніх значень питомих навантажень при сталому (1) і змінному (2) коефіцієнтах тертя при взаємодії робочих поверхонь накладок і шківа по довжині гальмівної стрічки представлені на рис. 7.

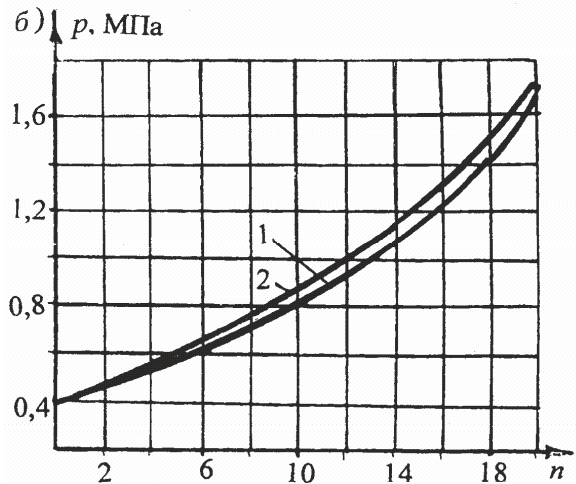


Рисунок 7 – Закономірності зміни середніх значень питомих навантажень (p) за сталого (1) та змінного (2) коефіцієнтів тертя при взаємодії фрикційних вузлів у стрічково-колодковому гальмі БУ-2500 ЕП

Із графічних залежностей випливає, що відмінність між питомими навантаженнями під накладками, розташованими на кінцях гальмівної стрічки (1-5-ї і 19-20-ї), незначна, а під рештою накладками вона змінюється майже на сталу величину.

Зміна питомих навантажень по довжині гальмівної стрічки під фрикційними накладками описується наступними залежностями при динамічних коефіцієнтах тертя (див. рис. 7):

сталому від 1-ої до 20-ої накладки –

$$p_1 = 1,974 \cdot 10^{-3} n^2 + 0,02n + 0,409;$$

змінному від 1-ої до 20-ої накладки –

$$p_2 = 1,384 \cdot 10^{-3} n^2 + 0,035n + 0,405.$$

На рис. 8, а проілюстрована динаміка зміни питомих навантажень під кожною фрикційною накладкою, а нерівномірність їх зміни показана

на рис. 5, б. Максимальні питомі навантаження, які змінюються від 1,65 до 1,75 МПа і діють на 20-ту накладку, а мінімальні – від 0,4 до 0,435 МПа – на першу. Що стосується нерівномірності зміни питомих навантажень по довжині стрічки, то найбільша нерівномірність спостерігається під набігаючою гілкою стрічки; максимальні значення – на 13, 16, 18 і 19-ій накладках; середні значення на 12, 14, 15 і 20-ій накладках і мінімальні – на 11 і 17-ій накладках. Накладки збігаючої гілки стрічки таких великих сплесків нерівномірності змін питомих навантажень не мають, крім 10-ої накладки. Порівняння максимальних значень нерівномірності змін питомих навантажень спостерігалось на 2,3,4,5,6,7 і 9-ій накладках, а мінімальні – тільки на 1-ій і 8-ій накладках.

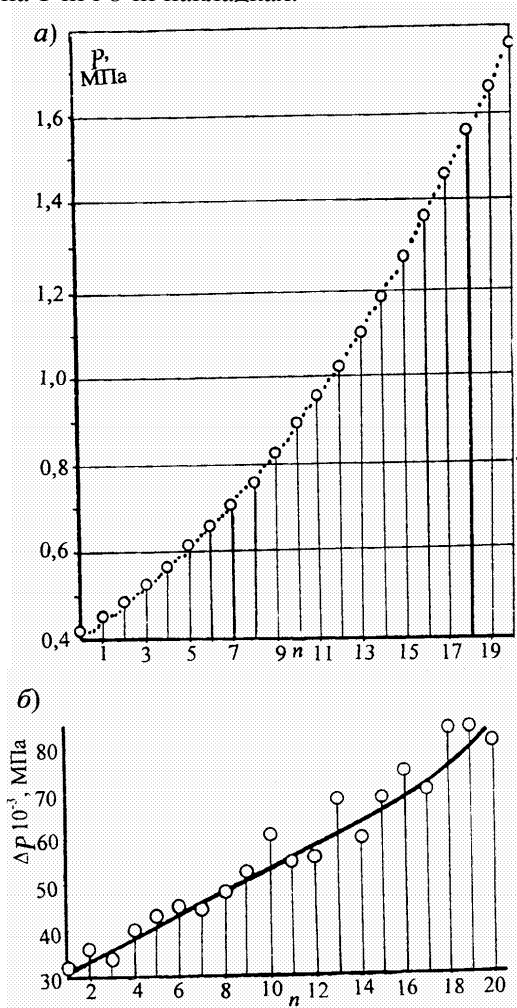


Рисунок 8 – Динаміка зміни питомих навантажень (p) (а) та їхньої нерівномірності (Δp) по ширині (б) фрикційних накладок (n) вздовж гальмівної стрічки гальма БУ-2500 ЕП

Динаміка змін питомих навантажень під кожною накладкою по довжині гальмівної стрічки описується залежністю вигляду (рис. 8, а):

$$p = 2,052 \cdot 10^{-3} n^2 + 0,026n + 0,426. \quad (11)$$

Нерівномірність зміни питомих навантажень описується залежністю вигляду (рис. 8, б)

$$\Delta p = 0,036n^2 + 1,928n + 31,018. \quad (12)$$

Гальмівний момент. Оцінка натягів гілок гальмівної стрічки з накладками, а також розгляд кожної накладки з ділянками стрічки над нею дає підстави стверджувати, що останні є окремими гальмівними пристроями, які, в залежності від їх геометричного розміщення, розвивають різний гальмівний момент.

На рис. 9, а проілюстрований розподіл дольових гальмівних моментів, які розвиваються кожною фрикційною накладкою при сталому (M_{fc}) і змінному (M_{fv}) динамічному коефіцієнті тертя по довжині гальмівної стрічки. Якщо зобразити у вигляді графічних залежностей $M = f(\alpha)$ при сталому і змінному динамічних коефіцієнтах тертя, то з математичної точки зору отримані криві будуть продиференційованими по куту охоплення стрічкою з накладками шківа залежність гальмівного моменту, а площа над відповідною кривою буде рівна сумарному гальмівному моменту, що розвивається стрічково-колодковим гальмом.

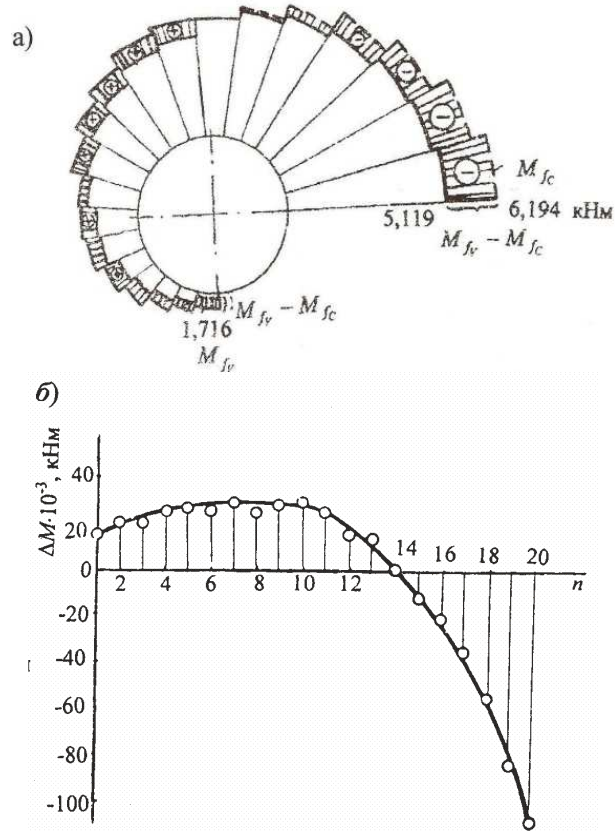


Рисунок 9 – Закономірності розподілу часткових гальмівних моментів, створюваних кожною фрикційною накладкою при сталому (M_{fc}) і змінному (M_{fv}) коефіцієнтах тертя (а), та динаміка розподілу їхньої різниці (ΔM) [б] по довжині стрічки стрічково-колодкового гальма БУ-2500ЕП

Аналіз розподілу дольових гальмівних моментів свідчить, що кожна накладка, яка знаходиться на збігаючій гілці гальмівної стрічки, при змінному динамічному коефіцієнті тертя має більший гальмівний момент, ніж при сталому. Це пояснюється тим, що на збігаючій гілці

лці стрічки питомі навантаження в парах тертя мінімальні, тому динамічний коефіцієнт тертя $f = 0,345 \div 0,31$ (рис. 9, а) більший середньої величини $f = 0,308$. В міру збільшення питомих навантажень в парах тертя від набігаючої до збігаючої гілок стрічки динамічний коефіцієнт тертя зменшується і стає нижчим середнього значення ($f = 0,307 \div 0,253$), однак гальмівний момент до 14-ої накладки при сталому динамічному коефіцієнті тертя залишається більшим гальмівного моменту при змінному його значенні. На 14-ій накладці гальмівні моменти рівні, а далі спостерігається збільшення гальмівного моменту при змінному динамічному коефіцієнті тертя.

З епюри розподілу гальмівних моментів по накладках стрічки видно, що сумарний гальмівний момент при змінному (f_v) рівний 67,55 кНм, а при сталому динамічному коефіцієнті тертя – 67,677 кНм, тобто їх різниця складає 0,122 кНм.

На рис. 9, б показана динаміка розподілу різниці гальмівних моментів ($\Delta M = M_{fc} - M_{fv}$) при сталому і змінному динамічних коефіцієнтах тертя. Проаналізуємо різницю, яка має місце на накладках збігаючої гілки стрічки. Різниця гальмівних моментів є додатною і досягає максимальної величини на 10-ій накладці. На набігаючій гілці стрічки різниця гальмівних моментів зменшується і на 14-ій накладці рівна нулю і далі до 20-ої накладки вона від'ємна через те, що гальмівний момент, що розвивається накладками набігаючої гілки стрічки, при змінному динамічному коефіцієнті тертя менший, ніж при сталому.

Динаміка розподілу різниці гальмівних моментів по фрикційних накладках гальмівної стрічки описується залежністю вигляду (див. рис. 9, б):

$$\Delta M = -0,733n^2 + 9,677n + 4,14 \quad (13)$$

Гальмівний момент, який розвивається фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма, визначається за такою залежністю:

$$\sum_n^{j=1} M_T = \sum_n^{j=1} F_m \cdot R_{iu} \quad (14)$$

де F_m – сила тертя, яка виникає на поверхнях взаємодії фрикційних вузлів гальма.

Гальмівний момент, який розвивається парами тертя, повинен порівнюватися з найбільшим гальмівним моментом, який визначається з умови прикладення до талевого каната розривного зусилля:

$$M_{T_{max}} = \frac{F_k}{[K_k]} [r_\delta + a_1(z_1)]; \quad (15)$$

$$M_{T_{max}} \gg M, \quad (16)$$

де: F_k – розривне зусилля талевого каната; $[K_k]$ – коефіцієнт запасу міцності каната; r_δ – радіус витка каната на барабані лебідки; a_1 – відстань між центрами канатів в суміжних

шарах їх навивки; z_1 – кількість шарів навивки каната на барабан.

Кут повороту кривошипа підйомного вала лебідки. Використавши програму розрахунку основних експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма [3] та залежність [3], побудували номограму для визначення кута повороту кривошипа, який викликаний деформаціями елементів гальма в залежності від кута охоплення гальмівною стрічкою шківа та максимальних питомих навантажень при сталому та змінному значеннях динамічного коефіцієнта тертя ковзання (рис. 10).

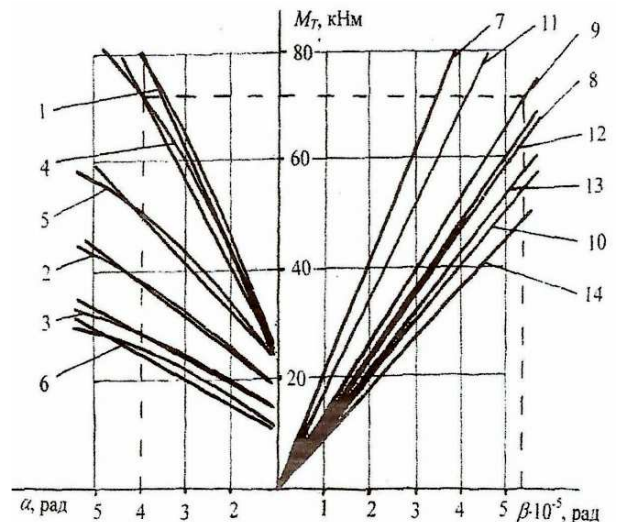


Рисунок 10 – Номограма для визначення кута повороту кривошипа (β) залежно від зусилля натягу збігаючої гілки стрічки (прямі 7, 11; 8,12; 9,13 і 10,14 – 40,0; 30,0; 20 та 10,0 кН), кута її охоплення (φ_0) і питомих навантажень (криві 1,4; 2,5; і 3,6-1,0; 2,5 і 3,6 МПа) при сталому (4-10) та змінному (1-3,11-14) динамічних коефіцієнтах тертя ковзання у взаємодіючих парах стрічково-колодкового гальма БУ-2500 ЕП

Як початкові дані були використані геометричні параметри стрічково-колодкового гальма бурової лебідки БУ-2500 ЕП:

$$l_1 = 0,22\text{м}; l_2 = 3,1\text{м}; l_3 = 0,31\text{м}; \tau = 0,08\text{м};$$

$$R = 0,59\text{м}; \alpha_1 = 70^\circ; A = 1,1 \cdot 10^{-2}\text{ м};$$

$$E_c = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}; E_t = 0,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм};$$

$$C_\delta = 690 \text{ МН/м}; C_1 = 0,13 \text{ МН/м}.$$

Номограма (рис. 10) складається з двох взаємопов'язаних сімейств залежностей. В лівій частині номограми розміщено сімейство графічних залежностей сумарного гальмівного моменту створюваного гальмом, в залежності від максимального кута охоплення пар тертя при різних питомих навантаженнях 1,5 МПа (криві 1, 4), 1,0 МПа (криві 2, 5), 0,5 МПа (криві 3, 6). Криві 1, 2, 3 відповідають змінному динамічному коефіцієнту тертя ковзання, криві 4, 5, 6 – сталому при $f = 0,3$.

У правій частині номограми розміщені графічні залежності сумарного гальмівного моменту від кута повороту кривошипу гальмівного валу, який викликаний деформацією деталей гальма при різних зусиллях натягу збігаючої гілки гальмівної стрічки. Розрахунки виконувались при значеннях зусиль $S=10,0$ кН (прямі 10, 14), 20,0 кН (прямі 9, 13), 30,0 кН (прямі 8, 12), 40,0 кН (прямі 7, 11), при цьому прямі 7-10 відповідають сталому динамічному коефіцієнту тертя ковзання, прямі 11-14 – змінному.

На рис. 11 наведено закономірності переміщення збігаючих кінців гальмівних стрічок в залежності від кута повороту важеля керування гальмом згідно з [4].

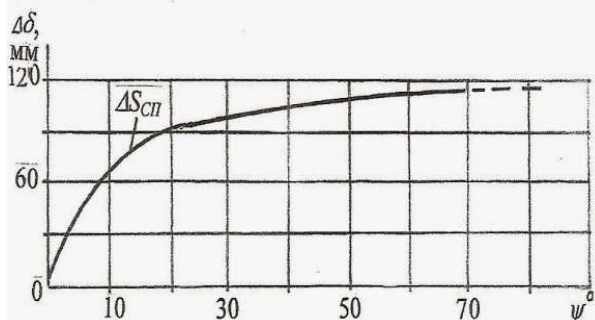


Рисунок 11 – Закономірності переміщення збігаючих кінців гальмівних стрічок залежно від кута повороту важеля керування гальмом

В розрахунках експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок одним з основних параметрів є кут повороту важеля (ψ^0) керування гальмом. Опишемо поліноміальною залежністю кут повороту важеля (y^0)

$$y = 0,011x^2 - 0,686x + 5,454. \quad (7)$$

Визначимо за отриманою номограмою (рис. 10) кут повороту кривошипу, який викликаний деформаціями елементів гальма, для випадку $\varphi_0 = 4,0$ рад, $p = 1,5$ МПа, $S_3 = 30,0$ кН, динамічний коефіцієнт тертя ковзання змінний. Із точки на осі абсцис, яка відповідає $\varphi_0 = 4,0$ рад, проводимо вертикальну лінію до перетину з кривою 4. З отриманої точки опускаємо перпендикуляр на вісь ординат, тобто гальмівних моментів, і отримуємо значення $M_{\Delta} = 72,0$ кНм. Продовживши перпендикуляр в праву частину номограми до перетину з прямою 8 та опустивши з отриманої точки перпендикуляр на вісь абсцис, отримали значення кута повороту кривошипу $\beta = 5,3 \cdot 10^{-5}$ рад, який викликаний деформаціями елементів гальма.

Нижче наведено поліноміальні та лінійні залежності, які описують наведені графічні залежності на номограмі (рис. 10):

крива 1 –

$$y = 2,5 \cdot 10^{-4} x^2 + 0,03x + 5,754 \cdot 10^{-15};$$

пряма 1 – $y = 18,323 + 15,308 x$;

крива 2 – $y = 0,02x^2 - 1,16x + 14,8$;

пряма 2 – $y = 16,776 + 5,252x$;

крива 3 – $y = -0,018x^2 + 1,23x - 16,4$;

пряма 3 – $y = 12,944 + 3,813x$;

крива 4 –

$$y = 3,75 \cdot 10^{-4} x^2 + 0,027x + 5,983 \cdot 10^{-15};$$

пряма 4 – $y = 17,888 + 13,626x$;

крива 5 – $y = 2 \cdot 10^{-3} x^2 - 0,04x + 1,0$;

пряма 5 – $y = 20,271 + 7,57x$;

крива 6 – $y = 0,02x^2 - 0,78x + 10,6$;

пряма 6 – $y = 9,944 + 3,813x$;

пряма 7 – $y = 20,667x$;

пряма 8 – $y = 11,667x$;

пряма 9 – $y = 13,333x$;

пряма 10 – $y = 10x$;

пряма 11 – $y = 17,667x$;

пряма 12 – $y = 12,333x$;

пряма 13 – $y = 10,667x$;

пряма 14 – $y = 9,0x$.

Разом з кривими 1, 2, 3, 4, 5, 6 на рис. 10 наведено прямі лінії, залежності для яких представлені в [1].

Закономірності впливу на спуск колони бурильних труб в свердловину усталеної швидкості ($V_{c_{max}}$) залежно від глибини свердловини (y свічках, шт.) наведено на рис. 12 а, які огинаються кривою при $V_y = 6,0$ м/с [2]. Вказану криву можна описати прямою $y = 0,485x + 32,8$.

На рис. 12, б представлені закономірності впливу на процес спуску колони бурильних труб в свердловину числа рейсів при спуску завантаженого елеватора при відповідних її глибинах [2]. В результаті отримали графічну залежність кривої проходки. Остання описується поліноміальною залежністю вигляду:

$$y = 0,023x^2 - 0,409x + 1,22.$$

Закономірності впливу на спуск колони бурильних труб роботи тертя, яка поглинається фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма при спуску завантаженого елеватора на довжину свічки наведено на рис. 12, в [2]. Похила верхня пряма при $V_y = 6,0$ м/с описується залежністю вигляду $y = 0,3x + 3,8$.

На рис. 12, г наведено закономірності впливу на спуск колони бурильних труб в свердловину при спуску завантаженого елеватора на довжину свічки сумарної роботи тертя фрикційними вузлами стрічково-колодкового та гідродинамічного гальма [2]. При цьому перші дві графічні залежності мають поліноміальний характер і описуються таким чином при:

$$V_y = 6,0 \text{ і } / \tilde{n};$$

$$y = -1,304 \cdot 10^{-3} x^2 + 2,278x - 6,523;$$

$$V_y = 5,0 \text{ і } / \tilde{n};$$

$$y = -3,018 \cdot 10^{-3} x^2 + 1,77x - 3,034.$$

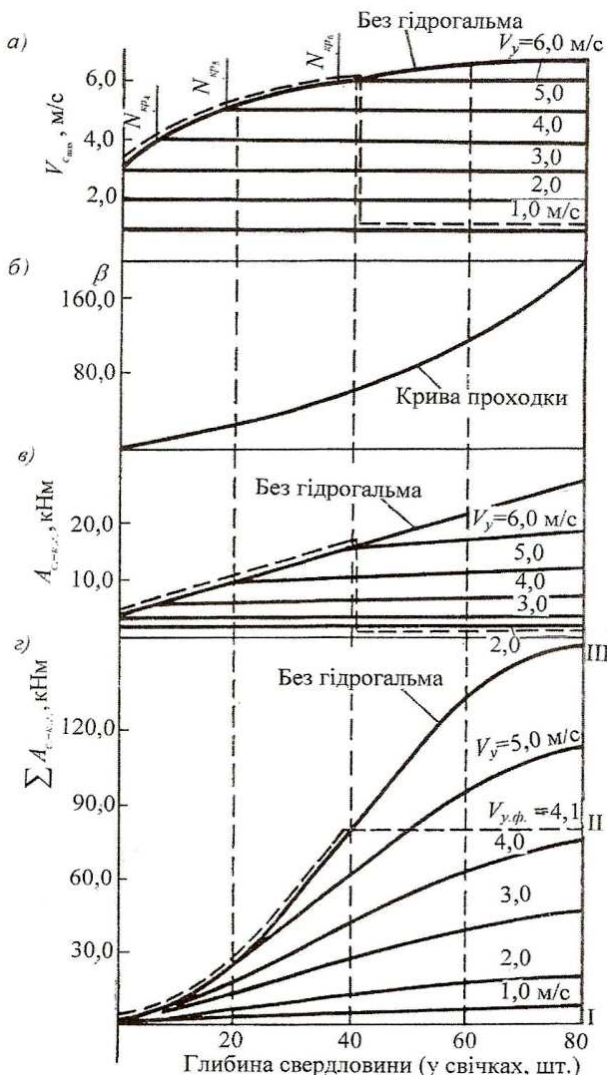


Рисунок 12 – Закономірності впливу на спуск колони бурильних труб в свердловину усталеної швидкості (а), числа рейсів (б), роботи, яка поглинається фрикційними вузлами стрічково-колодкового гальма при спуску завантаженого елеватора на довжину свічки (в) та сумарної роботи (г) (I-II – характеризує роботу, яка поглинається фрикційними вузлами механічного гальма; II-III – гідродинамічним гальмом залежно від глибини свердловини)

Інші графічні залежності описуються прямими лініями при:

$$\begin{aligned} V_y = 4,0 \dot{i} / \dot{n}; & \quad y = 0,901x + 2,26; \\ V_y = 3,0 \dot{i} / \dot{n}; & \quad y = 0,611x + 1,38; \\ V_y = 2,0 \dot{i} / \dot{n}; & \quad y = 0,247x + 1,046; \\ V_y = 1,0 \dot{i} / \dot{n}; & \quad y = 0,087x + 0,896. \end{aligned}$$

Зношування робочих поверхонь накладок. В результаті спуску колони бурильних труб в свердловину на довжину однієї свічки спостерігається зношування робочих поверхонь фрикційних накладок пар тертя гальма.

На рис. 13 наведені закономірності зміни лінійного зношування (I_h) робочих поверхонь

фрикційних накладок ФК-24А при мінімальному та максимальному питомих навантаженнях (p) в парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 залежно від їхньої поверхневої температури (t) [5].

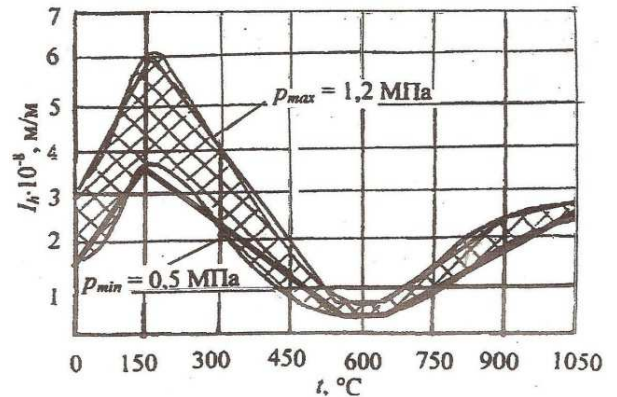


Рисунок 13 – Закономірності зміни лінійного зношування (I_h) робочих поверхонь фрикційних накладок ФК-24А при мінімальному та максимальному питомих навантаженнях (p) в парах тертя гальма залежно від їхньої поверхневої температури

Розіб'ємо останню на такі інтервали 0-150°C; 150-600°C та 600-1050°C згідно зі змінами закономірностей наведених кривих.

При p_{min} закономірності зміни лінійного зношування (I_h) робочих поверхонь накладок ФК-24А описуються поліноміальними кривими такого вигляду при температурах

$$\begin{aligned} 0-150^\circ\text{C} & \quad y = 1,067 \cdot 10^{-4} x^2 - 2,667 \cdot 10^{-3} x + 1,7; \\ 150-600^\circ\text{C} & \quad y = 1,056 \cdot 10^{-5} x^2 - 0,016x + 5,862; \\ 600-1050^\circ\text{C} & \quad y = -5,556 \cdot 10^{-7} x^2 + 5,283 \cdot 10^{-3} x - 2,628. \end{aligned}$$

При p_{max} поліноміальні закономірності мають такий вигляд

$$\begin{aligned} 0-150^\circ\text{C} & \quad y = 5,333 \cdot 10^{-5} x^2 + 0,012x + 3,0; \\ 150-600^\circ\text{C} & \quad y = 1,111 \cdot 10^{-5} x^2 - 0,02x + 8,9; \\ 600-1050^\circ\text{C} & \quad y = -5,556 \cdot 10^{-6} x^2 + 0,014x - 5,65. \end{aligned}$$

Висновки. Таким чином, знання закономірностей зміни експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових при спуску колони бурильних труб в свердловину дозволять в подальшому розробити алгоритм і програми для їхньої оцінки з метою розроблення нових типів фрикційних вузлів гальм.

Література

- 1 Лінеризація закономірностей зміни параметрів динамічної навантаженості стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / [Крижанівський Є.І., Вольченко Д.О., Кашуба М.В., Гороть Є.В.]. – Львів: Асоціація «Автобус», 2007. – Вип. 10. – С. 69-79.
- 2 Винницький М.М. Рациональное управление спуско-подъемными операциями / [Винницький М.М.]. – М.: Недра, 1978. – 250 с.
- 3 Вольченко Д.О. Обґрунтування методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: дисс.... канд. техн. наук: 05.05.12 / Вольченко Дмитро Олександрович. – Івано-Франківськ, 2004. – 256 с.
- 4 Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования / А.Л.Ильский, Ю.В.Миронов, А.Г. Чернобыльский. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
- 5 Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / [А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А.Г. Гиндзбург, З.В. Игнатъев]. – М.: Наука, 1989. – 267 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
17.11.11
Рекомендована до друку професором
В. М. Мойсишиним*