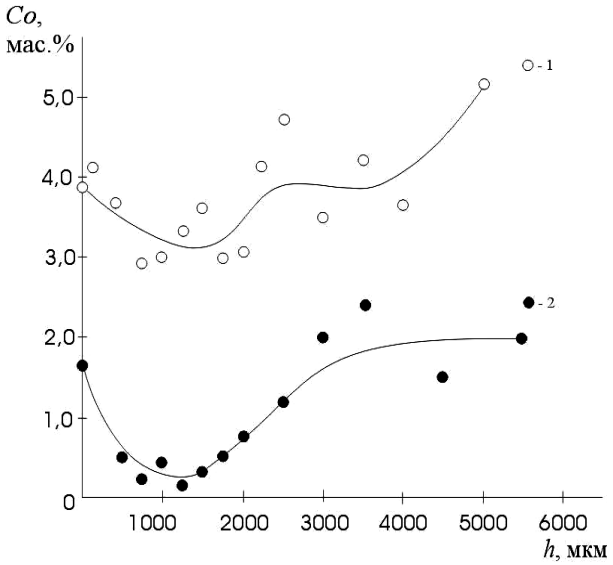


Рисунок 4 — Розподіл кобальту по висоті зразків №1 (1) і №2 (2)

Кількість кобальту в зразках № 2 менша, ніж у зразках № 1. У робочій частині цього зразка при переході до перехідної зони вміст кобальту зменшується від 1,5 до 0,5 мас. %, у перехідній зоні коливається близько 0,5 мас. %, а в матриці зростає від 0,5 до 2 мас. %. З аналізу отриманих результатів випливає, що введення дібориду хрому в шихту стандартних зразків, а також оптимізація технологічних режимів спікання сприяє міграції кобальту з робочої частини в матрицю, а карбіду вольфраму – з матриці в робочу частину вставки.

Узагальнюючи отримані результати, зробимо висновок, що додавання в шихту $С_{алмаз}$-ВК6 дібориду хрому, а також оптимізація технологічних режимів спікання сприяє подрібненню структури металевої зони навколо алмазу, покращує необхідні фізико-механічні властивості композиту, істотно збільшує міцність контакту алмаз-матриця через утворення досить міцного хімічного зв'язку на граничній поверхні цього контакту і підвищує зносостійкість бурових вставок порівняно зі стандартними до 2 разів.

Література

1. Герцрикен С.Д., Дехтяр И.Я. Диффузия в металлах и сплавах в твердой фазе. – М., 1960. – 564 с.

2. Хермель В., Кийбак Б., Шатт В. и др. Процессы массопереноса при спекании. – К.: Наукова думка, 1987. – 152 с.

3. Жорин В.А., Макарова И.Ф., Ген М.Я., Ениколопян Н.С. Образование твердых растворов металлов при пластическом течении под высоким давлением // Докл. АН СССР. – 1981. – Т. 261. – № 2. – С.405-408.

4. Поверхностные свойства расплавов и твердых тел и их использование в материаловедении / Под ред. Найдича Ю.В. – К.: Наук. думка, 1991. – 280 с.

5. Scott P., Nicholas M., Dewar B. The wetting and bonding of diamonds by copper-base binary alloys // I.Mater.Sci.-1975. 10, № 11. – P.1833-1840.

6. Martiner D., Nicholas M., Crispin R. The compatibility of carbon with copper alloys containing chromium, titanium or vanadium // Carbon fibres. Their place in modern technology. – 1974. – 43. – P.101-104.

7. Найдич Ю.В., Уманский В.П., Чувашов Ю.Н., Лавриненко И.Л. Адгезия жидких и отвердевших сплавов Cu-Ga-Cr к алмазу // Сверхтвердые материалы. – 1980. – №1. – С. 3-6.

8. Мечник В.А., Бондаренко Н.А., Кулик О.Г., Жуковский Н.А., Панов А.В., Кузьминская О.М. Влияние добавки CrB_2 на структуру и свойства алмазного композита на основе Fe-Cu-Ni-Sn // Сб. науч. трудов: Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления. – К.: ИСМ им. В.Н. Бакуля, ИПЦ АЛКОН НАНУ, 2003. – С. 250-255.

9. Бондоренко Н.А., Мечник В.А., Жуковский А.Н., Панов А.В., Трескин В.П. Новые породоразрушающие элементы для алмазного бурового инструмента // Сб. науч. трудов: По-

УДК 62.592.113

ВПЛИВ РОЗМІЩЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ НАКЛАДОК НА ГАЛЬМІВНІЙ СТРІЧЦІ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПАРАМЕТРИ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ

Я.Б.Сторож

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42102, e-mail: slastor@ukr.net

Проведен анализ сил, действующих на отдельный тормозной узел ленточно-колодочного тормоза с переменным шагом размещения фрикционных накладок на тормозной ленте. Установлены аналитические зависимости между тормозным моментом, натяжением ленты, коэффициентом трения и конструктивными параметрами тормоза. Дано обоснование методики выбора рационального расположения и количества фрикционных накладок на дуге охвата тормозной ленты. Показаны преимуще-ства предложенной компоновки фрикционных узлов.

The analysis of forces exerted on a single brake unit of the band-shoe brake with a variable step of the friction shoes placed on the brake band is carried out. The analytical relationships between the brake moment, tension of the band, coefficient of friction, and design features of the brake are established. The substantiation of the technique for choice of a rational placing and quantity of frictional shoes on the brake band arch of contact is given. The advantages of the offered placing of frictional units are shown.

родоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления. – К.: ИСМ им. В.Н. Бакуля, ИПЦ АЛКОН НАНУ, 2003. – С. 35-40.

які за величиною дорівнюють геометричній сумі розтягів набігаючої та збігаючої гілки гальмівної стрічки; спостерігається значне захоплення стрічкою з фрикційними накладками гальмівного шківа, що призводить до поштовхів та значних вібрацій фрикційних вузлів гальма; має місце нерівномірний розподіл питомих навантажень на набігаючій та збігаючій гілках стрічки, що призводить до нерівномірного зношування робочих поверхонь накладок по дузі охоплення стрічки; недостатня пружність гальмівної стрічки через майже нерухоме приєднання до неї накладок; на поверхнях тертя генерується значна кількість теплоти, яка суттєво впливає на зносо-фрикційні властивості пар тертя, зокрема, на коефіцієнт тертя ковзання та гальмівний момент.

При виборі конструктивного варіанта нових фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок необхідно виходити не тільки із заданих умов і режимів їх експлуатації, але й з правильної компоновки неоднакової кількості фрикційних накладок на дузі охоплення набігаючої та збігаючої гілок стрічки. Такий конструктивний прийом дасть змогу дещо вирівняти питомі навантаження на гілках стрічки.

Вперше конструктивне рішення для стрічково-колодкового гальма бурової лебідки, в якому накладки на стрічку встановлювалися зі змінним кроком, знайшло відображення в роботах [1, 2]. Встановлено, що розміщення накладок на стрічці з кроком, який збільшується за заданим законом у напрямку збігаючої гілки стрічки, сприяє деякому вирівнюванню питомих навантажень на взаємодіючих поверхнях. Експериментальні дослідження удосконалених і серійних стрічок з накладками засвідчили, що при змінному крокові витрати фрикційного матеріалу зменшились на 60%, а його відходи – у 2,17 рази. Теоретичного обґрунтування така компоновка фрикційних накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки в подальшому не знайшла.

Метою даної роботи є теоретичне обґрунтування компоновки фрикційних накладок зі змінним кроком на дузі охоплення гальмівної стрічки та виявлення її впливу на експлуатаційні параметри стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

В основу запропонованої моделі стрічково-колодкового гальма покладено математичні залежності між конструктивними і експлуатаційними параметрами гальма, викладені в роботі [3] для стрічки з постійним кроком розміщення накладок. Ці залежності враховують середній коефіцієнт тертя у фрикційних парах, висоту накладки і радіус гальмівного шківа. При цьому вважається, що товщина гальмівної стрічки та її жорсткість на згин є несуттєвими чинниками, тобто вони прийняті рівними нулю. Два останні спрощення цілком допустимі через відносно малу товщину стрічки (відношення товщини до радіуса кривини стрічки менше 1/100 ÷ 1/140) і низьку її жорсткість при згині. У методиках розрахунку стрічково-колодкових гальм для бурових лебідок, що широко використовуються на практиці, такі спрощення є звичними.

Розглянемо схему стрічково-колодкового гальма (рис.1). На гальмівній стрічці, що охоплює гальмівний шків, змонтовано *n* фрикційних накладок. Накладки розміщені зі змінним кутовим кроком 2φ. Стрічка розтягується силами S_3 і S_H, що діють відповідно з кінців її збігаючої та набігаючої гілок. Ці дві сили притискають фрикційні накладки до циліндричної поверхні гальмівного шківа, і між ними виникає сила тертя ковзання F.

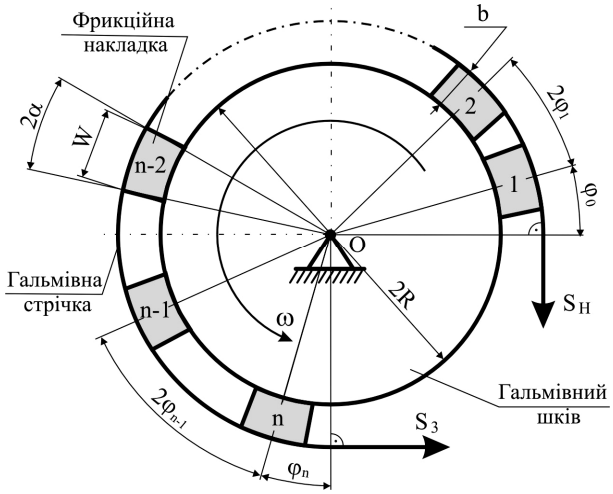


Рисунок 1 — Схема стрічково-колодкового гальма зі змінним кроком розміщення фрикційних накладок на гальмівній стрічці

Ділянку гальмівної стрічки над фрикційною накладкою можна розглядати як автономне гальмо. Зв'язок між сусідніми гальмами здійснюється за допомогою гальмівної стрічки. Оскільки прийнято, що стрічка має нульову жорсткість на згин, то на ділянці між накладками вона розтягується по прямій, що проходить через крайні точки контакту з сусідніми накладками. З цієї ж причини величина сили розтягу стрічки при зміні її напрямку (на межі „накладка – ділянка стрічки між накладками") залишається незмінною, хоч може змінювати свій напрямок. Величина сили розтягу стрічки залишається постійною над фрикційною накладкою на ділянці між краєм накладки і місцем її кріплення до стрічки завдяки вібраціям у системі та невеликою осьовою деформацією стрічки. Тобто, величина сили розтягу стрічки є постійною на ділянці стрічки між місцями кріплення до неї двох сусідніх накладок, наприклад, за допомогою вусиків, розташованих на їхніх осях симетрії.

Розглянемо сили, що діють на *i*-ий фрикційний елемент гальма (рис. 2). З боку попереднього *(i-1)*-го елемента діє сила розтягу стрічки S_{i-1}, а від наступного *(i+1)*-го – сила S_i. Напрямок їх дії характеризується кутами φ_{i-1} і φ_i. З боку гальмівного шківа на фрикційний елемент діють сили N_i – нормальна складова реакції, і F_i – сила тертя ковзання. При цьому $F_i = N_i f$, де f – коефіцієнт тертя ковзання в парі „гальмівний шків – фрикційна накладка".

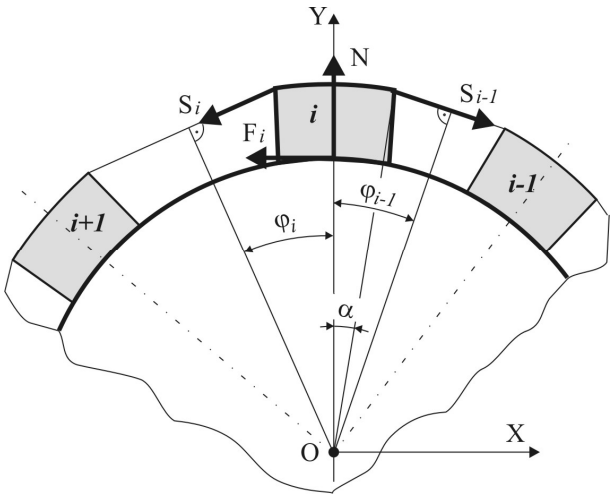


Рисунок 2 — Схема дії сил на *i-ий* фрикційний елемент

Співвідношення між силами, прикладеними до *i*-го гальмівного елемента, встановимо з умов його статичної рівноваги під дією усіх сил:

для суми моментів відносно точки О

$$\sum M_O = 0;\ (S_{i-1} - S_i)(R+b) - F_i \cdot R = 0; \quad (1)$$

для суми проекцій сил на вісь OY

$$\sum P_Y = 0;\ S_{i-1}\sin\varphi_{i-1} + S_i \sin\varphi_i - F_i / f = 0. \quad (2)$$

Сумісний розв'язок рівнянь (1) і (2) дає

$$F_i = f(S_{i-1}\cdot\sin\varphi_{i-1} + S_i\cdot\sin\varphi_i) =$$

$$= f\cdot S_{i-1}\cdot\sin\varphi_{i-1}\left(1+\frac{S_i\cdot\sin\varphi_i}{S_{i-1}\cdot\sin\varphi_{i-1}}\right); \quad (3)$$

$$\frac{S_i}{S_{i-1}} = \frac{1 - f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_{i-1}}{1 + f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_i}. \quad (4)$$

Аналіз залежності (4) доводить, що при постійному кроці розміщення фрикційних накладок на дузі охоплення стрічки (якщо $\varphi_{i-1} = \varphi_i$) її розтяг зменшується після кожної накладки в напрямку від набігаючої до збігаючої гілки. Тобто, витримується умова ($S_i < S_{i-1}$). Внаслідок цього сила притискання N_i накладки до шківа і сила тертя ковзання F_i теж зменшуються ($N_i < N_{i-1}$ і $F_i < F_{i-1}$). Це є причиною нерівномірного зношування фрикційних накладок як вздовж гальмівної стрічки, так і по ширині кожної з них, що призводить до зменшення коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя і, як наслідок, до зменшення гальмівного моменту [3].

Цілком очевидно, що для усунення зазначеного недоліку сили притискання фрикційної накладки з обох її сторін (з боку набігаючої і збігаючої ділянок гальмівної стрічки) повинні бути однаковими, тобто:

$$S_{i-1}\cdot\sin\varphi_{i-1} = S_i\cdot\sin\varphi_i \ . \quad (5)$$

При цьому нормальні складові реакцій і сили тертя ковзання для кожного фрикційного елемента вздовж гальмівної стрічки стають постійними, тобто однаковими як для першої, так і останньої накладок

$$F_i = 2f\cdot S_i\cdot\sin\varphi_i = 2f\cdot S_{i-1}\cdot\sin\varphi_{i-1} = 2f\cdot S_H\cdot\sin\varphi_0\ , \quad (6)$$

де φ_0 – кут нахилу набігаючої ділянки гілки гальмівної стрічки до першої накладки (рис. 1).

Встановимо закономірність зміни кута φ_i. Для цього розв'яжемо рівняння (1) відносно F_i з урахуванням залежності (5) та прирівняємо його до правої частини рівняння (6)

$$S_{i-1}\left(1-\frac{\sin\varphi_{i-1}}{\sin\varphi_i}\right)\frac{R+b}{R} = 2f\cdot S_{i-1}\cdot\sin\varphi_{i-1}. \quad (7)$$

Звідси отримаємо шукану залежність

$$\sin\varphi_i = \frac{\sin\varphi_{i-1}}{1 - 2f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_{i-1}}. \quad (8)$$

З рівняння (8) випливає, що раціональне значення кута φ_i на збігаючій ділянці фрикційного елемента залежить від кута φ_{i-1} на його набігаючій ділянці і від геометричних параметрів пар тертя, а також коефіцієнта тертя ковзання між ними. При цьому справедлива умова, що $\varphi_i > \varphi_{i-1}$. Крім того, φ_i збільшується зі збільшенням кута φ_{i-1} і коефіцієнта тертя ковзання, а також зі зменшенням висоти фрикційної накладки.

Встановимо залежність зміни кута φ_i від кута нахилу φ_0 набігаючої ділянки гальмівної стрічки до першої накладки. Для цього:

замінимо вираз для кута φ_n *n*-го гальмівного елемента $\dfrac{\sin\varphi_n}{\sin\varphi_0}$ на добуток відношень між першою та *n*-ю накладками

$$\frac{\sin\varphi_n}{\sin\varphi_0} = \frac{\sin\varphi_n}{\sin\varphi_{n-1}}\cdot\frac{\sin\varphi_{n-1}}{\sin\varphi_{n-2}}\cdot\ldots\cdot\frac{\sin\varphi_1}{\sin\varphi_0}; \quad (9)$$

замінимо кожен множник рівності (9) виразом із залежності (8)

$$\frac{\sin\varphi_n}{\sin\varphi_0} = \frac{1}{1-2f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_{n-1}}\cdot\frac{1}{1-2f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_{n-2}}\times$$
$$\times\ldots\cdot\frac{1}{1-2f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_1}\cdot\frac{1}{1-2f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_0} \quad (10)$$

і остаточно отримаємо

$$\sin\varphi_n = \sin\varphi_0 \prod_{i=0}^{n-1} \frac{1}{1-2f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_i}. \quad (11)$$

Із залежності (11) випливає, що зі збільшенням порядкового номера n накладки на стрічці раціональний кутовий крок їхнього розміщення (кут $2\varphi_i$) збільшується. Крім того, він залежить від кута φ_0 – чим більший цей кут, тим раціональнішими будуть більші кроки між накладками.

Гальмівні моменти, що розвиваються окремим фрикційним елементом M_i і гальмом з n фрикційними елементами M, можна розрахувати за формулами

$$M_i = F_i \cdot R = 2f \cdot R \cdot S_H \cdot \sin\varphi_0; \quad (12)$$

$$M = 2n \cdot f \cdot R \cdot S_H \cdot \sin\varphi_0. \quad (13)$$

Для цього до збігаючої гілки гальмівної стрічки треба прикласти силу S_3. Формулу для визначення S_3 отримаємо, скориставшись залежностями (6) і (11) для n-го фрикційного елемента

$$S_3 = \frac{S_H \cdot \sin\varphi_0}{\sin\varphi_n} = S_H \prod_{i=0}^{n-1}\left(1-2f\frac{R}{R+b}\sin\varphi_i\right). \quad (14)$$

Важливим при розміщенні фрикційних накладок на дузі охоплення стрічки є вибір кута φ_0. Оскільки в стрічково-колодковому гальмі, згідно з умовою (8), усі фрикційні накладки навантажені однаково, то можна припустити, що і зношуються вони однаково. У зв'язку з цим при однаковій роботі тертя ковзання при гальмуванні буде мати місце зношування фрикційного матеріалу накладок пропорційно його об'єму. Тому, чим більша кількість накладок буде розташована на гальмівній стрічці, тим більший буде коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя, менші питомі навантаження і, як наслідок, більший ресурс накладок.

Загальний кут φ_Σ охоплення гальмівною стрічкою з накладками шківа дорівнює сумі усіх кутових кроків $2\varphi_i$ (їх кількість n-1) і кутів φ_0 та φ_n. Враховуючи залежність (11) отримуємо

$$\varphi_\Sigma = \varphi_0\left(1 + \arcsin\prod_{i+1}^{n-1}\frac{1}{1-2f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_i} + 2\sum_{i=1}^{n-2}\arcsin\prod_{i+1}^{n-1}\frac{1}{1-2f\dfrac{R}{R+b}\sin\varphi_i}\right). \quad (15)$$

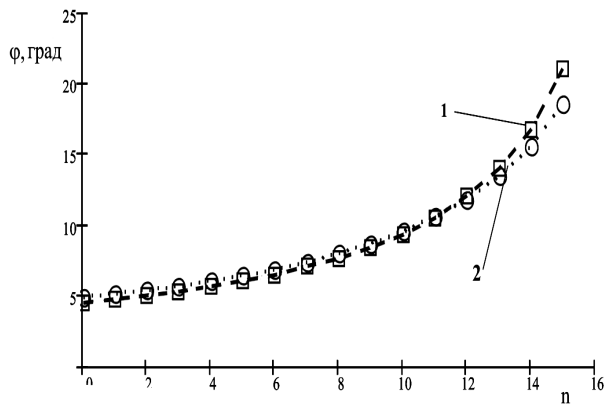
Аналіз формули (15) дає підстави зробити висновок, що для фіксованого значення кута охоплення однією накладкою гальмівного шківа кількість накладок, які можуть розміщатися на гальмівній стрічці, залежить від кута φ_0 – чим він менший, тим буде більше число n. Отже, для збільшення ресурсу накладок кут φ_0 слід зменшувати. Очевидно, що найменше значення кута φ_0 рівне α – половині кута охоплення фрикційною накладкою гальмівного шківа (рис. 1).

Пізніше, якщо розрахункова величина φ_Σ (за формулою (15)) менша за конструктивно прийнятий кут охоплення стрічкою з накладками гальмівного шківа, кут φ_0 необхідно збільшувати до досягнення рівності цих кутів охоплення при незмінному числі n.

Для виконання розрахунків експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки розроблена програма для ЕОМ.

Використаємо розрахункову схему стрічково-колодкового гальма для визначення експлуатаційних параметрів бурової лебідки БУ 2500 ЭП. Для порівняльної оцінки ефективності пропонованих рішень усі параметри гальма, крім кількості фрикційних накладок та їх розміщення, залишаються такими ж, як і в серійній конструкції, а саме: R = 725 мм, W = 120 мм, b = 30 мм (для нових накладок), b = 14 мм (для гранично зношених накладок), матеріал фрикційних накладок ФК-24А, при взаємодії зі сталлю 35ХНМ має коефіцієнт тертя ковзання f = 0,3–0,35, кількість фрикційних накладок 20, кут охоплення стрічкою гальмівного шківа 270°.

Для серійного фрикційного гальма кутовий крок розміщення фрикційних накладок не змінюється вздовж гальмівної стрічки. Його величина становить 13,5° (або φ = 6,75°). Зміну половини кутового кроку (кута φ) для раціонального розміщення накладок на стрічці зображено на рис. 3. Як бачимо, кутовий крок збільшується з довжиною стрічки, причому інтенсивність зміни кроку вища при більшому коефіцієнті тертя ковзання в парах тертя. Для випадку з f = 0,35 (графік 1) кут нахилу набігаючої гілки φ_0 дорівнює куту α ($\varphi_0 = \alpha$ = 4,46°), а для f = 0,30 (графік 2) φ_0 = 4,87°.



З іншого боку, як це випливає з рівняння (13), при однаковій кількості накладок n та розтягу стрічки S_3 (однаковому навантаженні на

Рисунок 3 — Залежність зміни кутового кроку (кута φ) розміщення фрикційних накладок вздовж гальмівної стрічки при коефіцієнтах тертя f=0,35 (1) і f=0,30 (2)

На рис. 4 зображено графік залежності гальмівного моменту, створюваного кожною фрикційною накладкою, а на рис.5 – наростання гальмівного моменту вздовж стрічки серійного гальма і гальма із запропонованою гальмівною стрічкою. Гальмівні моменти для серійного гальма розраховано з використанням формули [3]

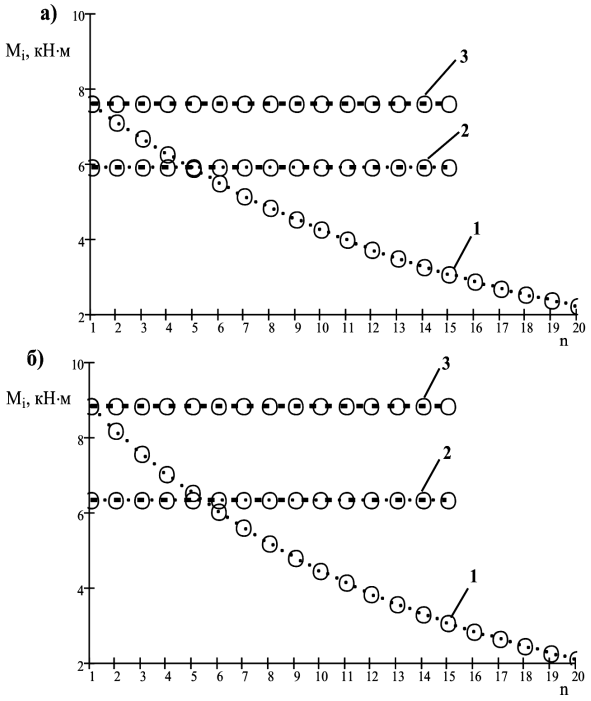


Рисунок 4 — Залежність зміни гальмівних моментів, створюваних кожною фрикційною накладкою вздовж стрічки для гальма БУ-2500 ЭП при розміщенні накладок з постійним (1) і змінним (2, 3) кроком, при S_H=160 кН (1, 2) і S_H=210 кН (3) та коефіцієнтах тертя f=0,30 (а) і f=0,35 (b)

$$M_i = S_H \cdot R\left(1-\left(\frac{1+\frac{b}{R}-f\sin\varphi}{1+\frac{b}{R}+f\sin\varphi}\right)^i\right);$$
$$M_n = S_H \cdot R\left(1-\left(\frac{1+\frac{b}{R}-f\sin\varphi}{1+\frac{b}{R}+f\sin\varphi}\right)^n\right). \quad (16)$$

Гальмо запропонованої конструкції має всього 15 фрикційних накладок (серійне – 20). Зменшення числа накладок, як бачимо на рис. 5, при однаковій силі натягу гальмівної стрічки (S_H=160 кН) забезпечує практично такий сумарний гальмівний момент, як і серійне гальмо: при f=0,30 $M_{опт}$=8,6 кН·м і $M_{сер}$=90,0 кН·м, а f=0,35 M_p=94,7 кН·м і M_c=96,2 кН·м. При цьому рівень динамічного навантаження усіх накладок для запропонованої конструкції однаковий і становить *(в кН) 19.7* (при f=0,30) і 18,0 (при f=0,35), тоді як для серійної конструкції навантаження першої накладки становить відповідно 25,3 та 25,2 кН. Тобто рівень навантаження для запропонованої конструкції нижчий в 1,28 і 1,4 рази відповідно при f=0,30 і 0,35. Оскільки зносостійкість фрикційних накладок залежить насамперед від їх навантаження, в тому числі для серійної конструкції – від навантаження першої (найбільш навантаженої) накладки, то можна очікувати, що при однакових силових навантаженнях на підшипники та вал бурової лебідки довговічність фрикційних накладок у запропонованої конструкції гальма збільшиться в 1,28 і 1,4 рази.

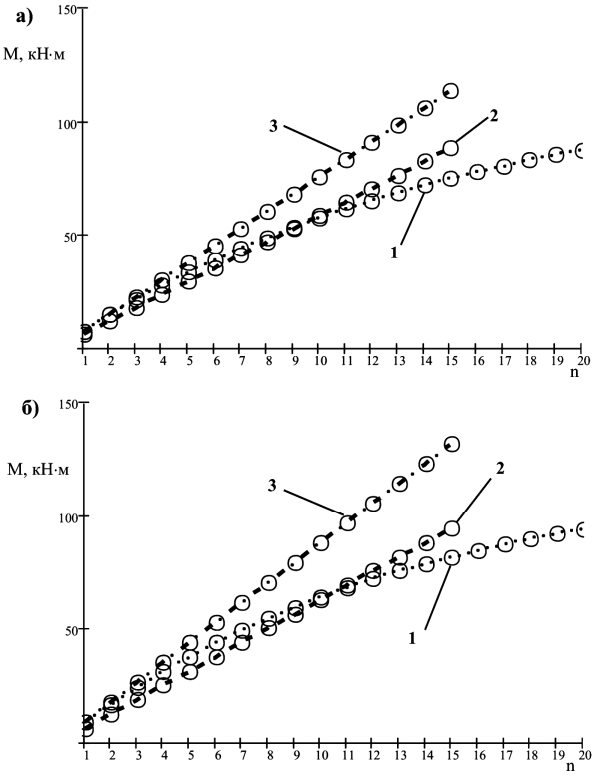


Рисунок 5 — Залежність наростання гальмівного моменту по довжині стрічки для гальма БУ-2500 (позначення див на рис. 4)

Якщо ж взяти за основу порівняння однаковий рівень зносостійкості фрикційних накладок, то запропонована конструкція дає змогу збільшити гальмівний момент до *114 кН·м* (при *f=0,30*) і до *132 кН·м* (при *f=0,35*). Однак при цьому відповідно зросте навантаження на вал лебідки.

Зважаючи на ефективність запропонованого підходу, вважаємо за доцільне в подальшому здійснити уточнення моделі фрикційного вузла гальма. Зокрема, врахувати жорсткість гальмівної стрічки та її деформацію.

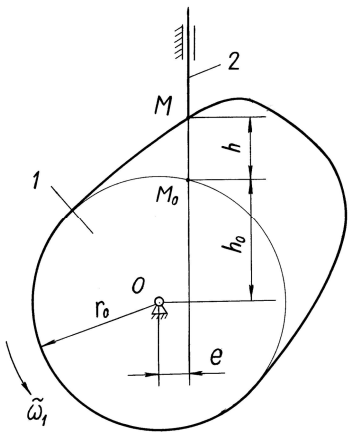
Запропоновано і досліджено математичну модель стрічково-колодкового гальма зі змінним кроком розміщення фрикційних накладок

на дузі охоплення гальмівної стрічки. Наведено залежності для визначення раціонального кроку розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки і експлуатаційні параметри гальма. Проведено порівняння запропонованої конструкції фрикційного вузла з серійним для бурової установки БУ-2500 ЭП.

Література

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Из-ва МГТУ им. Н.Э.Баумана и ГУП "Высшая школа", 2000. –550 с.

2. Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.



1 – кулачок; 2 – штовхач

Рисунок 1 – Кулачковий механізм

3. Volchenko A., Storozh Y., Storozh B., Karpyk R. Estimation of Band-Shoe Brake Performances for Drilling Winches // Buletin Cientific, VXII, Partea Fascicola: Mecanica, Tribologie, Technologia Constructiilor de Masini. Baia Mare, 2003. – p. 285-290.

УДК 621.835

ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНИХ РОЗМІРІВ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ АНАЛІТИЧНИМ МЕТОДОМ

Ф.І.Стоцький, Т.Ф.Тутко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342, e-mail: slastor@ukr.net

В работе предложен уточненный аналитический метод определения минимального радиуса кулачка для кулачковых механизмов с нетарельчатым толкателем, движущимся поступательно. Этот метод по сравнению с известным приближенным аналитическим методом имеет преимущество, поскольку обеспечивает точное определение минимального радиуса кулачка..

In activity the updated analytical method of definition of minimum radius of the cam for cam gears with the bearing thruster driving bodily is offered. This method as contrasted to by known approximated analytical method has advantage, as provides precise definition of minimum radius of the cam.

Кулачкові механізми належать до широкорозповсюджених механізмів у сучасній техніці (двигуни внутрішнього згоряння, поршневі компресори, машини-автомати, прилади тощо).

Основною величиною для проектування кулачкового механізму з нетарілчастим штовхачем, що рухається поступально, є допустимий кут тиску $\vartheta_{доп}$ [1, 2]. Головна задача при проектуванні механізму полягає у визначенні мінімального радіуса кулачка $r_{\min}$, тобто такого найменшого радіуса початкового кола r_0 кулачка (рис. 1), при якому кут тиску ϑ не перевищуватиме допустиме значення $\vartheta_{доп}$, тобто в усіх положеннях механізму повинна бути справедлива нерівність

$$\vartheta \le \vartheta_{доп}. \qquad (1)$$

До останнього часу найпоширенішим методом проектування таких механізмів залишається графічний метод, який характеризується такими суттєвими недоліками:

– достатньо високою трудомісткістю;

– невисокою точністю результатів синтезу;

– неможливістю комп'ютеризації процесу проектування механізму.

Відомий наближений аналітичний метод визначення $r_{\min}$ [1] не забезпечує в багатьох випадках достатньої точності. Мета даної роботи полягає у розробці уточненого аналітичного методу визначення $r_{\min}$, який забезпечував би потрібну точність. Вихідними даними для проектування є кут $\vartheta_{доп}$, закон руху штовхача і ряд його параметрів.