



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **116009** (13) **C2**
(51) МПК (2017.01)
F16D 55/12 (2006.01)
F16D 69/00

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

- (21) Номер заявки: **а 2015 09153**
(22) Дата подання заявки: **23.09.2015**
(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: **25.01.2018**
(41) Публікація відомостей про заявку: **25.04.2016, Бюл.№ 8**
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: **25.01.2018, Бюл.№ 2**
- (72) Винахідник(и):
Вольченко Олександр Іванович (UA),
Вольченко Дмитро Олександрович (UA),
Вольченко Ніколай Олександрович (RU),
Возний Андрій Володимирович (UA),
Стадник Олег Богданович (UA)

- (73) Власник(и):
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ,
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ,
76019 (UA)
- (56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою:
RU 2514385 C2, 27.04.2014
RU 2459986 C2, 27.08.2012
US 7234580 B2, 26.06.2007
GB 852282 A, 26.10.1960
RU 2522663 C1, 20.07.2014
Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х томах, том 2, под редакцией И. В. Крагельского и В. В. Алисина, 1979. - М.: Машиностроение. - С. 253-256
Вольченко Д. А. Темпы протекания импульсов электротепловых токов в микровыступах поверхностей трения тормозных устройств / Д. А. Вольченко, В. Я. Малык, В. В. Карась // Вісник СевНТУ. Сер. : Машиноприладобудування та транспорт. - 2013. - Вип. 143. - С. 109-113. - Режим доступу:
http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vsntum_2013_143_28
Савенок Д. В. Анализ современных методов оценки износа тормозных накладок / Д. В. Савенок // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. - 2013. - № 3. - С. 90-95. - Режим доступу:
http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vdiat_2013_3_15
Криштопа С. И. Моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения в стендовых условиях. Часть 1 / С. И. Криштопа // Проблеми трибології. - 2014. - № 1. - С. 61-70. - Режим доступу:
http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptl_2014_1_10

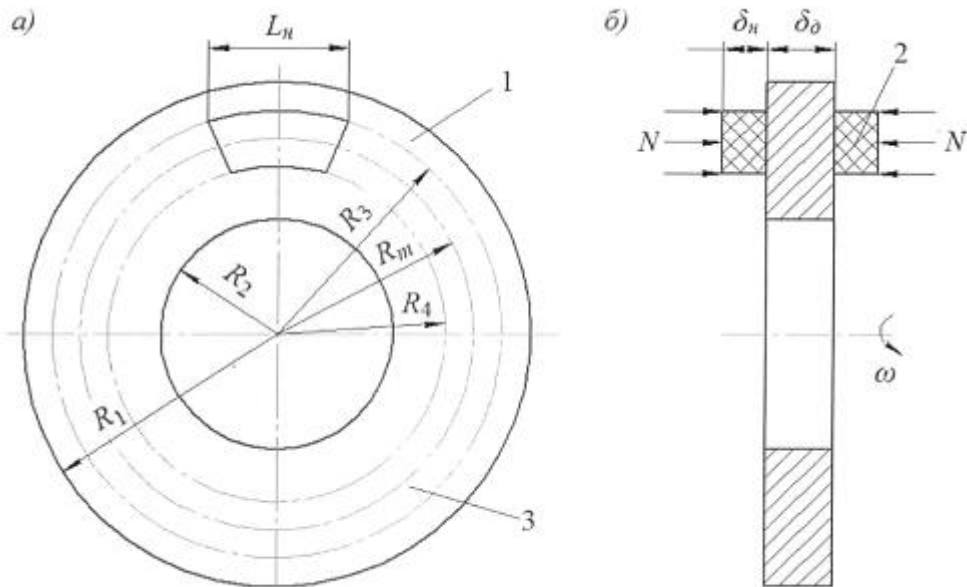
UA 116009 C2

(54) МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМІЗАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАРИ ТЕРТЯ ДИСКОВОГО ГАЛЬМІВНОГО ПРИСТРОЮ

(57) Реферат:

Метод визначення оптимізаційних параметрів пари тертя дискового гальмівного пристрою належить до галузі машинобудування, переважно до галузі автомобілебудування і підйомно-транспортних машин, і призначений для пошуку оптимальних параметрів пар тертя дискових гальмівних пристроїв для збільшення ресурсу фрикційної накладки. Згідно з винаходом визначають механічну, електричну та теплову складові потужності тертя при вихідних конструктивних параметрах фрикційної накладки, по якій знаходять її об'ємну інтенсивність

зношування, по отриманій величині інтенсивності зношування визначають фактичний ресурс фрикційної накладки, задають величину збільшення ресурсу і визначають оптимальні значення площі робочої поверхні фрикційної накладки (S_H), шорсткості гальмівного диска (r) і довжину фрикційної накладки (L_H). Крім того, виконують перевірний розрахунок ширини доріжки тертя гальмівного диска (b_θ), а також визначають реалізований гальмівний момент парами тертя ($M_{Г1}$) зі знайденими конструктивними параметрами фрикційних накладок і при цьому перевірний гальмівний момент не повинен відрізнятися на $\pm 10,0\%$ від величини гальмівного моменту ($M_{Г}$), який фігурує в залежності для визначення теплової складової потужності тертя. Запропонований метод дозволяє оптимізувати конструктивні параметри.



Фіг. 1 а, б

Винахід належить до галузі машинобудування, переважно до галузі автомобілебудування і підйомно-транспортних машин і призначений для пошуку оптимальних параметрів пар тертя дискових гальмівних пристроїв.

Відомий спосіб оптимізації параметрів дискового гальмівного пристрою згідно з яким визначають механічну складову потужності тертя при вихідних параметрах фрикційної накладки, по якій знаходять її об'ємну інтенсивність зношування, по якій визначають фактичний ресурс фрикційної накладки, а потім задають величину збільшення ресурсу і визначають оптимальні значення площі (S_H) і довжини (L_H) фрикційної накладки і радіуса шорсткості (r) диска за такими залежностями

$$S_H = \sqrt{\frac{0,6 \cdot 10^{-4} \cdot I_W \cdot r \cdot V \cdot N^2 \cdot n(t) \cdot t}{H_H \cdot L_H}}; r = \sqrt{\frac{S_H^2 \cdot H_H \cdot L_H}{n(t) \cdot t \cdot 0,6 \cdot 10^{-4} \cdot I_W \cdot V \cdot N^2}};$$

$$L_H = \sqrt{\frac{0,6 \cdot 10^{-4} \cdot I_W \cdot r \cdot V \cdot N^2 \cdot n(t) \cdot t}{S_H^2 \cdot H_H}},$$

де S_H - площа фрикційної накладки, м²; I_W - енергетична інтенсивність зношування, Дж/с; V - швидкість ковзання, м / с; N - притискне нормальне зусилля, Н; $n(t)$ - коефіцієнт необхідного приросту ресурсу; t - фактичний ресурс фрикційної накладки, с; H_H - висота фрикційної накладки, м [1, аналог, патент РФ №2522663, МПК F16D 55/22, бюл. №20 за 2014 р]. Недоліком даного способу є те, що в ньому розглядається тільки механічна складову потужності тертя і не враховуються електрична і теплова.

Відомий також спосіб оптимізації ширини фрикційної накладки гальмівного пристрою, який полягає у визначенні ефективної площі тертя накладки за відношенням гальмівного моменту до добутку радіуса, динамічного коефіцієнта тертя і питомого навантаження і потім у знаходженні ширини накладки за відношенням знайденого значення ефективної площі тертя накладки на добуток коефіцієнта взаємного перекриття і периметра її центральної лінії [2, прототип Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х томах, том 2, под редакцией И. В. Крагельского и В. В. Аликина, 1979. - М.: Машиностроение. - С. 253]. Недоліком вказаного способу є неможливість отримання раціональних значень геометричних параметрів гальмівних колодок, які забезпечують підвищення ресурсу фрикційної накладки гальмівного пристрою.

У порівнянні з аналогом і прототипом запропоноване технічне рішення має такі переваги:

у сумарну потужність тертя поряд з механічною складовою враховані теплова та електрична складові та визначено їх величини;

отримані абсолютно нові залежності з визначення оптимального значення площі робочої поверхні фрикційної накладки, радіуса мікровиступів бігової доріжки тертя гальмівного диска і довжини фрикційної накладки;

визначають перевірено ширину доріжки тертя гальмівного диска і створений гальмівний момент фрикційними вузлами гальма зі знайденими конструктивними параметрами накладки і диска.

Задачею винаходу є розробка способу оптимізації параметрів пар тертя дискового гальмівного пристрою, який забезпечує підвищення ресурсу фрикційної накладки за рахунок урахування впливу її конструктивних параметрів і гальмівного диска на величину сумарної складової потужності тертя і вибору раціонального співвідношення їх конструктивних параметрів.

Задачею винаходу є підвищення ресурсу фрикційних накладок дисково-колодкового гальма за рахунок оптимізації їх конструктивних параметрів.

Поставлена задача вирішується тим, що визначають механічну, електричну та теплову складові потужності тертя при вихідних конструктивних параметрах фрикційної накладки, по якій знаходять її об'ємну інтенсивність зношування, по котрій визначають фактичний ресурс фрикційної накладки, по величині збільшення ресурсу визначають оптимальні значення площі робочої поверхні фрикційної накладки (S_H), шорсткості гальмівного диска (r) і довжину фрикційної накладки (L_H)

$$S_H = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_w^{-1} \cdot \left(0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} + k_e \cdot I \cdot U + 2,63 \cdot \frac{r \cdot V \cdot N}{L_H} \right)}{2/3 \cdot \delta_n}; \quad (1)$$

$$r = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_H}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_w^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{r \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_e \cdot I \cdot U \right) \cdot L_H}{0,6 \cdot V \cdot N}; \quad (2)$$

$$L_H = \frac{0,6 \cdot r \cdot V \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_H}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_w^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_e \cdot I \cdot U \right)}, \quad (3)$$

де $n(t_r)$ - коефіцієнт необхідного приросту ресурсу; t_r - фактичний ресурс фрикційної накладки, с; I_w - енергетична інтенсивність зношування робочої поверхні накладки, Дж/с; V - швидкість ковзання, м/с; f - динамічний коефіцієнт тертя; N - притискне нормальне зусилля, Н; k_e - коефіцієнт, що враховує час контакту мікроступів фрикційної накладки з мікроступами гальмівного диска ($k_e = 2 \cdot 10^2$); I - сила струму, що генерується мікроступами металополімерних пар тертя за умови $A_r < A_a$, що фактична площа контактування (A_r) мала в порівнянні з номінальною (A_a), а при $A_r = A_a$ фіксується трибоЕРС в спряженні, А; U - трибоЕРС в кінці процесу гальмування, В; δ_n - товщина фрикційної накладки.

Крім того, виконують перевірний розрахунок ширини доріжки тертя гальмівного диска (b_σ), а також визначають реалізований гальмівний момент парами тертя (M_{r1}) зі знайденими конструктивними параметрами фрикційних накладок і при цьому перевірний гальмівний момент не повинен відрізнятися на $\pm 10,0$ % від величини гальмівного моменту (M_r), закладеного в залежність для визначення теплової складової потужності тертя

$$b_\sigma = \frac{S_H}{K_{\sigma} 2\pi(R_3 - R_4)}; \quad (4)$$

$$M_{r1} = S_H f \rho r_m, \quad (5)$$

де K_{σ} - коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма; R_3, R_4 - верхнє і нижнє коло бігової доріжки тертя диска, м; ρ - питомі навантаження в парах тертя гальма, МПа; r_m - середній радіус бігової доріжки тертя диска, м.

На Фіг. 1 показані пари тертя в поздовжньому (а) та поперечному (б) перерізі дисково-колодкового гальма. Пари тертя складаються з фрикційних накладок 2, які знаходяться в нерухомих гальмівних колодках. При фрикційній взаємодії робочих поверхонь накладок 2 з гальмівним диском 1, що обертається, під дією притискного нормального зусилля N формується бігова доріжка тертя диска 3.

Вирішальний вплив на працездатність вузла тертя має правильний вибір матеріалу фрикційних накладок. Умови роботи фрикційних матеріалів в дисково-колодкових гальмах відрізняються від аналогічних умов роботи в гальмівних пристроях інших видів. Матеріали накладок повинні мати високий (0,3 і вище) динамічний коефіцієнт тертя, стабільний в діапазоні робочих швидкостей, питомих навантажень і поверхневих температур; високою (в 3...6 разів більшою, ніж у барабанно-колодкових гальм) механічною міцністю; зносостійкістю, порівнянною з терміном служби вузла тертя барабанно-колодкового гальма при однаковій потужності тертя в аналогічних умовах експлуатації.

Суть запропонованого способу полягає в тому, що підвищення ресурсу фрикційних накладок гальма забезпечується за допомогою зниження величини сумарної складової потужності тертя, що йде на руйнування їх робочих поверхонь, при збереженні незмінними таких характеристик фрикційного вузла, як притискне нормальне зусилля і швидкість ковзання.

5 У сумарну складову потужність тертя фрикційного вузла гальма входять механічна, електрична та теплова компоненти. На підставі розрахунково-експериментальних даних визначають механічну складову потужності тертя фрикційного вузла при заданих параметрах фрикційної накладки за такою залежністю

$$W_{\text{мех}} = 2,63 \frac{rVN}{L_H}, \text{ Дж / с} \quad (6)$$

10

де r - зведений радіус мікровиступів поверхонь гальмівного диска, м; V - швидкість ковзання, м/с; N - притискне нормальне зусилля, Н; L_H - довжина фрикційної накладки, м. Електрична складову потужності тертя фрикційного вузла тертя гальма дорівнює

$$W_{\text{ел}} = k_g \cdot I \cdot U, \text{ Дж / с} \quad (7)$$

15

де k_g - коефіцієнт, що враховує час контакту мікровиступів фрикційної накладки з мікровиступами гальмівного диска ($k_g = 2 \cdot 10^2$); I - сила струму, що генерується мікровиступами металополімерних пар тертя за умови $A_r < A_a$, що фактична площа контактування (A_r) мала в порівнянні з номінальною (A_a), а при $A_r = A_a$ фіксується трибоЕРС в спряженні, А; U - трибоЕРС в кінці процесу гальмування, В.

20

$$I = \sqrt{\frac{t_{\text{max}} \cdot \alpha_T \cdot (dt/dl_k) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho \cdot N}} \quad (8)$$

25

де t_{max} - максимальна температура на плямі контакту мікровиступів, °С; α_T - коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі, Вт/(м²·°С); (dt/dl_k) - градієнт температури по довжині контакту, °С/мм; V_m - об'єм мікровиступів, м³; τ - час контактування, с; R_k - термічний опір контакту, °С/Вт; ρ - питомий електричний опір, (Оммм²)/м; N - імпульсне нормальне зусилля, Н.

Теплова складову потужності тертя фрикційного вузла тертя гальма дорівнює

$$W_{\text{тепл}} = 0,68 \cdot 10^{-3} \omega \cdot M_{\Gamma} = 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж / с} \quad (9)$$

30

де ω - кутова швидкість обертання диска, с⁻¹; M_{Γ} - гальмівний момент, що розвивається парю тертя гальма, Нм; f - динамічний коефіцієнт тертя.

Таким чином, сумарна складову потужність тертя фрикційного вузла гальма рівна

$$\sum W = W_{\text{мех}} + W_{\text{тепл}} + W_{\text{ел}}, \text{ Дж / с} \quad (10)$$

35

За знайденою величиною енергетичного балансу фрикційного вузла гальма визначають об'ємну інтенсивність зношування робочої поверхні накладки за такою формулою

$$u_v = I_w^{-1} \cdot \Sigma W = i_h \cdot \frac{\Sigma W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3 / \text{с} \quad (11)$$

де I_w - енергетична інтенсивність зношування, Дж/м³; ΣW - сумарна складова енергетичного балансу, Дж/с; i_h - питома лінійна інтенсивність зношування, мм/м; HB - твердість матеріалу диска, МПа.

5 Потім по величині об'ємної інтенсивності зношування робочої поверхні накладки визначають її фактичний ресурс за формулою вигляду

$$t_r = \frac{L_H \cdot H_H \cdot 2/3 \delta_H}{u_v}, \quad (12)$$

де $H_H \cdot 2/3 \delta_H$ - ширина і допустима товщина зносу накладки, м.

10 Надалі залежно від прогнозованої довговічності фрикційної накладки пари тертя гальмівного пристрою задають величину необхідного приросту її ресурсу $n(t_r)$.

Визначення раціональних величин площі, довжини фрикційної накладки і зведеного радіуса мікроступів диска здійснюють за емпіричними формулами, отриманими в ході експериментальних досліджень дискових гальмівних пристроїв.

15 Робочу площу накладки, що забезпечує прогнозований ресурс, знаходимо за формулою

$$S_H = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_w^{-1} \cdot \left(0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} + k_\epsilon \cdot I \cdot U + 2,63 \cdot \frac{r \cdot V \cdot N}{L_H} \right)}{2/3 \cdot \delta_H}, \quad (13)$$

Зведений радіус мікроступів поверхонь гальмівного диска, що забезпечує прогнозований ресурс накладки визначаємо за залежністю вигляду:

$$r = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_H \cdot S_H}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_w^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{r \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_\epsilon \cdot I \cdot U \right) \cdot L_H}{0,6 \cdot V \cdot N}. \quad (14)$$

Довжину накладки, що забезпечує її прогнозований ресурс визначаємо за залежністю вигляду:

$$L_H = \frac{0,6 \cdot r \cdot V \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_H \cdot S_H}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_w^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_\epsilon \cdot I \cdot U \right)}, \quad (15)$$

де t_r - фактичний ресурс накладки при її зношуванні до допустимої товщини, с. Надалі уточнюємо ширину бігової доріжки тертя диска за залежністю вигляду

$$b_\epsilon = \frac{S_H}{K_{\epsilon 3} 2\pi(R_3 - R_4)}, \quad (16)$$

30 де $K_{\epsilon 3}$ - коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма.

Після чого здійснюємо перевірку пар тертя гальма з новими конструктивними параметрами фрикційних накладок за величиною реалізованого гальмівного моменту

$$M_{Г1} = S_H f \rho r_m, (17)$$

де ρ - питомі навантаження в парах тертя гальма, МПа; r_m - середній радіус бігової доріжки тертя диска, м.

За умови, що $M_{Г}$ (гальмівний момент, закладений в теплову складову потужності тертя) приблизно дорівнює величині $M_{Г1}$ і завершується оптимізація конструктивних параметрів фрикційних накладок колодок. У разі якщо $M_{Г1}$ відрізняється більше, ніж на 10,0 % для $M_{Г}$ необхідно провести нові розрахунки з уточненими конструктивними та експлуатаційними параметрами дисково-колодкового гальма.

Наведемо приклад для фрикційного вузла дисково-колодкового гальма легкового автомобіля ВАЗ-2110 при таких вихідних даних:

зведений радіус мікроступів поверхні гальмівного диска - 1,0 мкм;

швидкість ковзання - 20 м/с;

притискне нормальне навантаження - 15,0 кН;

динамічний коефіцієнт тертя - 0,4;

площа фрикційної накладки - 0,005 м²;

геометричні параметри фрикційної накладки: довжина - 0,1 м; ширина - 0,05 м; товщина - 0,02 м;

питома лінійна інтенсивність зношування - 10⁹;

твердість матеріалу диска - 400,0 МПа.

За заданими значеннями були визначені наступні фактичні характеристики фрикційного вузла гальма:

складові потужності тертя:

механічна - 7,9 Дж/с;

електрична - 0,49 Дж/с;

теплова - 13,0 Дж/с;

об'ємна інтенсивність зношування фрикційної накладки - 13,37·10⁻¹¹ м³/с;

фактичний ресурс - 138,5 год.;

Для збільшення в 1,5 разу ресурсу фрикційної накладки необхідно дотримуватися регламентованих величин коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя, але при цьому представляється можливим:

в 1,5 разу збільшити площу фрикційної накладки, яка складає 0,0075 м², при збереженні незмінним відношення її довжини до ширини;

в 2,3 разу збільшити довжину фрикційної накладки за рахунок зменшення її ширини при збереженні площі її робочої поверхні. Нові геометричні параметри будуть: довжина 0,23 м, ширина 0,022 м;

в 2,33 разу зменшити зведений радіус мікроступів поверхонь гальмівного диска за рахунок підвищення чистоти обробки бігових доріжок тертя.

Відхилення $M_{Г1}$, отриманого значення за залежністю (17) від $M_{Г}$, яке фігурує в залежності (9) складає всього 0,5 %, що для подібних розрахунків є добрим результатом.

Таким чином, запропонований метод визначення оптимізаційних параметрів фрикційного вузла гальма дозволяє розраховувати за його сумарною (механічною, тепловою та електричною) потужністю тертя та об'ємною інтенсивністю зношування робочої поверхні накладки регламентований її ресурс з урахуванням зміни конструктивних параметрів пари тертя (зведеного радіуса мікроступів бігової доріжки тертя диска, довжини і площі накладки), забезпечуючи при цьому збільшення ресурсу накладки.

Джерела інформації:

1. Патент РФ №2522663, МПК F16D 55/22, бюл. №20 за 2014г (аналог).

2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х томах, том 2, под редакцией И. В. Крагельского и В. В. Алисина, 1979. - М.: Машиностроение. -С. 253 (прототип).

ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

1. Метод визначення оптимізаційних параметрів пари тертя дискового гальмівного пристрою, що полягає в тому, що визначають механічну, електричну та теплову складові потужності тертя при вихідних конструктивних параметрах фрикційної накладки, по якій знаходять її об'ємну інтенсивність зношування, по котрій визначають фактичний ресурс фрикційної накладки, по

величині збільшення ресурсу визначають оптимальні значення площі робочої поверхні фрикційної накладки (S_H), шорсткості гальмівного диска (r) і довжину фрикційної накладки (L_H)

$$S_H = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot l_W^{-1} \cdot \left(0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} + k_B \cdot I \cdot U + 2,63 \cdot \frac{r \cdot V \cdot N}{L_H} \right)}{2/3 \cdot \delta_H}; \quad (1)$$

$$r = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_H \cdot S_H}{n(t_r) \cdot t_r \cdot l_W^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{r \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_B \cdot I \cdot U \right) \cdot L_H}{0,6 \cdot V \cdot N}; \quad (2)$$

$$L_H = \frac{0,6 \cdot r \cdot V \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_H \cdot S_H}{n(t_r) \cdot t_r \cdot l_W^{-1}} - 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_B \cdot I \cdot U \right)}, \quad (3)$$

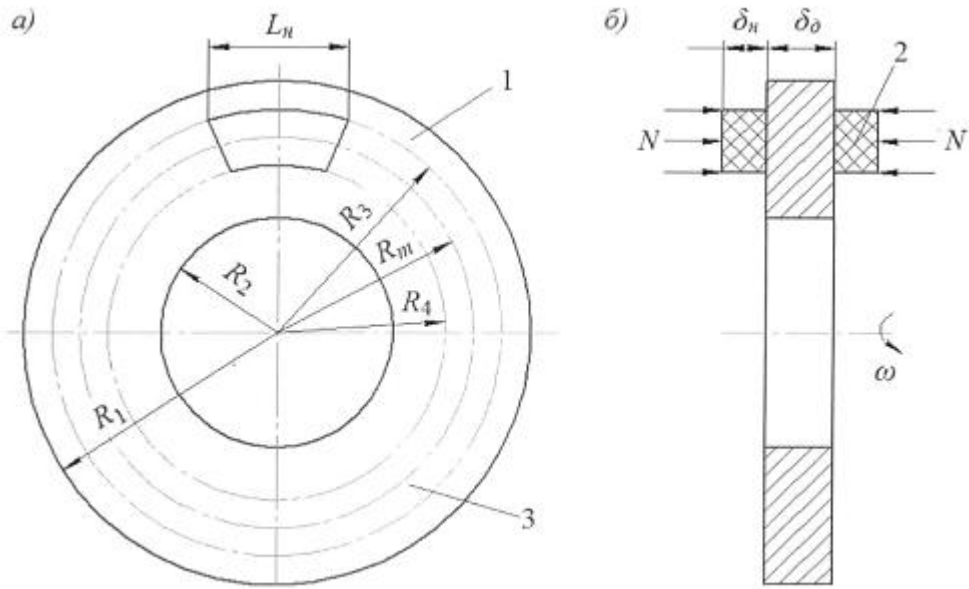
- де $n(t_r)$ - коефіцієнт необхідного приросту ресурсу; t_r - фактичний ресурс фрикційної накладки, с; l_W - енергетична інтенсивність зношування робочої поверхні накладки, Дж/с; V - швидкість ковзання, м/с; f - динамічний коефіцієнт тертя; N - притискне нормальне зусилля, Н; k_B - коефіцієнт, що враховує час контакту мікровиступів фрикційної накладки з мікровиступами гальмівного диска ($k_B = 2 \cdot 10^2$); I - сила струму, що генерується мікровиступами металополімерних пар тертя за умови $A_r < A_a$, що фактична площа контактування (A_r) мала в порівнянні з номінальною (A_a), а при $A_r = A_a$ фіксується трибоЕРС в спряженні, А; U - трибоЕРС в кінці процесу гальмування, В; δ_H - товщина фрикційної накладки.

2. Метод визначення оптимізаційних параметрів пари тертя дискового гальмівного пристрою по п. 1, який **відрізняється** тим, що виконують перевірний розрахунок ширини доріжки тертя гальмівного диска (b_δ), а також визначають реалізований гальмівний момент парами тертя ($M_{Г1}$) зі знайденими конструктивними параметрами фрикційних накладок і при цьому перевірний гальмівний момент не повинен відрізнятися на $\pm 10,0$ % від величини гальмівного моменту ($M_{Г}$), закладеного в залежність для визначення теплової складової потужності тертя

$$b_\delta = \frac{S_H}{K_{B3} 2\pi(R_3 - R_4)}; \quad (4)$$

$$M_{Г1} = S_H f \rho r_m, \quad (5)$$

де K_{B3} - коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма; R_3, R_4 - верхнє і нижнє коло бігової доріжки тертя диска, м; ρ - питомі навантаження в парах тертя гальма, МПа; r_m - середній радіус бігової доріжки тертя диска, м.



Фиг. 1 а, б

Комп'ютерна верстка А. Крижанівський

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601