

ДИНАМІЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ПИТОМИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПАРАХ ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК (ЧАСТИНА 3)

Д.О. Вольченко, М.О. Вольченко, Я.Б. Сторож, І.В. Бачук, Ю.М. Бурда

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,
e-mail: no@nimg.edu.ua

Наведено аналітичні дослідження визначення точки початкової взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки з робочою поверхнею гальмівного шківів, а також точки прикладання сумарного питомого навантаження на робочій поверхні накладок до гальмівної стрічки. Наведено особливості конструкції незалежного канатного кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки.

Ключові слова: стрічково-колодке гальмо, фрикційний вузол, динамічний перерозподіл навантажень

Приведены аналитические исследования определения точки начального взаимодействия рабочей поверхности фрикционной накладкой тормозной ленты с рабочей поверхностью тормозного шкива, а также точки приложения суммирующей удельной нагрузки на рабочей поверхности накладок. Приведены особенности конструкции независимого канатного крепления фрикционных накладок к тормозной ленте.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, динамическое перераспределение нагрузок

Determination of the initial point of interaction between working surfaces of the friction lining and breaking pulley and also determination of application point of specific loading on the working surfaces of the friction lining is studied. Distinctive construction features of independent rope bracing of friction lining is presented.

Keywords: band brake, friction unit, dynamic redistribution of loadings

Актуальність дослідження

В більшості випадків динамічні параметри фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок залежать від їхніх конструктивних параметрів. Це повною мірою стосується і гальмівних стрічок, на яких розміщені фрикційні накладки. Схеми компоновок фрикційних накладок на гальмівній стрічці зокрема, різні на набігаючій та збігаючій її гілках. Це впливає певним чином на визначення точки початкової взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки з робочою поверхнею гальмівного шківів [1].

Визначенню результуючого зусилля, що виникає від натягів набігаючої та збігаючої гілки стрічки і діє на гальмівний вал, присвячена робота [2], але в ній не була визначена точка прикладання сумарного питомого навантаження на робочій поверхні рухомої фрикційної накладки, яка входила в бандаж з накладок, розташований з натягом на робочій поверхні гальмівного шківів.

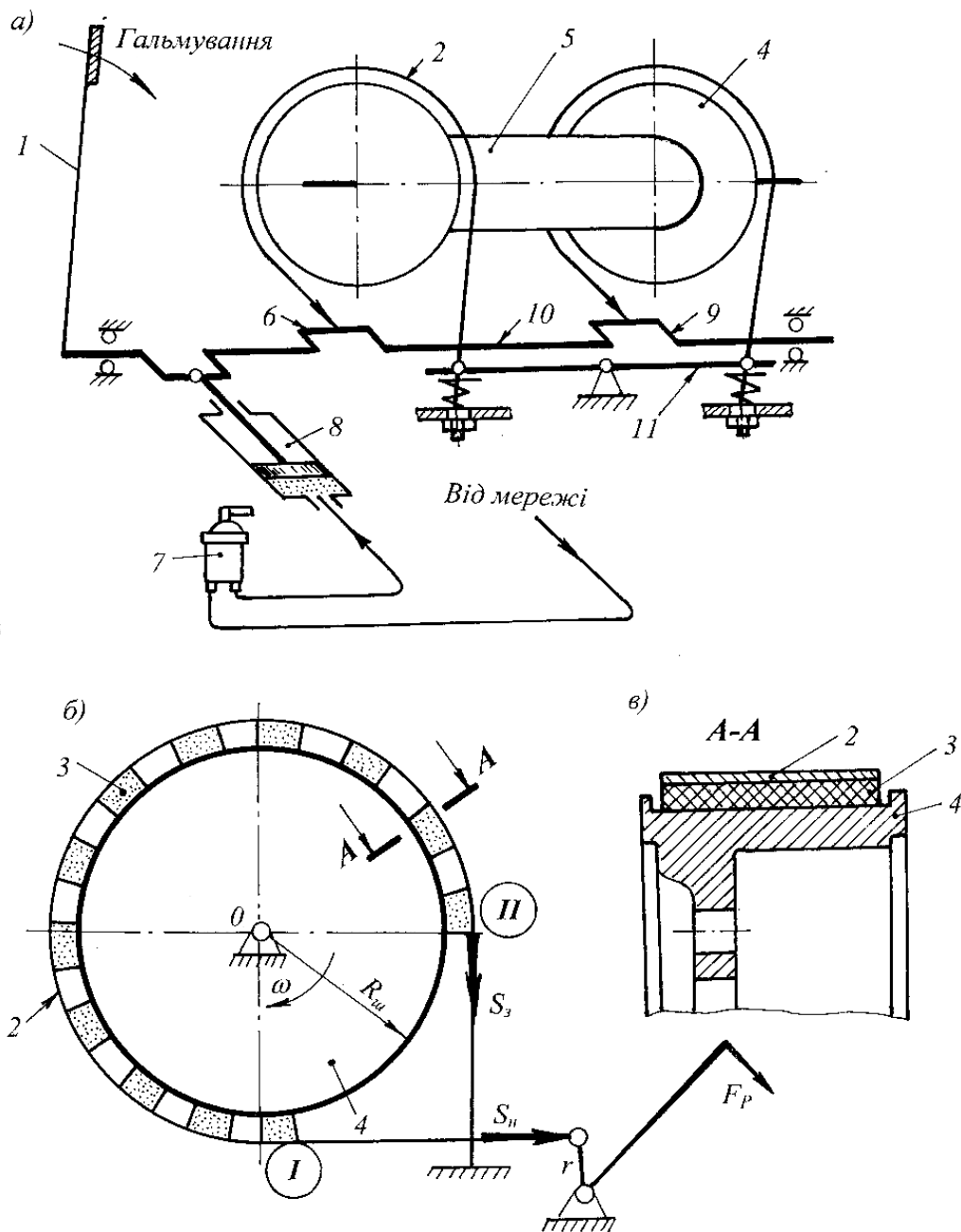
Виходячи зі сказаного, зупинимося на аналітичному визначенні точки початкової взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки з робочою поверхнею гальмівного шківів.

Визначення точки початкової взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки з робочою поверхнею гальмівного шківів

Точку початкової взаємодії пар тертя стрічково-колодкового гальма необхідно знати з двох причин: щоб дати оцінку розповсюдження фронту взаємодії решти накладок зі шківом та

щоб показати, як вона впливає на сумарну результуючу питомого навантаження в зоні контакту тертя.

На рис. 1 а зображено кінематичну схему бурової лебідки зі стрічково-колодковим гальмом; на рис. 1 б – кінематична схема стрічково-колодкового гальма; на рис. 1 в – розріз по А-А рис. 1 б – поперечний розріз фрикційного вузла; на рис. 2 проілюстрована розрахункова схема стрічково-колодкового гальма. Умовні позначення: R_{III} – радіус робочої поверхні гальмівного шківів; S_H, S_3 – натяги набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки; ω – кутова швидкість обертання шківів; r – радіус кривошипа колінчастого вала; F_B – зусилля, що прикладає бурильник до важеля керування гальмом; 1, 2, 3... 11, 12 – порядковий номер накладок на стрічці; l_1, l_2, l_3 – довжини ділянок гальмівної стрічки; R_0 – радіус, що вказує на положення точки O_1 відносно геометричного центру гальмівної стрічки і шківів фрикційного вузла, що знаходиться під кутом φ_0 до осі абсцис; ρ_i – дуги кіл заданих радіусів (описують точки поверхні тертя фрикційних накладок), що переміщуються на малі кути δ_i ; φ_i – заданий кут, що вказує на положення довільного радіуса-вектора ρ_i ; α – кут охоплення гальмівною стрічкою шківів; R_H – радіус неробочої поверхні фрикційної накладки; δ_H – товщина фрикційної накладки; y_0, x_0 – відрізки на осі орди-



1 – важіль керування; 2, 4 – гальмівні стрічки та шківи; 3 – фрикційні накладки; 5 – барабан;
6, 9, 10 – мотильові шийки колінчастого вала; 7 – кран бурильника; 8 – пневматичний циліндр;
11 – балансір

Рисунок 1 – Кінематичні схеми стрічково-колодкових гальм (а, б) та їхній фрикційний вузол (в) бурової лебідки У2-5-5

нат і абсцис, що дорівнюють відповідно відріzkам AO_1 і AO_2 [5].

Згідно з кінематичною схемою (рис. 1 а, б) фрикційні накладки 3 встановлені на гальмівних стрічках 2, які одним кінцем (з боку збігаючої гілки II стрічки) прикріплені до балансіра 11, а іншим (з боку набігаючої гілки I) – до мотильових шийок 6 і 9 колінчастого вала.

Серійні стрічково-колодкові гальма бурової лебідки працюють так. Переміщення важеля 1 реалізується повертання колінчастого вала 10, в результаті того бурильник зтягує

гальмівні стрічки 2 з фрикційними накладками 3, і вони «сїдають» на гальмівні шківи 4. Процес гальмування стрічково-колодковим гальмом (рис. 1, б) характеризується такими стадіями: початковою (першою), проміжною (другою) і завершальною (третьою). Зупинимось на кожній зі стадій окремо.

На початковій стадії гальмування фрикційні накладки 3, що розміщені на початку гальмівної стрічки 2, взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківа 4. Фронт взаємодії поширюється у бік фрикційних накладок 3 набігаючої гілки (I) гальмівної стрічки 2.

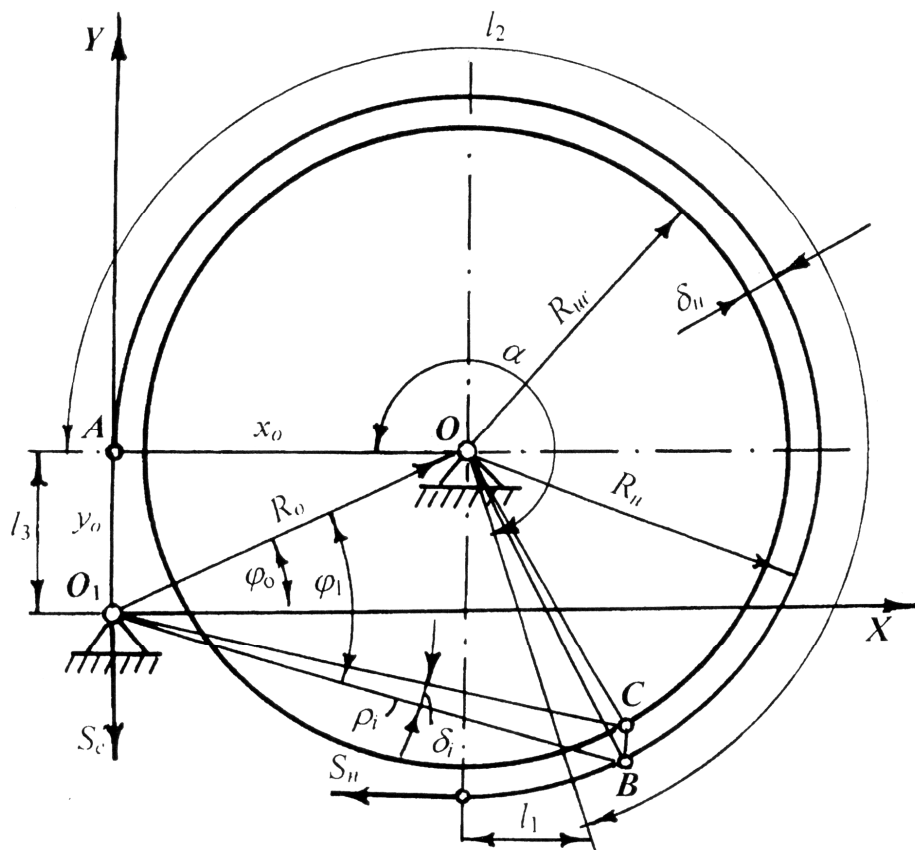


Рисунок 2 – Розрахункова схема стрічково-колодкового гальма

Проміжна стадія гальмування характеризується подальшим розповсюдженням фронту взаємодії в бік фрикційних накладок (3) збігаючої гілки (II) гальмівної стрічки 2.

Кінцева стадія гальмування характеризується тим, що майже усі нерухомі фрикційні накладки 3 гальмівної стрічки 2 взаємодіють з робочою поверхнею шківів 4. Під час пригальмовування послідовність входження поверхонь тертя в контакт повторюється. Повний цикл гальмування закінчується зупинкою гальмівних шківів 4 з барабаном 5. Керування гальмом бурової лебідки здійснюється також подачею стисненого повітря через кран 7 бурильника в пневматичний циліндр 8, шток якого з'єднаний з однією з мотильових шийок колінчастого валу 10 гальма. Величину тиску повітря в пневмоциліндрі 8 регулюють провертанням крану 7 бурильника.

За нерівномірного зношування фрикційних накладок 3, що встановлені на стрічках 2, балансір 11 в момент гальмування дещо відхиляється від горизонтального положення і вирівнює навантаження на збігаючій гілці (II) гальмівних стрічок 2, забезпечуючи при цьому рівномірне зношування їх робочих поверхонь.

Згідно з рис. 2 положення довільної точки на поверхні фрикційної накладки визначається величиною і напрямком радіус-вектора ρ_i , який виходить з центра обертання гальмівної стрічки – точки O_1 . До контакту фрикційних накладок гальмівної стрічки зі спряженою по-

верхнею, тобто робочою поверхнею шківів, стрічка буде обертатись навколо точки O_1 , і при цьому точки поверхонь тертя накладок описують дуги кіл радіусів ρ_i , які переміщуються на малі кути δ_i . Суть задачі полягає в знаходженні початкової точки контакту поверхні фрикційної накладки, яка першою буде взаємодіяти з робочою поверхнею шківів.

Довільний радіус-вектор визначаємо з ΔO_1OB :

$$\rho_i^2 - 2\rho_i R_0 \cos(\varphi_i - \varphi_0) + R_0^2 = R_{III}^2, \quad (1)$$

де: $R_0 = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}$ – радіус, що вказує на положення точки O_1 відносно геометричного центру стрічки і шківів гальма; $\varphi_0 = \arctg\left(\frac{y_0}{x_0}\right)$

– кут, що визначає положення радіуса ρ_i відносно осі абсцис (рис. 2); φ_i – заданий кут, що вказує на положення довільного радіус-вектора ρ_i .

Із залежності (1) знаходимо:

$$\rho_i = R_0 \cos \beta \pm \sqrt{R_0^2 \cos^2 \beta - b}, \quad (2)$$

де: $\beta = \varphi_i - \varphi_0$; $b = R_0^2 - R_L^2$, R_L – радіус внутрішньої поверхні гальмівної стрічки.

Нехай радіус-вектор ρ_i до контакту фрикційної накладки стрічки з біговою доріжкою шківів повернеться на малий кут δ_i внаслідок того, що зазор σ_3 між парами тертя у порівнянні з радіусом шківів R_{III} дуже малий.

Тоді з $\Delta O_1 OC$ радіус шківів R_{III} виражається наступним чином:

$$R_{III}^2 = R_0^2 + \rho_i^2 - 2\rho_i R_0 \cos(\beta - \delta_i), \quad (3)$$

або

$$R_{III}^2 - R_0^2 - \rho_i^2 = -2\rho_i R_0 (\cos \beta \cos \delta_i + \sin \beta \sin \delta_i).$$

Для малих кутів δ_i справедливо, що $\cos \delta_i \approx 1$ і $\sin \delta_i \approx \delta_i$. В результаті чого отримуємо:

$$\delta_i = \frac{R_{III}^2 - R_0^2 - \rho_i^2 + 2\rho_i R_0 \cos \beta}{2\rho_i R_0 \sin \beta}. \quad (4)$$

З метою визначення мінімального кута δ_i привіряємо до нуля першу похідну δ_i з виразу (4):

$$d\delta_i/d\varphi_i = 0.$$

Після алгебраїчних перетворень отримаємо рівняння відносного кута $\varphi_i = \beta + \varphi_0$.

$$4R_0^4 \cos^6 \beta + 4R_0^2 b \cos^2 \beta - b^2 = 0. \quad (5)$$

Рівняння (5) після підстановки $z = \cos^2 \beta$ і відповідних перетворень стало кубічним:

$$z^3 + \frac{b}{R_0^2} z - \frac{b^2}{4R_0^4} = 0. \quad (6)$$

Дискримінант рівняння (6) рівний

$$D = \frac{b^4}{16R_0^8} + \frac{b^2}{9R_0^6} > 0.$$

Відповідно, рівняння (6) має один дійсний і два уявних кореня. Визначати останні немає потреби, тому знайдемо дійсний корінь:

$$z_\delta = \sqrt{-\frac{b^2}{4R_0^4} + \sqrt{\frac{b^4}{16R_0^8} + \frac{b^3}{9R_0^6}}} + \sqrt{\frac{b^2}{4R_0^4} - \sqrt{\frac{b^4}{16R_0^8} + \frac{b^3}{9R_0^6}}} \quad (7)$$

$$\cos(\varphi_{i_{\min}} - \varphi_0) = \sqrt{z_\delta}. \quad (8)$$

Отримані вирази (7) і (8) дають змогу точно визначити кут $\varphi_{i_{\min}}$, а водночас і положення радіус-вектора ρ_i , що вказує точку поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки, яка першою вступить в контакт з поверхнею тертя шківів.

Однак використання виразів (7) і (8) для визначення $\varphi_{i_{\min}}$ пов'язане з великим об'ємом

обчислювальних операцій, що не зовсім зручно в інженерній практиці, і тому спростимо в границях 5-7% похибку обчислення $\varphi_{i_{\min}}$.

У зв'язку з тим, що R_0 відрізняється від R_{III} на порівняно невелику величину, то $R_0 \approx R_{III}$ і вирази (1) і (2) перетворяться в такий вигляд:

$$\rho_i = 2R_H \cos(\varphi_i - \varphi_0); \quad (9)$$

$$R_{III}^2 = R_H^2 + \rho_i^2 - 2\rho_i R_{III} \cos(\beta - \delta_i). \quad (10)$$

Розв'язуючи разом вирази (9) і (10), отримуємо:

$$\frac{R_{III}^2 - R_H^2}{4R_H^2} = -\delta_i^2 (1 - \sin^2 \beta) - \delta_i \sin \beta \sqrt{1 - \sin^2 \beta},$$

звідки

$$\delta_{i,2} = \frac{\sin \beta \cos \beta \pm \sqrt{\sin^2 \beta - 4b_1}}{2 \cos \beta}, \quad (11)$$

$$\text{де } b_1 = \frac{R_{III}^2 - R_H^2}{2R_H^2}.$$

Мінімальні значення кута φ_i визначаємо з виразу:

$$\frac{d\delta_i}{d\varphi_i} = \left\{ \sin^2 \beta - 4b_1 \pm \sin \beta \cos \beta \cos^2 \beta \pm \sin \beta \cos \beta (\sin^2 \beta - 4b_1) \right\}^{1/2} = 0.$$

Таким чином,

$$\sin \beta = \sqrt{\frac{1}{b_1 \pm 8}}. \quad (12)$$

Перетворимо величину b_1 , враховуючи, що $R_H = R_{III} + \delta_H$,

$$b_1 = \frac{\delta_H}{R_H} \left(1 - \frac{\delta_H}{2R_H} \right).$$

Знехтуємо величиною $\frac{\delta_H}{2R_H}$ через її малість, і отримуємо

$$b_1 = \frac{\delta_H}{R_H}.$$

Тоді вираз (12) набуде такого вигляду:

$$\sin \beta = \sqrt{\frac{1}{\frac{\delta_H}{R_H} \pm 8}}. \quad (13)$$

Так як $\frac{\delta_H}{R_H} \leq 8$, то необхідно визначити дійсне значення з виразу

$$\beta = \sqrt{\frac{1}{\frac{\delta_H}{R_H} \pm 8}}. \quad (14)$$

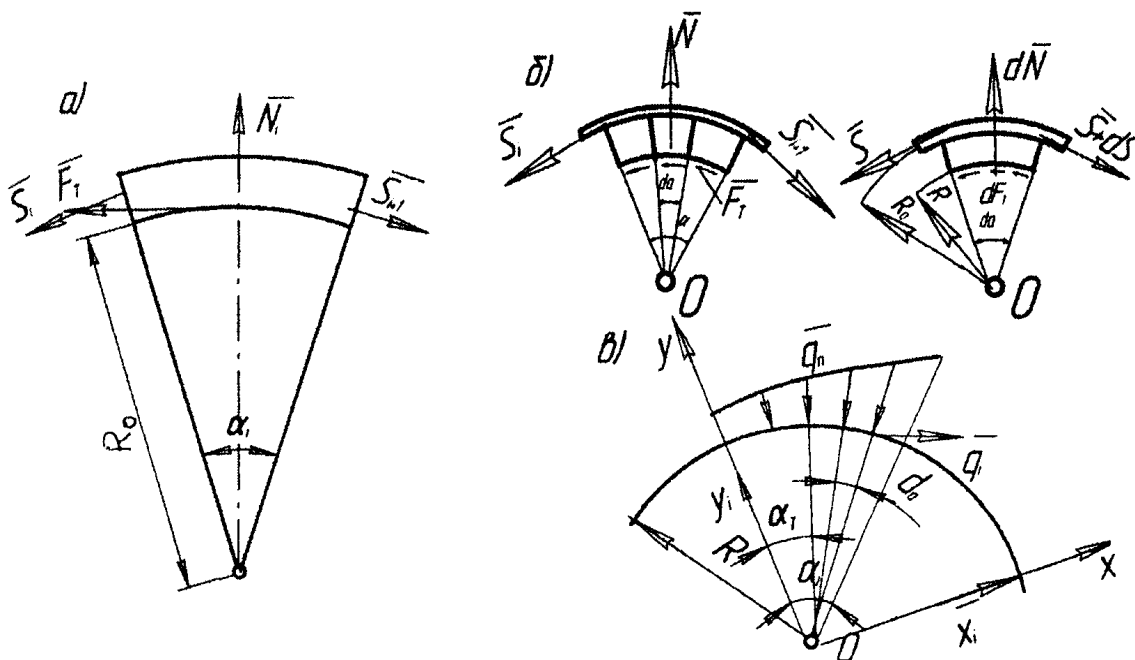


Рисунок 3 – Схеми сил, що діють на: ділянку гальмівної стрічки над і-ою накладкою (а) та з урахуванням її товщини (б); поверхню шківів (в)

Визначимо за залежністю (13) кут β , що вказує на положення довільного радіус-вектора ρ_i відносно осі X, (тобто вказану точку), а потім поверхню дотику фрикційної накладки зі шківом стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 за таких вихідних даних: $\delta_H = 0,004$ м; $R_H = 0,729$ м. Після чого отримаємо, що кут $\beta = 7^\circ 15'$ і радіус-вектор ρ_i вказує на другу накладку набігаючої гілки стрічково-колодкового гальма, яка першою контактуватиме з поверхнею тертя шківів.

Таким чином, знання моменту дотику другої накладки набігаючої гілки (рис. 2) робочої поверхні гальмівного шківів бурової лебідки дасть змогу в подальшому давати оцінку експлуатаційних параметрів кожної накладки з ділянкою стрічки над нею, як окремому гальмівному пристрою.

Визначення точки прикладення сумарного питомого навантаження на робочій поверхні фрикційної накладки.

Скористаємося схемою сил, що діють на: ділянку гальмівної стрічки над і-ою накладкою (рис. 3 а) та з урахуванням її товщини (рис. 3 б); поверхню гальмівного шківів (рис. 3 в).

На дузі перекриття фрикційною накладкою гальмівної стрічки шківів виникають розподілені дотичні та нормальні зусилля. Введемо позначення q_n і q_t – інтенсивність нормальних та дотичних зусиль на поверхні шківів за довільного кута α_j , які передаються від фрикційної накладки. При цьому $q_n = \frac{dN}{dA}$, де dA – елементарна площа поверхні шківів, котра відповідає ду-

зі $d\alpha$; dN – нормальне зусилля, що діє на dA , тобто $q_n = \frac{S \cdot d\alpha}{b \cdot R \cdot d\alpha} = \frac{S}{b \cdot R}$; S – зусилля натягу в гальмівній стрічці на відстані α_j ; b – ширина гальмівної стрічки.

В свою чергу $q_t = q_n \cdot f = \frac{S \cdot f}{b \cdot R}$, враховуючи те, що $S = S_i \cdot e^{f\alpha R/R_0}$. Таким чином, отримуємо, що

$$q_n = \frac{S_i \cdot e^{f\alpha R/R_0}}{b \cdot R}; \tag{15}$$

$$q_t = \frac{S_i \cdot f \cdot e^{f\alpha R/R_0}}{b \cdot R}. \tag{16}$$

Крім моменту M_z на вал гальмівного шківів діють також сили реакції. З рівняння рівноваги елементарної частинки пари взаємодії знаходимо що:

$$\begin{aligned} y_i &= \int_0^{\alpha_i} (q_n \cdot \cos \alpha_j - q_t \cdot \sin \alpha_j) dA = \\ &= \int_0^{\alpha_i} q_n (\cos \alpha_j - f \cdot \sin \alpha_j) dA = \\ &= S \int_0^{\alpha_i} \frac{S}{b \cdot R} [(\cos \alpha_j - f \cdot \sin \alpha_j)] d\alpha b R = \\ &= S_i \int_0^{\alpha_i} e^{f\alpha R/R_0} (\cos \alpha_j - f \cdot \sin \alpha_j) d\alpha = \\ &= \frac{S_i}{1+f^2} \left\{ e^{f\alpha R/R_0} [2f \cos \alpha_j - f \cdot \sin \alpha (1-f^2)] - 2f \right\}; \end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
 x_i &= \int_0^{\alpha_i} (q_n \cdot \sin \alpha_j + q_t \cdot \cos \alpha_j) dA = \\
 &= S_i \int_0^{\alpha_i} e^{f\alpha R/R_0} (\sin \alpha_j + f \cdot \cos \alpha_j) d\alpha = \\
 &= \frac{S_i}{1+f^2} \left\{ e^{f\alpha R/R_0} [2f \sin \alpha_j - (1-f^2) \cdot \cos \alpha] - (1-f^2) \right\}.
 \end{aligned} \quad (18)$$

Сумарна складова реакції, що діє на вал гальмівного шківця від усіх фрикційних накладок, визначається за формулою:

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2}, \quad (19)$$

та нахилена до осі у під кутом

$$\beta = \arctg \frac{X}{Y} =$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\sum_{i=1}^n [x_i \cos(n-1)(\alpha + \gamma) + y_i \sin(\alpha + \gamma)(n-1)]}{\sum_{i=1}^n [y_i \cos(n-1)(\alpha + \gamma) - x_i \sin(n-1)(\alpha + \gamma)]}.
 \end{aligned} \quad (20)$$

Точку прикладання сумарного питомого навантаження на i -ій фрикційній накладці, знаходимо, спроектувавши сили x_i і y_i на осі координат, що проходять через цю точку

$$x_{oi} = y_i \sin \varphi + x_i \cos \varphi;$$

$$y_{oi} = y_i \cos \varphi - x_i \sin \varphi.$$

У вище наведених залежностях використані позначення

$$y_{oi} = N; \quad x_{oi} = F_T,$$

тобто

$$f = \frac{F_T}{N} = \frac{y_i \sin \varphi + x_i \cos \varphi}{y_i \cos \varphi - x_i \sin \varphi}, \quad (21)$$

де: f – динамічний коефіцієнт тертя ковзання в парі ”робоча поверхня шківця – робоча поверхня накладки”; F_T – сила тертя, що виникає між взаємодіючими поверхнями тертя.

Зі співвідношення (21) бачимо, що точка прикладання сумарного питомого навантаження на робочій поверхні фрикційної накладки знаходиться під кутом φ від збігаючої її поверхні. Таким чином, з рівняння (20) знаходимо, що:

$$\varphi = \arctg \frac{fx_i + y_i}{fy_i - x_i}.$$

На дузі охоплення шківця гальмівною стрічкою останню умовно можна поділити на три зони: набігаючу, середню та збігаючу. Визначимо, який кут охоплення та яка кількість накладок відноситься до кожної зі згаданих вище зон.

Відомо, що у напрямку від набігаючого до збігаючого кінця стрічки коефіцієнт тертя, у зв'язку з нерівномірним розподілом питомих навантажень, має тенденцію до зростання [1]. Прийmemo, що динамічний коефіцієнт тертя ковзання у набігаючій зоні $f_n=0,35$, середній – $f_c=0,3$ та збігаючій $f_s=0,25$.

Визначимо межі зон гальмівної стрічки гальма бурової лебідки У2-5-5 виходячи з умови мінімуму зношування робочих поверхонь фрикційних накладок кожної зони за таких вихідних даних: натяг збігаючої гілки $S_3=5$ кН, $R=0,725$ м, $R_0=0,767$ м. Зобразимо графічно залежність сумарної складової реакції, що діє на вал гальмівного шківця (20) від кута охоплення α у межах від 0 до $\frac{3\pi}{2}$ радіан за різних коефіцієнтів тертя.

Як видно з рис. 4, графіки залежності сумарної складової реакції від кута охоплення \square

у межах від 0 до $\frac{3\pi}{2}$ радіан мають два мінімуми:

при кутах $\alpha \approx 1,2 \dots 1,6$ та $\alpha \approx 4$. Важливим є питання вибору значення кутів, що визначали б зони, тобто вибору мінімумів (перших чи других) на графіку, згідно яких можна було б вести подальший розрахунок. Надаємо перевагу першим, забезпечуючи цим самим більш рівномірний розподіл накладок по зонах. Результати поділу гальмівної стрічки та накладок на ній у зони зведено до табл. 1.

Для перевірки правильності поділу гальмівної стрічки проведемо оцінку експлуатаційних параметрів на кожній накладці у межах однойменної зони. Будемо керуватись вихідними даними, аналогічними як у попередньому прикладі. Кут охоплення однією накладкою шківця прийmemo $9,8^\circ$ а зазор між ними – $1,5^0$; площа робочої поверхні однієї накладки $A=285$ см². Силу натягу на набігаючих частинах накладок вираховуємо за залежністю Ейлера. Виведемо формулу, за допомогою якої будемо обчислювати нормальну силу, з якою накладка діє на гальмівний шків. Відома формула:

$$N = \frac{S'_H - S'_3}{f}, \quad (22)$$

де: S'_H – натяг у набігаючій частині стрічки над фрикційною накладкою;

S'_3 – натяг у збігаючій частині стрічки над фрикційною накладкою;

f – динамічний коефіцієнт тертя ковзання.

Натяг у набігаючій частині стрічки над фрикційною накладкою S'_H можна розписати наступним чином:

$$S'_H = S'_3 \cdot e^{f\alpha_{накл}}, \quad (23)$$

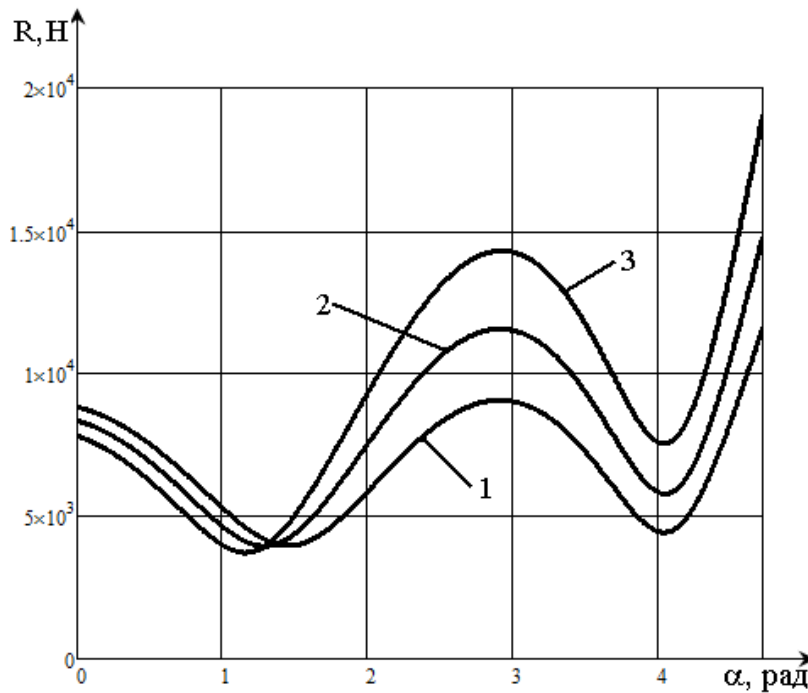
де $\alpha_{накл}$ – кут охоплення шківця однією накладкою.

Натяг у збігаючій частині стрічки над фрикційною накладкою S'_3 обчислимо на формулою:

$$S'_3 = S_3 \cdot e^{f(\alpha - \alpha_{накл})}, \quad (24)$$

де: S_3 – натяг на кінці збігаючої гілки гальмівної стрічки;

α – кут, який відраховується у напрямку від збігаючого кінця гілки до набігаючого кінця гілки над фрикційною накладкою.



Коефіцієнт тертя: 1 – $f_s=0,25$, 2 – $f_c=0,3$, 3 – $f_n=0,35$

Рисунок 4 – Залежність сумарної складової реакції питомих навантажень зони накладок від кута охоплення за коефіцієнтів тертя

Таблиця 1 – Результати поділу гальмівної стрічки та накладок на ній у зони

Зони	Динамічний коефіцієнт тертя, f	Кут охоплення α_3 , рад	Кут охоплення α_3 , град	Кількість накладок
Набігаюча	0,25	1,36	78	9
Середня	0,3	1,52	87	8
Збігаюча	0,35	1,78	102	7

Отже, підставляючи (23) і (24) у (22), отримаємо:

$$N = \frac{S_3 \cdot e^{f(\alpha - \alpha_{накл})}}{f} (e^{f\alpha_{накл}} - 1). \quad (25)$$

Результати обчислення експлуатаційних параметрів зведемо до таблиці 2.

У табл. 2 під p^* розуміється відношення максимального до мінімального значень питомих навантажень між і-ою фрикційною накладкою та гальмівним шківом у однойменних зонах, а p^{**} відношення значень питомих навантажень на першій та останній накладках стрічки.

Отже з табл. 2 робимо висновок, що гальмівна стрічка поділяється на зони, де стрічка буде майже рівнонавантаженою, що у подальшому надає інформацію для проектування різних конструкцій та методів динамічного перерозподілу питомих навантажень у парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Особливості конструкції незалежного канатного кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки.

Розвантаження гальмівної стрічки від фрикційних накладок здійснюється за допомогою

їхнього канатного кріплення. При цьому останнє реалізується у вигляді канатних контурів з різними сталими кроками розміщення накладок на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки (заявка на винахід на патент Росії від 18.06.2010 р. за № 2382250).

Загальний вигляд стрічково-колодкового гальма та гальмівна стрічка з компоновкою накладок на набігаючій і збігаючій її гілці такий самий як в роботі [3].

На рис. 5 проілюстрований приклад компоновки накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки та її основні і додаткові підресорні відтяжки. При цьому величина сталого зазору між фрикційними накладками (б) збігаючої гілки (II) гальмівної стрічки 4 набагато більша, ніж величина сталого зазору між накладками (б) її набігаючої гілки (I).

У зв'язку з тим, що вагове навантаження на збігаючу гілку (I) гальмівної стрічки 4 збільшилося на величину співвідношення $\frac{n}{m}$ для її швидкого відведення від гальмівного шківів 1, а також з метою дотримання сталого зазору між парами тертя гальма, разом з основними підресорними відтяжками 10 застосовують додаткову 11.

Таблиця 2 – Експлуатаційні параметри фрикційних вузлів у стрічково-колодковому гальмі

Зони	Номер накладки	$\alpha, ^\circ$	f	e^{\square}	$S_H, кН$	$N, кН$	$p, кПа$	p^*	p^{**}
Збігаюча	1	9,80	0,35	1,062	5,308	0,881	30,908	1,509	3,064
	2	21,05	0,35	1,137	5,686	0,943	33,105		
	3	32,30	0,35	1,218	6,090	1,011	35,459		
	4	43,55	0,35	1,305	6,523	1,082	37,980		
	5	54,80	0,35	1,397	6,987	1,159	40,681		
	6	66,05	0,35	1,497	7,484	1,242	43,573		
	7	77,30	0,35	1,603	8,016	1,330	46,671		
Середня	8	88,55	0,3	1,589	7,947	1,324	46,470	1,51	
	9	99,80	0,3	1,686	8,429	1,405	49,288		
	10	111,05	0,3	1,788	8,941	1,490	52,277		
	11	122,30	0,3	1,897	9,483	1,580	55,448		
	12	133,55	0,3	2,012	10,058	1,676	58,810		
	13	144,80	0,3	2,134	10,668	1,778	62,377		
	14	156,05	0,3	2,263	11,315	1,886	66,159		
Набігаюча	15	167,30	0,3	2,400	12,001	2,000	70,171	1,48	
	16	178,55	0,25	2,179	10,893	1,823	63,964		
	17	189,80	0,25	2,288	11,441	1,915	67,180		
	18	201,05	0,25	2,403	12,016	2,011	70,559		
	19	212,30	0,25	2,524	12,620	2,112	74,107		
	20	223,55	0,25	2,651	13,255	2,218	77,833		
	21	234,80	0,25	2,784	13,921	2,330	81,747		
	22	246,05	0,25	2,924	14,621	2,447	85,858		
23	257,30	0,25	3,071	15,357	2,570	90,176			
	24	268,55	0,25	3,226	16,129	2,699	94,710		

Таким чином, для цілеспрямованого статичного перерозподілу питомих навантажень між набігаючою і збігаючою гілками гальмівної стрічки з врахуванням її експлуатаційної можливості необхідно правильно визначити розрахунковим шляхом кількість фрикційних накладок, що припадає на набігаючу і збігаючу гілки гальмівної стрічки, і встановити величини сталих зазорів між накладками.

При цьому під неробочою поверхнею 9 кожної накладки 7 розташовані армуючі стрижні 12 і пластина 13, що розташована під ними і охоплює їх своїми бічними стінками. Знизу, в рівень бічної стінки пластини 13 і під нею виконано два подовжні отвори 14 в кожній фрикційній накладці 7. Аналогічні отвори 15 виконані на поверхні гальмівної стрічки 4 біля її впадин 16, що є свого роду обмежувачами переміщення фрикційних накладок 7 вздовж робочої поверхні гальмівної стрічки 4. Крім того, наявність меншої кількості впадин 16 на збігаючій гілці (II) стрічки 4 робить дану ділянку більш піддатливою. Осі центрів отворів 14 і 15, виконані у вигляді правого і лівого рядів збігаються, в двох площинах.

Біля впадини 16 гальмівної стрічки 4 встановлюються на початку і кінці її набігаючої гілки (I) нерухомі втулки 17, а на всіх інших ділянках стрічки 4 – рухомі втулки 18, що мають жолоби 19 на потовщених кінцях. Кріп-

ляться втулки 17 і 18 за допомогою вусиків 20, що є одним цілим з тілом гальмівної стрічки 4.

У замкнутий контур каната 22 набігаючої гілки (I) гальмівної стрічки 4 входять жолоби 19 рухомих втулок 18 і отвори 14 фрикційних накладок 7, а також об'єми 21 рухомих втулок 17, в яких знаходяться ділянки каната 22. По всьому об'єму 21 нерухомих втулок 17, що знаходиться на межі між гілками (I і II) гальмівної стрічки 4 ділянка замкнутого контура каната 22 сполучена з ділянкою незамкнутого контура каната 23. Останній розташовується під збігаючою гілкою (II) гальмівної стрічки 4 і до нього відносяться, окрім перерахованих вище ділянок для замкнутого контура, ще і ділянки канатів 23 між рухомими втулками 18 і торцями фрикційних накладок 7. Два кінці 24 і 25 незамкнутого контура каната 23 збігаючих гілки (II) гальмівної стрічки 4 огинають ролики 26, що знаходяться на нерухомих осях 27, а потім кріпляться до штирів 28 кулачка 29, який пов'язаний з важелем керування 30 пристроєм для регулювання натягнення замкнутого 22 і незамкнутого 23 контурів канатів (I і II) гальмівної стрічки 4. Пристрій розташований на панелі 31.

В процесі роботи стрічково-колодкового гальма внутрішня поверхня гальмівної стрічки 4 і неробочі поверхні 9 фрикційних накладок 7 утворюють зовнішні пари тертя, а робочі

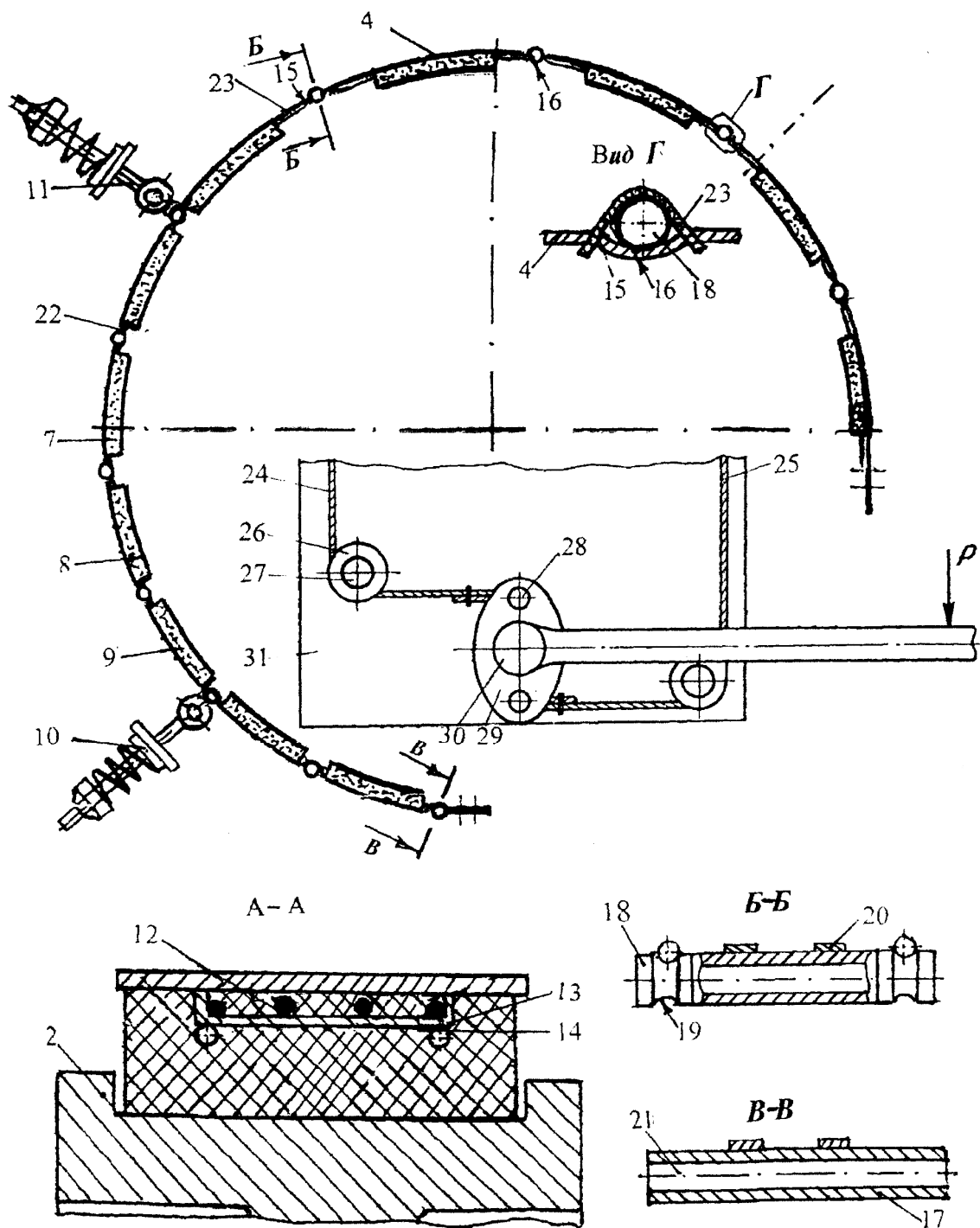


Рисунок 5 – Приклад компоновки накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки та її основні і додаткові підресорні відтяжки

поверхні 8 накладок 7 з робочою поверхнею шківів 1 – внутрішні пари тертя.

Стрічково-колодкове гальмо працює таким чином. Після натискання на важіль керування 6 відбувається замикання гальма. При цьому гальмівна стрічка 4 з накладками 7 взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківів 1 своєю середньою частиною дуги охоплення, після чого фронт взаємодії поширюється на набігаючу гілку (I) стрічки 4 і збігаючу її гілку (II). Водночас в парах тертя "робоча поверхня 8 накладок 7 – робоча поверхня гальмівного шківів 1"

виникає сила тертя F_T , основною складовою якої є динамічний коефіцієнт тертя ковзання (f_k). Крім того, між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки 4 і неробочою поверхнею 9 накладок 7 виникає сила тертя спокою F_C . При цьому необхідно враховувати той факт, що чистота внутрішньої поверхні гальмівної стрічки 4 відповідає чистоті поверхні гальмівного шківів 1, а робоча 8 і неробоча 9 поверхонь накладок 7 перед їх установкою на стрічку 4 оброблені і мають однакову шорсткість. У певний момент часу гальмування із збільшенням зу-

силля, що прикладається до важеля керування 6 сумарних сил F_T і F_C в накладках 7, здолають сили опору, що діють на ділянках замкненого 22 і незамкненого 23 контурів канатів в системі отворів 14 накладок 7 і отворів 15 в стрічці 4, в жолобах 19 втулок 18 і взаємодії їх зовнішніх поверхонь з поверхнями впадин 16 і вусиків 20 на гальмівній стрічці 4, що і викликає обертання втулок 18 і, як наслідок, переміщення фрикційних накладок 7 на гілках I і II гальмівної стрічки 4. Останнє сприятиме динамічному перерозподілу питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма і, як наслідок, зупинці гальмівного шківів 1, що сприяє розмиканню внутрішніх пар тертя гальма.

У процесі гальмування ділянки замкненого 22 і незамкненого 23 контурів канатів розтягуються, що призводить до їх подовження, і, як наслідок, провисання накладок 7. В цьому випадку за допомогою важеля керування 30 забезпечується натягнення замкненого 22 і незамкненого 23 контурів канатів, що і сприяє повному приляганню неробочих поверхонь 9 накладок 7 до внутрішньої поверхні стрічки 4. З подальшим використанням гальма стадії гальмування повторюються.

В подальшому необхідно визначити діаметри канатів, які складають контури, виходячи з умови не провисання фрикційних накладок на величину радіального зазору між парами тертя гальма, використовуючи при цьому ресорні відтяжки різної жорсткості на гілках гальмівної стрічки.

Таким чином, використання стрічково-колодкового гальма дає змогу підвищити ефективність гальмувань за рахунок створення опору переміщенню накладок гілками гальмівної стрічки відносно робочої поверхні шківів і внутрішньої поверхні стрічки, перерозподіляючи і вирівнюючи при цьому питомі навантаження на дугах охоплення гальмівної стрічки і, сприяючи тим самим, майже рівномірному зношуванню робочих і неробочих поверхонь накладок.

Висновки. Таким чином, отримані дані щодо напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок уможливають в подальшому оцінювання ефективності різних типів фрикційних вузлів у стрічково-колодковому гальмі при динамічному регулюванні питомих навантажень.

Література

1 Стрічково-колодкові гальма / [Є.І. Крижанівський, М.О. Вольченко, Д.О. Вольченко, та ін.]. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – Том 1. – 2004. – 230 с.

2 Бекіш І. О. Розробка фрикційних вузлів з вирівнюванням питомих навантажень стрічково-колодкових гальм механізмів підйому вантажу: дис. канд. техн. наук: 05.05.05 / Бекіш Ірина Орестівна. – Київ, 2009. – 194 с.

3 Вольченко Д.О. Динамічне регулювання питомих навантажень у парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (частина 1) / Д.О. Вольченко, І.О. Бекіш, І.В. Бачук, Ю.М. Бурда // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2010. – №1 (34). – С. 64-72.

4 Вольченко Д.О. Динамічне регулювання питомих навантажень у парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (частина 2) / Д.О. Вольченко, М.О. Вольченко, Я.Б. Сторож [та ін.] // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2010. – №1 (34). – С. 63-69.

5 Пат. 2357131 Российская Федерация МПК F16D 49/08. Способ определения зоны первоначального взаимодействия пар трения ленточно-колодочных тормозов буровой лебедки / Вольченко А.И., Крыжановский Е.И., Вольченко Н.А., Вольченко Д.А., Журавлев Д.Ю.; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. – №2007128252/11, заявл. 23.07.2007; опубл. 27.05.2009, Бюл. №15. – 9 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
18.02.10*

*Рекомендована до друку професором
Вольченком О.І.*