

УДК 620.193.91:62-592.11

В. И. КУБИЧ

Запорожский национальный технический университет, Украина

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ НАКЛАДОК ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА В УСЛОВИЯХ ЦИКЛИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Предложены подходы к аппроксимации экспериментальных данных, полученных в результате испытаний натурального трибосопряжения «накладка-барабан», в котором на поверхности накладки выполнены профилирующие канавки, эмпирическим уравнением, что позволило определить вид регрессионной зависимости, устанавливающей связь между ее износостойкостью и параметрами, определяющими фрикционность контакта в условиях циклического торможения.

Ключевые слова: накладка, канавка, безразмерный комплекс, износостойкость, уравнение, цикл, путь трения

Вступление. Пары трения тормозных механизмов автомобилей работают при температурах, которые превышают допустимую температуру для материалов фрикционных накладок. При этом возникает термостабилизационное состояние, при котором практически отсутствует теплоотдача от поверхностей трения, т.е. теплообмен как бы замирает. Установлено, что эффективность работы таких пар трения определяется интенсивностью теплоотвода от контактирующих поверхностей [1; 2]. Избыток тепловой энергии в тонких приповерхностных слоях фрикционных материалов, например, рабочей поверхности тормозной накладки, вызывает ее поверхностные разрушения, приводящие к уменьшению сопротивления сдвигу. Протекающие при этом процессы обуславливают снижение тормозного момента, нестабильность по времени его значений, например, в режиме прерывистого торможения, которое можно рассматривать как циклическое.

Изменения во фрикционности контакта элементов трибосопряжения «барабан-колодка» обусловлены действием сил трения, возникающих на мгновенных контурных площадках контакта поверхностей, и нагружающих термомеханическим способом их поверхностные структуры. При этом контактное взаимодействие сопровождается элементарными актами разрушения поверхностных слоев их материалов, распределенными по времени эксплуатации тормозного механизма. Снижение термомеханической напряженности поверхностных слоев накладки тормозной колодки может быть обусловлено прерывистостью действия силы трения на пути фрикционного взаимодействия фрагмента поверхности тормозного барабана, например размером $Ra_1 \times Ra_1$, с фрагментом поверхности накладки колодки, например размером $2Ra_2 \times 2Ra_2$. Это проявится, если на пути первого фрагмента не окажется второго, т.е. нарушено условие сплошности контакта, что обеспечивается, например, наличием профильных канавок на поверхности колодки. В этом случае представляется возможным отвод мгновенного локального теплового потока, сформировавшегося в зоне трения фрагментов, в полость канавки. Таким образом, снижение термомеханической напряженности поверхности материала накладки обусловит уменьшение ее линейного износа на пути трения. При таком подходе, на трибологические процессы, протекающие в сопряжении «накладка-барабан», будут оказывать влияние:

– параметры конструкции тормозного механизма: длина накладки L ; радиус тормозного барабана r_b ; постоянный коэффициент, учитывающий соотношения

геометрических параметров тормозного механизма k_n , площадь поршня рабочего тормозного цилиндра S_n ;

– геометрические размеры профильной канавки, выполненной на поверхности тормозной колодки: угол наклона α ; ширина l ; количество канавок n ;

– параметры нагружения: давление p ; угловая скорость вращения барабана $\omega_{тб}$; момент, подведенный к тормозному барабану $M_{тб}$; время фрикционного контакта t ; количество циклов торможения N .

Результаты ранее проведенных исследований [3] показали следующее:

– наличие трех канавок на поверхности колодки шириной $l = 3\text{--}6$ мм, с углом наклона $\alpha = 30\text{--}60^\circ$ (рис. 1, а) обуславливает снижение тепловой нагруженности фрикционного контакта элементов трибосопряжения «накладка-барабан»;

– линейный износ накладок с канавками отличается от износа накладок без канавок.

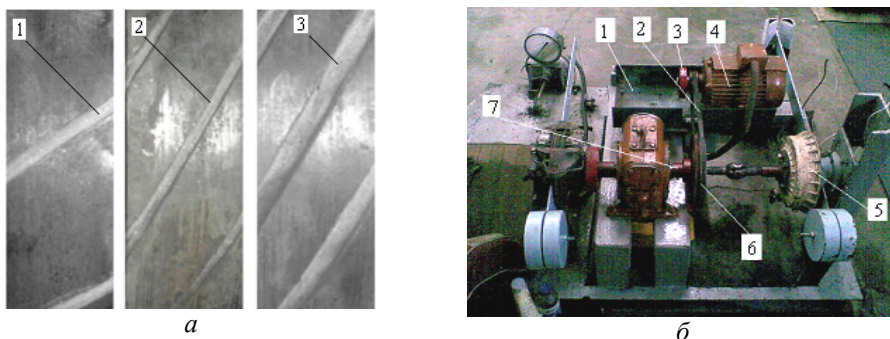


Рис. 1. Оборудование для испытаний колодок: а – поверхность накладки с профилирующими канавками: 1 – канавка $\alpha = 30^\circ$; $l = 3$ мм; 2 – канавка $\alpha = 60^\circ$; $l = 3$ мм; 3 – канавка $\alpha = 60^\circ$; $l = 6$ мм; б – общий вид модернизированной лабораторной установки: 1 – кронштейн; 2 – ременная передача; 3 – ведущий шкив; 4 – электродвигатель; 5 – барабан тормозного механизма; 6 – ведомый шкив; 7 – муфта вала редуктора

Испытания проводились на модернизированной лабораторной установке с натурным узлом барабанного тормозного механизма автомобиля ВАЗ 2108 (рис. 1, б). При этом давление в тормозном приводе поддерживалось $p = 0,4$ МПа, начальная скорость торможения в цикле составляла 43,36 км/ч, конечная скорость торможения 5 км/ч. Фрикционный контакт накладки с барабаном имел циклический характер: 50 циклов торможения с длительностью $t = 10$ с, 25 циклов торможения с длительностью $t = 20$ с, интервал между циклами 10 с.

Постановка проблемы. Ранее вопросу аппроксимации полученных результатов эмпирическим уравнением, устанавливающим связь между износостойкостью накладки и параметрами, определяющими их тепломеханическую напряженность в условиях циклического нагружения, внимание не уделялось. Поэтому, возникает необходимость в определении эмпирической формулы, позволяющей оценивать влияние установленных параметров на изменение износостойкости накладок с профилирующими канавками в трибосопряжении «накладка-барабан», что дополнит результаты ранее проведенных исследований и позволит оценивать и прогнозировать его триботехническое состояние.

Методика исследований. Для оценки влияния геометрии профильных канавок накладок на их износостойкость в условиях ступенчатого торможения предлагается использовать подходы, предложенные в работе [4; 5], в соответствии с которыми рассматриваемые параметры можно свести к обобщенным без-

размерным комплексам Π_i . Рассматривая пространство независимых факторов, в качестве которых будут выступать ширина и угол наклона профильных канавок, входящих в разные комплексы, становится возможным составить уравнение регрессии в виде степенной функции. Степень влияния каждого из комплексов на износостойкость определится степенными показателями (коэффициентами), численные значения которых определяются при решении системы линейных алгебраических уравнений. В этих уравнениях численные значения натуральных логарифмов износостойкости и безразмерных комплексов определяться соотношениями численных значений экспериментальных данных - параметров контактного взаимодействия элементов трибосопряжения «накладка-барабан». При этом количество неизвестных коэффициентов определит количество уравнений.

В общем виде зависимость износостойкости накладки от рассматриваемых параметров будет иметь вид:

$$I = \frac{L_m}{\Delta h} = f(p, \omega_{m\delta}, M_{m\delta}, t, N, \alpha, l, L, n, S_n, k_n), \quad (1)$$

где Δh – линейный износ поверхности колодки, м; L_m – путь трения за время контактного взаимодействия, м, а в виде степенной функции:

$$I = B \prod_{i=1}^n \Pi_i^{\beta_i} \quad (2)$$

Исходя из количества параметров определяющих условия фрикционного взаимодействия и уровней варьирования независимыми факторами (на данном этапе исследований) – геометрическими параметрами профильных канавок, предлагается составить два безразмерных комплекса. Численные значения каждого из них будут определяться верхними и нижними уровнями геометрических параметров в соответствии с матрицей планирования многофакторного эксперимента при безусловном совместном их влиянии. Такой подход позволит для определения численных значений показателей степени $\beta_j = b_j$ составить четыре алгебраических уравнения – полинома первого порядка, вида:

$$y_j = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_1 X_2 \quad (3)$$

В первом безразмерном обобщенном комплексе Π_1 предлагается учитывать геометрические параметры конструкции барабанного тормозного механизма и параметры нагружения фрикционного контакта элементов трибосопряжения «барабан-колодка», и представить отношением мощности механических потерь во фрикционном контакте к мощности, подведенной к тормозному барабану:

$$\Pi_1 = \frac{N_{F_{mp}}}{N_{mp}} = \frac{A_{F_{mp}}}{t M_{m\delta} \omega_{m\delta}}, \quad (4)$$

где $A_{F_{mp}}$ – работа сил трения во фрикционном контакте, Дж; t – время фрикционного контакта, с; $M_{m\delta}$ – момент, подведенный к тормозному барабану, Нм; $\omega_{m\delta}$ – угловая скорость вращения тормозного барабана, рад/с.

Исходя из того, что работа тормозного механизма рассматривается в условиях прерывистого торможения, т.е. носит циклический характер, то работа сил трения в нем с учетом длины пути трения и количества циклов фрикционного контакта N определится в соответствии с выражением [6]:

$$A_{F_{mp}} = F_{mp} L_{mp} = \frac{p S_n \mu h (L - nl) N}{k_0 a - \mu r_{\delta}} = p S_n k_n (L - nl) N, \quad (5)$$

где p – давление жидкости в гидроприводе рабочего цилиндра тормозного механизма, МПа; S_n – площадь поршня рабочего тормозного цилиндра, м²; L – длина участка фрикционного контакта накладки колодки, $L = 0,195$ м; l – ширина канавки, $l = (3-6)10^{-3}$ м; μ – коэффициент трения; r_{δ} – радиус тормозного барабана, $r_{\delta} = 0,1$ м; h – расстояние от оси нижней опоры колодки до точки приложения разжимного усилия, $h = 0,151$ м; a – расстояние от точки приложения приводной силы колодки до оси ее нижней опоры, $a = 0,075$ м; k_0 – коэффициент учета действия результирующей силы трения, $k_0 = 0,91$ при угле охвата $\beta_0 = 105^\circ$ [6]; k_n – постоянный коэффициент, учитывающий соотношения геометрических параметров тормозного механизма, $k_n = 2,14$.

С учетом выражения (5) выражение (4) при $\mu \approx 0,4$ примет следующий вид:

$$P_1 = \frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\delta} \omega_{m\delta}} \quad (6)$$

Комплекс P_1 показывает, какая часть мощности подведенной к тормозному барабану поглощается работой сил трения, нагружающей тепловыми потоками поверхностные слои материалов барабана и накладки на прерывистом пути трения их термомеханически напряженных фрагментов за N циклов нагружения и времени контакта t .

При составлении второго комплекса учитывалось, что при остановленном разогретом тормозном барабане и разрыве контакта накладки с барабаном температура наружной поверхности последнего в течении 5–7 с росла со средней скоростью 1,5 %/с, что свидетельствовало о направлении движения теплового потока от накладки в тело барабана. Исходя из этого во втором комплексе P_2 предлагается учитывать возможную направленность движение тепловых потоков в пространстве канавки колодки, т.е. угол ее наклона α к торцевой части колодки отнесенный к углу охвата φ поля размещения профильных канавок на поверхности накладки. Второй комплекс представляет относительный угол завихрения тепловых потоков при отходе колодки. По условиям эксперимента $\varphi \approx 100^\circ$.

$$P_2 = \frac{\alpha}{\varphi} \quad (7)$$

Поскольку износостойкость, согласно выражения (2), должна определяться и для накладок без выполнения на ее поверхности профильных канавок, т.е. при $\alpha = 0$, то для значимости комплекса P_2 , с учетом последующих математических преобразований необходимо его представить в виде:

$$P_2 = \pi - \frac{\alpha}{\varphi} \quad (8)$$

При этом отсутствие угла наклона обусловит $\alpha = 0^\circ$.

Тогда выражение (2) примет следующий вид:

$$I = B \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\delta} \omega_{m\delta}} \right)^{\beta_1} \left(\pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{\beta_2} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\delta} \omega_{m\delta}} + \pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{\beta_3} \quad (9)$$

Для составления системы из уравнений (3) необходимо учитывать, что их вид будет получен с учетом логарифмирования левой и правой частей выражения (9). Тогда для выражения (3) известные значения определяются следующим образом:

$$y = \ln I ; b_0 = \ln B ; X_1 = \ln \frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\delta} \omega_{m\delta}} ; X_2 = \ln \left(\pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right) ; X_1 X_2 = \ln (X_1 + X_2) \quad (10)$$

Результаты исследований и обсуждение. В соответствии с экспериментальными данными для составления двух систем уравнений: первая – для активной колодки; вторая – для пассивной, численные значения уровней параметров сведены в табл. 1.

Таблиця 1

Матриця значень параметрів

1-е уравнение	2-е уравнение	3-е уравнение	4-е уравнение
$l_{min} = 3 \text{ мм}$	$l_{max} = 6 \text{ мм}$	$l_{min} = 3 \text{ мм}$	$l_{max} = 6 \text{ мм}$
$\alpha_{max} = 60^\circ$	$\alpha_{min} = 30^\circ$	$\alpha_{min} = 30^\circ$	$\alpha_{max} = 60^\circ$
$N = 50$	$N = 50$	$N = 25$	$N = 25$
$t = 10 \text{ с}$	$t = 10 \text{ с}$	$t = 20 \text{ с}$	$t = 20 \text{ с}$
$\Delta h_{a1} = 10 \text{ мкм}$	$\Delta h_{a2} = 13,3 \text{ мкм}$	$\Delta h_{a3} = 11,7 \text{ мкм}$	$\Delta h_{a4} = 11,25 \text{ мкм}$
$\Delta h_{n1} = 6,25 \text{ мкм}$	$\Delta h_{n2} = 7,5 \text{ мкм}$	$\Delta h_{n3} = 11,0 \text{ мкм}$	$\Delta h_{n4} = 6,35 \text{ мкм}$
$p = 0,4 \text{ МПа}; M_{m\bar{o}} \omega_{m\bar{o}} = 1,1 \text{ кВт}; S_n = 1,256 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; L = 0,195 \text{ м}; n = 3;$ $L_m = 214 \text{ м}; \varphi = 100^\circ$			

С учетом данных приведенных в табл.1 и выражений (3, 10) получены две системы уравнений.

Для активной колодки:

$$\begin{cases} 18,87 = b_0 - b_1 0,095 + b_2 0,93 + b_3 1,235 \\ 16,59 = b_0 - b_1 0,145 + b_2 1,04 + b_3 1,308 \\ 16,72 = b_0 - b_1 1,482 + b_2 1,04 + b_3 1,121 \\ 16,76 = b_0 - b_1 1,531 + b_2 0,93 + b_3 1,013 \end{cases} \quad (11)$$

Для пассивной колодки:

$$\begin{cases} 17,34 = b_0 - b_1 0,095 + b_2 0,93 + b_3 1,235 \\ 17,17 = b_0 - b_1 0,145 + b_2 1,04 + b_3 1,308 \\ 16,78 = b_0 - b_1 1,482 + b_2 1,04 + b_3 1,121 \\ 17,33 = b_0 - b_1 1,531 + b_2 0,93 + b_3 1,013 \end{cases} \quad (12)$$

Решив полученные две системы алгебраических уравнений (11, 12) методом Крамера [7], получим значения коэффициентов $b_0 - b_3$:

– для системы уравнений (11) $b_0 = 12,47; b_1 = -1,76; b_2 = -11,24; b_3 = 11,9$;

– для системы уравнений (12) $b_0 = 29,83; b_1 = 3,02; b_2 = 12,76; b_3 = -19,49$.

Тогда линейные полиномы для износостойкости колодок в логарифмических единицах в соответствии с выражением (3) примут следующий вид:

– для активной колодки

$$y_a = 12,47 - 1,76x_1 - 11,24x_2 + 11,9x_1x_2, \quad (13)$$

– для пассивной колодки

$$y_n = 29,83 + 3,02x_1 + 12,76x_2 - 19,49x_1x_2. \quad (14)$$

В результате преобразования уравнения (13, 14) получена регрессионная зависимость износостойкости колодки с профильными канавками от установленных параметров:

– для активной колодки

$$H_a = e^{12,47} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\bar{o}} \omega_{m\bar{o}}} \right)^{-1,76} \left(\pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{-11,24} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\bar{o}} \omega_{m\bar{o}}} + \pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{11,9}, \quad (15)$$

– для пассивной колодки

$$H_n = e^{29,83} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\bar{o}} \omega_{m\bar{o}}} \right)^{3,02} \left(\pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{12,76} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\bar{o}} \omega_{m\bar{o}}} + \pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{-19,49}, \quad (16)$$

где $e = 2,718...$ – основание натурального логарифма.

Полученные регрессионные зависимости являются математическим описанием изменения износостойкости колодки от влияния установленных параметров – ширины и угла наклона профильных канавок на поверхности колодки. Однако универсальным свойством (на данном этапе исследований) зависимости не обладают, поскольку параметры нагружения были фиксированными, и их уровни варьирования не рассматривались. Решение указанных ограничений может рассматриваться как направление для дальнейших исследований, с учетом которых полученные выражения (15, 16) могут быть уточнены.

Выражения (15, 16) могут быть использованы для прогнозирования характера изменения и оценки износостойкости накладок в зависимости от изменения значений ширины и угла наклона профильных канавок на их поверхности при рассмотренных режимах нагружения. В качестве примера приведены пространственные диаграммы износостойкости в зависимости от изменения значений рассматриваемых параметров, полученные с помощью выражений (15, 16) – рис.2.

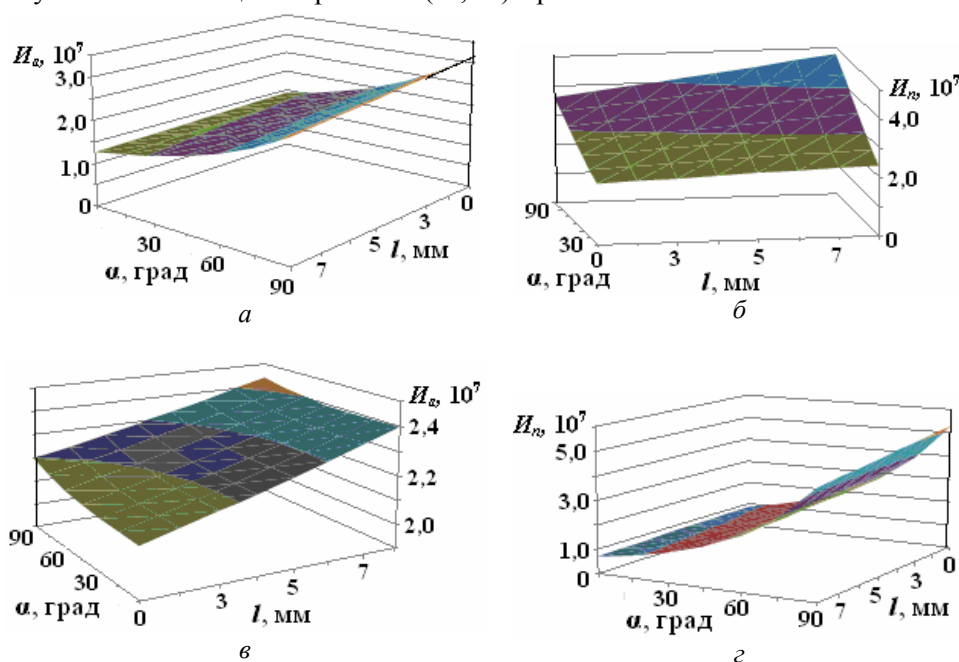


Рис. 2. Пространственные диаграммы износостойкости накладок с профильными канавками: а, б – активная, пассивная колодка при $N = 50$; $p = 0,4$ МПа; $t = 10$ с; в, г – активная, пассивная колодка при $N = 5$; $p = 0,4$ МПа; $t = 5$ с

Анализ приведенных диаграмм свидетельствует о следующем:

- угол наклона профильных канавок оказывает одинаковое влияние на износостойкость накладок активной и пассивной колодок, и достигает максимального значения при $\alpha = 75 - 85^\circ$;
- ширина канавки оказывает различное влияние на износостойкость накладок, и достигает максимального значения: для активной колодки при $l = 1 - 3$ мм, для пассивной при $l = 6 - 8$ мм;
- с уменьшением времени и количества циклов торможения износостойкость активной накладки максимальна при $l = 6 - 8$ мм, для пассивной при $l = 1 - 3$ мм;
- интенсивность роста износостойкости накладок активной и пассивной колодки определяется в большей степени значением α , чем l ;

– на данном этапе исследований рекомендуемые геометрические параметры канавок для обеспечения одинаковой износостойкости накладок $II = (2,2 - 2,3) \cdot 10^7$, например при $N = 5$, $t = 5$ с составляют:

- для активной колодки $\alpha = 75-85^\circ$; $l = 4-6$ мм;
- для пассивной колодки $\alpha = 50-60^\circ$; $l = 4-6$ мм.

Выводы. Рассмотренные в работе подходы к аппроксимации полученных ранее экспериментальных данных эмпирическим уравнением, позволили определить вид регрессионной зависимости, устанавливающей связь между износостойкостью и параметрами, характеризующими триботехническое состояние фрикционного контакта накладки с барабаном в условиях циклического торможения.

Определены геометрические размеры профильных канавок, при которых значения износостойкости накладок активных и пассивных колодок для рассматриваемых условий оптимальны и максимальны.

Список литературы

1. Браун Э.Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.
2. Вольченко Д.О. Наукові основи керування зносо-фрикційними властивостями металополимерних пар тертя гальм для запобігання термостабілізаційного явища: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук : спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах»/ Д.О. Вольченко. – Львів, 2012. – 20 с.
3. Кубич В.И. Фрикционный контакт элементов барабанного тормозного механизма с профильными канавками накладок / В.И. Кубич, Р.А. Чумак // Актуальні проблеми інженерної механіки. II між нар. наук.-техн. конф., 22.10-24.10.2012: матеріали., Миколаїв, НУК. – С. 78–79
4. Кубич В.И. Коэффициент трения трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш» в условиях пленочного голодания/ В.И.Кубич // Проблемы техники №1, 2013, –С.45–52
5. Кубич В.И. Математическое описание изнашивания элементов трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш» / В.И.Кубич, Л.И. Ивченко, А.О. Щаднев // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського №3(68). – 2011. – С.62–66
6. Оsepчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкции, элементы расчета / В.В. Оsepчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
7. Решение СЛАУ методом Крамера [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://math.semestr.ru/kramer/kramer.php>

Стаття надійшла до редакції 12.03.2013

В. І. КУБІЧ

ЗНОСОСТІЙКІСТЬ НАКЛАДОК ГАЛЬМІВНОГО МЕХАНІЗМУ В УМОВАХ ЦИКЛІЧНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

Запропоновані підходи до апроксимації експериментальних даних, отриманих в результаті випробування натурного трибоз'єднання «накладка-барабан», в якому на поверхні накладки виконані профільюючі канавки, емпіричним рівнянням, яке дозволило визначити вид регресійної залежності, що встановлює зв'язок між її зносостійкістю і параметрами, які визначають фрикційність контакту в умовах циклічного гальмування.

Ключові слова: накладка, канавка, безрозмірний комплекс, зносостійкість, рівняння, цикл, шлях тертя

*V. I. KUBICH***WEARPROOFNESS OF PROTECTIVE STRAPS OF BRAKE MECHANISM
IN THE CONDITIONS OF CYCLIC BRAKING**

The results of processing experimental investigation interaction surfaces natural elements tribounit «strap – drum» in their cyclic loading. The presence of core grooves on the surface lining stare as a factor reducing the thermomechanical strength of their surface layers. Approaches are offered to approximation of information of experiment, tests got as a result of natural tribounit protective «strap-drum», in which on surface of protective straps profiling ditches are executed, by empiric equalization, that allowed to define the type of regressive dependence, establishing a connection between its wearproofness and parameters, determining friction contact in the conditions of the cyclic braking. The decision of the made systems of linear equalizations allowed to define the numeral values of coefficients of equalizations of regression. The got regressive dependences can be used for prognostication of character of change wearproofness of protective straps with the ditches of types.

Keywords: protective strap, ditch, dimensionless complex, wearproofness, equalization, cycle, way of friction

Кубич Вадим Иванович – канд. техн. наук, доцент кафедры автомобилей, Запорожский национальный технический университет, Украина, reibung1@mail.ru.