

УДК 621.891

М. В. КИНДРАЧУК<sup>1</sup>, А. И. ВОЛЬЧЕНКО<sup>2</sup>, Н. А. ВОЛЬЧЕНКО<sup>3</sup>, А. В. ВОЗНЫЙ<sup>2</sup><sup>1</sup>Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина<sup>2</sup>Национальный авиационный университет, Украина<sup>3</sup>Кубанский государственный технологический университет, Россия

## ДИНАМИКА ФРИКЦИОННОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

*Рассмотрена динамика фрикционного взаимодействия на основании: метода импульсных пар при контактировании площадок пятен микровыступов; действия сил в паре трения «шквив-накладка»; взаимосвязи динамических и конструктивных параметров пар трения при рациональной компоновке накладок на ленте.*

**Ключевые слова:** тормоз, пары трения, фрикционное взаимодействие, пятно контакта, пятно микровыступа, метод импульсных пар, динамические и конструктивные параметры, компоновка накладок на ленте

**Введение.** Известно, что аналитические методы динамического и теплового расчета металлополимерных пар трения тормозных устройств, в частности, ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок игнорируют электронно-ионное фрикционное взаимодействие так как они рассматривают металлополимерные пары трения не как совокупность отдельных дискретных частиц, а как сплошную среду-континуум. Такое модельное представление металлополимерных пар трения может быть принято при решении выше указанных задач, если размеры дифференциальных объектов, т.е. металлополимерных пар трения достаточно велики по сравнению с размерами электронов и ионов и расстояниями между ними. При этом во всех расчетах элементы металлополимерных пар трения принимаются однородными и изотропными.

**Состояние проблемы.** Выравнивание удельных нагрузок в металлополимерных парах трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок невозможно без уменьшения соотношения  $S_n/S_c$  (где  $S_n$ ,  $S_c$  – натяжение набегающей и сбегающей ветвей ленты), которое влияет на нормальные усилия, силы трения, динамический коэффициент трения, и как следствие, на равномерность износа рабочих поверхностей накладок по ветвям тормозной ленты.

Выравнивание удельных нагрузок путем компоновки фрикционных накладок на ветвях ленты посвящено ряд работ [1–5]. В работе [1] выравнивание удельных нагрузок в парах трения ленточно-колодочного тормоза достигалось за счет различного их коэффициента взаимного перекрытия. Для этого накладки устанавливались с переменным шагом на ветвях тормозной ленты, т.е. с меньшим шагом на набегающей ветви и с большим на сбегающей ветви. Обоснование выбора шага между накладками не производилось. В дальнейшем в работах [2; 3] было показано, что шаг между накладками подчиняется закономерностям на набегающей ветви – арифметической прогрессии, а на сбегающей ветви – геометрической прогрессии. В работах [4; 5] была предпринята попытка выровнять удельные нагрузки в парах трения ленточно-колодочного тормоза за счет выравнивания нормальными усилиями при их фрикционном взаимодействии. Однако во всех исследованиях не была установлена взаимосвязь между динамическими и конструктивными параметрами электротермомеханического трения ленточно-колодочного тормоза. Кроме того, важно раскрыть метод импульсных пар при взаимодействии пятен контактов металлополимерных пар трения тормозных устройств.

**Метод импульсных пар при взаимодействии пятен контактов микровыступов металлополимерных пар трения тормозов.** Взаимодействие микровыступов в паре трения «металл-полимер» носит дискретный характер, и вследствие различной высоты микронеровностей реализуется одновременно по уровням и по времени. Возникающие при этом импульсы характеризуются амплитудой (высотой), длительностью (шириной), аperiodическим повторением и положением импульса внутри периода (временной сдвиг или фаза импульса).

Известно, что перемещение микровыступов массой  $m$  обода шкива под действием переменной нормальной силы  $N$ , заданной в виде функции времени  $\tau$ , определяется следующей зависимостью:

$$l = \frac{1}{m} \int \left( \int N(\tau) d\tau + V_0 \tau + l_0 \right), \quad (1)$$

где  $N(\tau)$  – переменная по времени и величине сила, действующая за время  $\tau$ ;  $V_0$  – начальная скорость движения микровыступа обода шкива;  $l_0$  – величина пути микровыступа обода шкива к началу движения.

Принимая пределы интегрирования от 0 до  $T$  и, пользуясь формулой Коши для преобразования  $n$ -кратного интеграла в однократный, запишем уравнение для проекции пути, пройденного за время  $T$ :

$$l = \frac{1}{m} \int (T - \tau) N(\tau) d\tau + V_0 T. \quad (2)$$

Интеграл в этом выражении [6; 7] является статическим моментом площади импульсов, образованной силой  $N(t)$  в промежутке времени от 0 до  $T$  относительно прямой, положение которой определяется уравнением:

$$t = T.$$

В данном случае под статическим моментом подразумевается алгебраическая сумма статических моментов положительных и отрицательных площадей относительно упомянутой прямой, поэтому уравнение (2) записываем в следующем виде:

$$l = V_0 T + \frac{1}{m} (A_1 \tau_1 + A_2 \tau_2 + A_3 \tau_3 + \dots + A_n \tau_n), \quad (3)$$

где  $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$  – площади положительных и отрицательных импульсов;  $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \dots, \tau_n$  – отрезки времени, определяющие положения центров тяжести площадей импульсов до прямой, относительно которой находится алгебраическая сумма статических моментов.

Раскрыв скобки в уравнении (3), получаем:

$$l = V_0 T + V_1 \tau_1 + V_2 \tau_2 + V_3 \tau_3 + \dots + V_n \tau_n, \quad (3)$$

где  $V_i = A_i / m$  – мгновенное изменение скорости  $i$ -ой массы  $m$  микровыступов под действием импульсов  $A_i$ .

Для колебательных процессов обычно характерно чередование положительных и отрицательных импульсов. В работе [8] изложен метод анализа таких колебательных движений с помощью импульсных пар, сущность которого заключается в следующем. Кривую нормальной силы  $N(\tau)$  разбиваем на участки, для которых справедливо равенство:

$$\sum A = 0 \quad (5)$$

Следовательно, на каждом пятне контакта микровыступов «металл-полимер» действуют два импульса (импульсная пара), причем модули импульсов равны. Заменяя действительные импульсы равновеликими фиктивными, приложенными

в центрах тяжести площадей микроконтактов, получаем импульсные пары, образованные мгновенными импульсами  $A_i$ , которые назовем приведенными импульсными парами. Тогда путь массы  $m$  микровыступа обода шкива согласно выражениям (3) и (4) можно изобразить в виде ломаной линии, абсциссы точек излома которой будут соответствовать точкам приложения фиктивных мгновенных импульсов, а ординаты определяются из уравнения, которое показывает абсолютное изменение величины пути микровыступа обода шкива под действием приведенной импульсной пары, т.е.:

$$l = \frac{\bar{A}_i l_{ci}}{m}; \quad (6)$$

где  $\bar{A}_i$  – значение мгновенного фиктивного импульса;  $l_{ci}$  – плечо статического момента, создаваемого действием приведенной импульсной пары.

Представленный метод оценки колебательных процессов с помощью импульсных пар использовался при изучении микровыступов «металл-полимер» при взаимодействии их контактных пятен в процессе торможения.

Принимая во внимание импульсы  $A_y$  и  $A_0$ , действующие на микровыступ обода шкива в момент его взаимодействия с микровыступами полимерной накладки записываем:

$$A_1 = A_y; \quad \sum A_M = 0; \quad (7) \quad A_2 = A_3 + A_0; \quad \sum A_{II} = 0. \quad (8)$$

где  $\sum A_M$ ,  $\sum A_{II}$  – суммарные импульсы, создаваемые микровыступами пары трения «металл-полимер».

Отсюда следует, что ось О-О (рис. 1, а, б) делит цикл нагружения микроконтактов на две зоны, удовлетворяющие условию (5). В данном случае имеем две импульсные пары, одна из которых действует со стороны микровыступов «металл-полимер», а вторая – со стороны микровыступов «полимер-металл». При взаимодействии указанных пар наблюдается явление смещения микровыступов. Импульсные пары заменяем приведенными. Тогда путь микровыступа обода шкива, пройденный за время действия приведенной импульсной пары (при  $V_0 = 0$ ), равен моменту пары, деленному на массу микровыступа обода шкива

$$l = \frac{\bar{A}_1 l_{c1}}{m} = \frac{\bar{A}_2 l_{c2}}{m}. \quad (9)$$

График пути микровыступа обода шкива, построенный по методу импульсных пар, изобразился ломаной линией 0-1-2-3-4 которая совпадает с действительным графиком пути в точках, представляющих наибольший интерес. В промежутках между ними действительная кривая строится приближенно, путем округления углов ломаной. Каждой импульсной паре соответствует характерный для колебательных процессов участок графика пути. Точки с нулевой скоростью  $A'$ ,  $B'$  и 4 ( $0$ ,  $A''$  и  $B''$ ) соответствуют границам импульсных пар. В данном случае максимальная скорость микровыступа обода шкива достигается в момент перемены знака при смещении микровыступа накладки и действия силы реакции (точка  $B$  на графике пути).

Таким образом, при взаимодействии микровыступов «металл-полимер» образуются два одинаковых по величине, но различных по направлению момента. Вследствие этого взаимодействие микровыступов пар трения «металл-полимер» являются как бы уравновешенными. Из зависимостей (7) и (8) следует, что сумма площадей положительных импульсов равна сумме площадей отрицательных им-

пульсов, а центр тяжести площади положительных импульсов лежит на одной вертикали с общим центром тяжести всех площадей отрицательных импульсов.

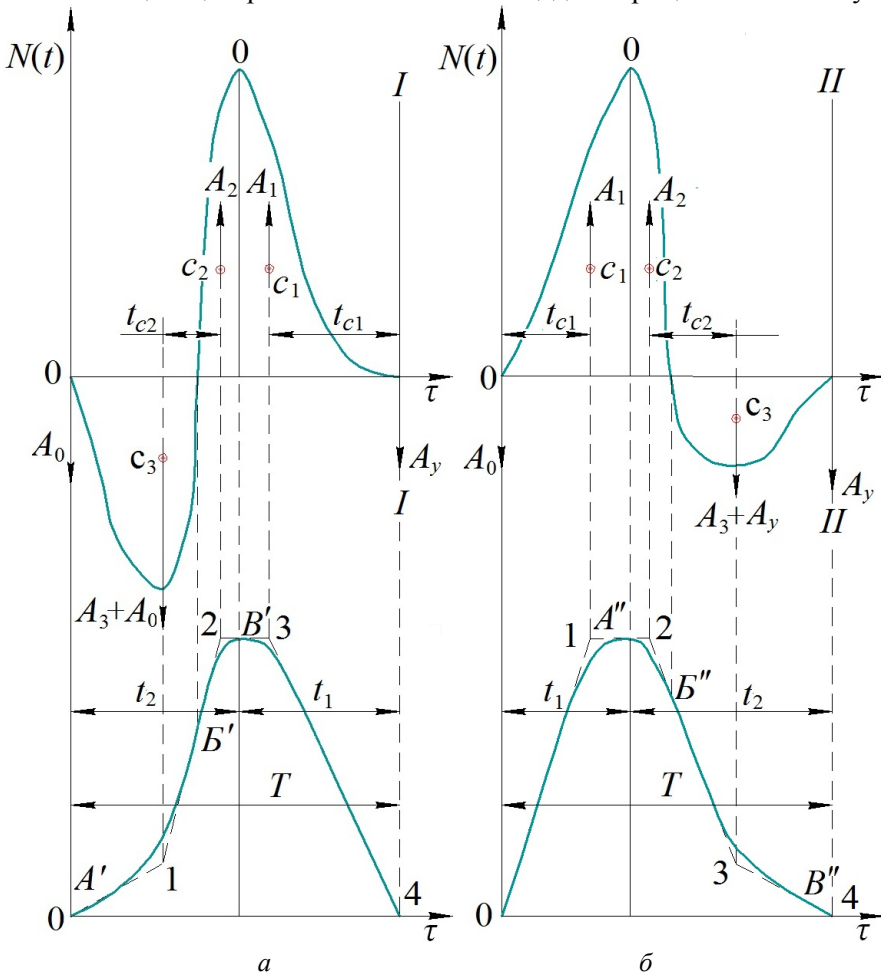


Рис. 1. Закономерности изменения нормального усилия от времени, исследованные методом импульсных пар, при колебательных процессах микровыступа обода шкива для схем импульсных моментов: *а* – «отрицательные-положительные»; *б* – «положительные-отрицательные»

Импульсная природа взаимодействия микровыступов пар трения «металл-полимер» накладывает отпечаток на изменение нормальных сил на их пятнах контакта, и как следствие, на закономерностях изменения удельных нагрузок.

**Динамика взаимодействия в паре трения «шкив-накладка тормоза».** Одним из основных эксплуатационных параметров ленточно-колодочного тормоза является натяжение ветвей тормозной ленты. Разность между натяжениями набегающей и сбегаящей ветви тормозной ленты определяет силу трения, действующую в парах трения тормоза.

Известно, что эффективность и долговечность металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза зависит от его конструктивных параметров. Последние, в свою очередь, влияют на эксплуатационные параметры тормоза. Перейдем к их определению. На рис. 2 приведена схема ленточно-колодочного тормоза для определения усилий натяжения в тормозной ленте.

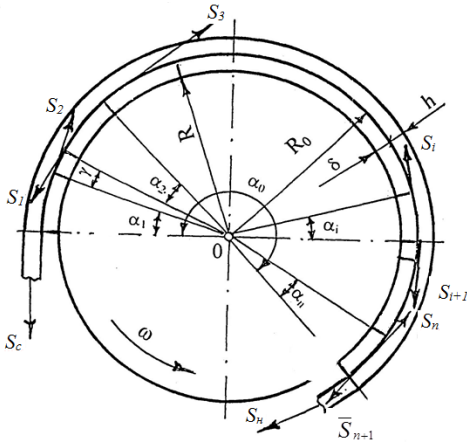


Рис. 2. Расчетная схема ленточно-колодочного тормоза для определения усилий натяжения в тормозной ленте: 1 – тормозная лента; 2 – фрикционные накладки; 3 – тормозной шкив

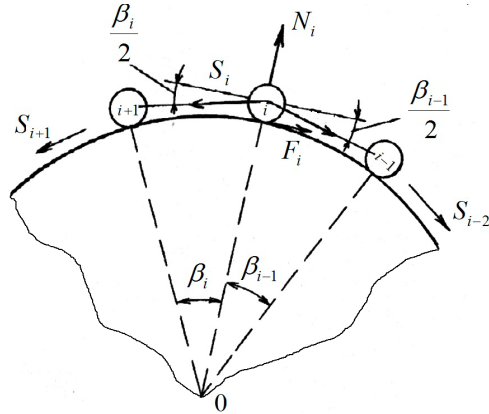


Рис. 3. Расчетная схема для определения натяжения участка ленты и нормального контактного усилия на поверхности трения шкива

На рис. 2 обозначено:  $R$  – радиус шкива;  $R_0$  – радиус тормозной ленты;  $S_c, S_n$  – усилия натяжения, соответственно, сбегавшей и набегающей ветви ленты;  $S_i, S_{i+1}$  – усилия натяжения сбегавшего и набегающего участка ленты над  $i$ -ой накладкой.

Составляем уравнение равновесия элементарного участка ленты с накладкой  $\sum y = dN - (2S + dS)\sin d\alpha / 2 = 0$ . Считаем  $\sin d\alpha / 2 \cong d\alpha / 2$  и пренебрегая величиной второго порядка малости  $dSd\alpha / 2$ , получаем:

$$dN = dSd\alpha; \tag{10}$$

$$\sum M_0 = (S + dS - S)R_0 - dFR = 0; \text{ откуда } dS = dF \frac{R}{R_0} = dN \cdot f \cdot \frac{R}{R_0}. \tag{11}$$

Из (10) и (11) получаем  $\frac{dS}{S} = d\alpha f \frac{R}{R_0}$ ; или  $\int_{S_i}^{S_{i+1}} \frac{dS}{S} = \int_0^{\alpha_1} d\alpha f_i \frac{R}{R_0}$ ; откуда

$$S_{i+1} = S_i e^{f_i \alpha_i \frac{R}{R_0}}. \tag{12}$$

При этом  $S_2 = S_c e^{f_1 \alpha_1 \frac{R}{R_0}}$ ;  $S_c = S_2 e^{f_2 \alpha_2 \frac{R}{R_0}} = S_c e^{f_1 \alpha_1 \frac{R}{R_0}} e^{f_2 \alpha_2 \frac{R}{R_0}}$ ;

$$S_n = S_c e^{f_1 \alpha_1 \frac{R}{R_0}} e^{f_2 \alpha_2 \frac{R}{R_0}} \dots e^{f_n \alpha_n \frac{R}{R_0}} = S_c e^{\frac{R}{R_0} (f_1 \alpha_1 + f_2 \alpha_2 + \dots + f_n \alpha_n)}.$$

Определение натяжения набегающей ветви тормозной ленты через задание величины натяжения сбегавшей ветви позволяет перейти к оценке определения нормального контактного усилия в паре трения «накладка-шкив».

Сначала рассмотрим контактную задачу взаимодействия со шкивом системы фрикционных накладок, шарнирно соединенных со стальной лентой при действии на концах ленты статических сил  $S_n$  и  $S_c$ . Следуя работе [5], накладки заменим точками, а центральные углы возьмем переменными (рис. 3), исходя из того, что согласно работе [6] равномерное расположение накладок по дуге обхвата ленты приводит к неравномерному распределению нормальной нагрузки на них, и как следствие, к неравномерному изнашиванию их рабочих поверхностей.

Составим уравнение равновесия  $i$ -ой накладки. Обозначим через  $F_i$  и  $N_i$  силу трения и нормальное усилие точки контакта на ленту, через  $S_{i-1}, S_i, S_{i+1}$  силы натя-

жения участков ленты, действующие на трех выбранных накладках вдоль хорд. Проектируя эти силы вдоль касательной и нормали, получаем:

$$F_i = -S_{i-1} \cos \frac{\beta_{i-1}}{2} + S_i \cos \frac{\beta_i}{2}; \quad N_i = S_{i-1} \sin \frac{\beta_{i-1}}{2} + S_i \cos \frac{\beta_i}{2}. \quad (13)$$

При наличии скольжения в точке контакта выполняется условие трения Кулона ( $f$  – динамический коэффициент трения):

$$F_i = fN_i. \quad (14)$$

Пользуясь условием (14), получаем:

$$S_i = S_{i-1} \frac{\cos \frac{\beta_{i-1}}{2} + f \sin \frac{\beta_{i-1}}{2}}{\cos \frac{\beta_i}{2} - f \sin \frac{\beta_i}{2}}. \quad (15)$$

В формуле (15)  $S_b$ ,  $\beta_0$ , и  $\beta_n$  считаются заданными величинами. В частности, если положить  $\beta_0 = \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_n = \beta$ , то из соотношения (15) (после исключения  $S_i$  ( $i = 1, 2, 3 \dots n-1$ )), получаем формулу, использованную в работе [5]:

$$S_n = S_c \left( \frac{\cos \frac{\beta}{2} + f \sin \frac{\beta}{2}}{\cos \frac{\beta}{2} - f \sin \frac{\beta}{2}} \right)^n.$$

При выводе соотношения (15) было принято, что во всех контактных точках накладок со шкивом имеет место скольжение, т.е. выполняется условие (14).

С помощью зависимостей (13)–(15) можно найти величины натяжения тормозной ленты и выбрать углы  $\beta_j$  таким образом, чтобы нормальные усилия по точкам контакта накладок со шкивом были распределены равномерно. В этом случае фрикционные материалы накладок будут использоваться более рационально.

Пусть в зоне скольжения находится в предельном состоянии равновесия  $k$  накладок, тогда над  $k$ -ой накладкой в участке ленты возникает натяжение равное:

$$S_k = \lambda_0 \lambda_1 \lambda_2 \dots \lambda_{k-1} S_c, \quad \text{где} \quad \lambda_j = \frac{\cos \frac{\beta_{j-1}}{2} + f \sin \frac{\beta_{j-1}}{2}}{\cos \frac{\beta_j}{2} - f \sin \frac{\beta_j}{2}}. \quad (16)$$

В формулах предполагается оперировать известными величинами  $\beta_0$  и  $\beta_k$ . Пусть требуется соблюсти следующие равенства в паре трения «накладка-шкив»:

$$N_2 = N_3, \quad N_3 = N_4, \quad N_4 = N_5, \quad \dots \quad N_{k-1} = N_k. \quad (17)$$

Пользуясь условиями (17) получаем систему уравнений для определения значений углов  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots, \beta_{k-1}$ . В общем случае эта система имеет сложный вид и для нахождения неизвестных  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots, \beta_{k-1}$  используем численные методы [7].

В некоторых частных случаях для определения указанных неизвестных можно использовать рекуррентные соотношения. С этой целью полагаем:  $\beta_{k-1} = \beta_k$ . Из последнего условия (17) с учетом (16) имеем:

$$S_{k-1} \sin \frac{\beta_{k-1}}{2} + S_{k-2} \sin \frac{\beta_{k-2}}{2} = S_{k-1} \sin \frac{\beta_{k-1}}{2} + S_k \sin \frac{\beta_k}{2},$$

откуда получаем равенство:

$$\sin \frac{\beta_{k-2}}{2} = \lambda_{k-1} \lambda_{k-2} \sin \frac{\beta_k}{2}, \quad (18)$$

учитывая равенства

$$\lambda_{k-1} = \frac{\cos \frac{\beta_{k-1}}{2} + f \sin \frac{\beta_{k-1}}{2}}{\cos \frac{\beta_k}{2} - f \sin \frac{\beta_k}{2}}; \quad \lambda_{k-2} = \frac{\cos \frac{\beta_{k-2}}{2} + f \sin \frac{\beta_{k-2}}{2}}{\cos \frac{\beta_{k-1}}{2} - f \sin \frac{\beta_{k-1}}{2}},$$

и вводя новые неизвестные по формуле  $z_j = tg \frac{\beta_j}{2}$ , равенство (8) преобразуется и имеет вид

$$\frac{z_{k-2}}{1 + fz_{k-2}} = \frac{1 + fz_{k-1}}{fz_{k-1}} \frac{z_k}{1 - fz_k}. \quad (19)$$

По известным величинам  $z_{k-1}$  и  $z_k$  из (19) находим  $z_{k-2}$ :

$$z_{k-2} = \frac{1}{m_k p_{k-1} - f}, \quad (20)$$

где  $m_j = \frac{1 - fz_j}{1 + fz_j}, \quad p_j = \frac{1 - fz_j}{z_j}.$

На основании формулы (20) записываем следующее рекуррентное соотношение

$$z_{j-2} = \frac{1}{m_j p_{j-1} - f} \quad (j = 3, 4, 5 \dots k).$$

Значения углов  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots, \beta_{k-1}$  определяем по формуле:

$$\beta_i = 2 \arctg z_i, \quad (i = 1, 2, 3, \dots, k-2).$$

На основании вышеизложенного перейдем к расчету по полученным зависимостям.

**Взаимосвязь динамических и конструктивных параметров при компоновке накладок по длине тормозной ленты.** Предложенная методика оценки динамических и конструктивных параметров тормозной ленты с накладками позволяет перейти к расчетному их определению.

Величины натяжения участков ленты и нормальные усилия определены для  $k = 7, \beta_7 = \beta_6 = 20^\circ, \beta_0 = 0^\circ$  и четырех значений динамического коэффициента трения:  $f = 0,2; f = 0,25; f = 0,3; f = 0,35$ . Результаты расчетов для значений углов  $\beta_i$  (в градусах), натяжений  $S_i$  и нормальных усилий  $N_i$  ( $N_2 = N_3 = N_4 = N_5 = N_6 = N_7 = N$ ) представлены в табл. 1. В последней также приведены значения угла обхвата  $\alpha = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5 + \beta_6$  и соотношения  $\gamma = S_7/S_c$ . Все величины  $S_i$  и  $N_i$  представлены в долях  $S_c$ .

Таблица 1

**Результаты расчетов при размещении накладок с переменным шагом по углу обхвата ленты**

$f$	$\beta_1^\circ$	$\beta_2^\circ$	$\beta_3^\circ$	$\beta_4^\circ$	$\beta_5^\circ$	$\alpha^\circ$	$\gamma$	$S_c$	$S_1$	$S_2$	$S_3$	$S_4$	$S_5$	$S_6$	$S_7$	$N_1$	$N$
0,2	51,1	39,7	32,1	26,9	23,0	193,0	2,12	1,0	1,2	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,1	0,5	1,0
0,25	73,0	50,0	37,1	29,2	23,9	233,3	2,54	1,0	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,3	2,5	0,8	1,5
0,3	110,6	65,2	43,4	31,8	24,8	296,0	3,80	1,0	2,4	2,4	2,7	3,0	3,3	3,5	3,8	2,0	3,3
0,35	165,0	88,4	51,6	34,8	25,8	385,8	-12,2	1,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Изменение углов расположения накладок по дуге обхвата тормозной ленты, натяжения ее участков и нормального усилия в парах трения «шків накладка» при равномерном расположении накладок по дуге обхвата ( $\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 + \beta_5 + \beta_6 = \beta$ ) при одинаковых соотношениях по параметру  $\gamma$  представлены в табл. 2.

Таблица 2

**Результаты расчетов при размещении накладок с постоянным шагом  
по углу обхвата ленты**

$f$	$\beta^\circ$	$S_0$	$S_1$	$S_2$	$S_3$	$S_4$	$S_5$	$S_6$	$S_7$	$\alpha^\circ$	$N_1$	$N_2$	$N_3$	$N_4$	$N_5$	$N_6$	$N_7$
0,2	32,17	1,0	1,12	1,26	1,41	1,59	1,78	2,00	2,24	193	0,59	0,66	0,74	0,83	0,93	1,05	1,17
0,25	38,83	1,0	1,19	1,42	1,70	2,03	2,42	2,88	3,44	233	0,73	0,87	1,04	1,24	1,48	1,76	2,10
0,3	49,33	1,0	1,32	1,74	2,30	3,03	4,00	5,27	6,96	296	0,97	1,28	1,68	2,22	2,93	3,87	5,10
0,35	64,33	1,0	1,56	2,45	3,83	5,98	9,36	14,64	22,89	386	1,36	2,13	3,34	5,22	8,16	12,77	19,97

Сравнения полученных результатов, представленных в табл. 1 и 2, показало следующее. При значениях динамического коэффициента трения  $f$ , угла  $\beta_6$  имеется соотношение  $\gamma$ , отвечающее выбранной схеме равновесия, согласно которой можно располагать накладки на ленте как под одинаковыми, так и различными центральными углами. Проведенные расчеты показали, что во втором случае можно выбрать эти углы таким образом, чтобы во всех точках контакта накладок со шкивом нормальные усилия были одинаковы из-за увеличения площадей взаимодействия пар трения «шкив-накладка» при уменьшении углов расположения накладок в сторону набегающего конца ленты, и как следствие к уменьшению контактных удельных нагрузок. Кроме того видно, что значения нормальных усилий (начиная со второй накладки) практически не зависят от динамического коэффициента трения. При равномерном расположении накладок наибольшая нормальная нагрузка возникает в точке контакта последней накладки со шкивом, причем с ростом динамического коэффициента трения ее значение растет. Расположение накладок с уменьшающим (расчетным) углом может привести к уменьшению величины указанной максимальной нагрузки. Так, например, при  $f = 0,25$  и  $S_7 = 2,54S_c$  максимальная нормальная нагрузка равна  $2,1S_c$ . Если выбрать углы размещения накладок с переменным шагом то нормальное усилие будет равно  $1,56S_c$ , т.е. уменьшается оно примерно в 1,35 раза.

Из табл. 1 видно, что для накладок, находящихся в предельном равновесном состоянии при скольжении по всей дуги обхвата  $\alpha$  при  $k = 7$ ,  $\beta_0 = 0^\circ$ ,  $\beta_6 = 20^\circ$ , и  $f = 0,2$  необходимо чтобы соотношение  $\gamma = S_7 / S_c$  было равно 2,12; при этом угол обхвата будет равен  $\alpha = 193^\circ$ . Если принять  $f = 0,3$ , то в этом случае, соответственно, имеем  $\gamma = 3,80$ ,  $\alpha = 296^\circ$ . Таким образом, с ростом динамического коэффициента трения длина участка зоны скольжения по дуге обхвата также увеличивается за счет увеличения площадей взаимодействия металлополимерных пар трения. Начиная с некоторого значения динамического коэффициента трения  $f = f^*$ ; при известной величины  $\beta_6$  (в рассматриваемом примере  $f^* = 0,35$ ,  $\beta_6 = 20^\circ$ ) угол  $\alpha$  становится больше чем  $360^\circ$ , что указывает на невозможность реализации данной схемы равновесия, поскольку она является действительной до  $\alpha = 296,03^\circ$ .

На рис. 4 показаны графические зависимости значений углов  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  и  $\beta_4$  от  $\beta_7$  при  $\beta_0 = 0^\circ$ ,  $k = 7$  и различных величинах динамических коэффициентов трения  $f$  (кривая 1 –  $f = 0,2$ ; кривая 2 –  $f = 0,25$ ; кривая 3 –  $f = 0,3$ ; кривая 4 –  $f = 0,35$ ).

Из графических зависимостей видно, что с увеличением угла обхвата  $\beta_7$  и значений динамического коэффициента трения  $f$  имеет место увеличение углов  $\beta_i$  особенно углов  $\beta_1$  и  $\beta_2$ .

Знание углов обхвата тормозной лентой шкива при приемлемом динамическом соотношении  $S_{н}/S_c$  условия квазивыравнивания при нормальных усилий в паре трения «шкив-накладка» позволяет компоновать накладки на набегающей и сбегавшей ветви ленты как с постоянным, так и с переменным шагом. Это обстоятельство позволит выровнять удельные нагрузки по длине тормозной ленты, и как следствие, обеспечить квазиравномерный износ рабочих поверхностей накладок.



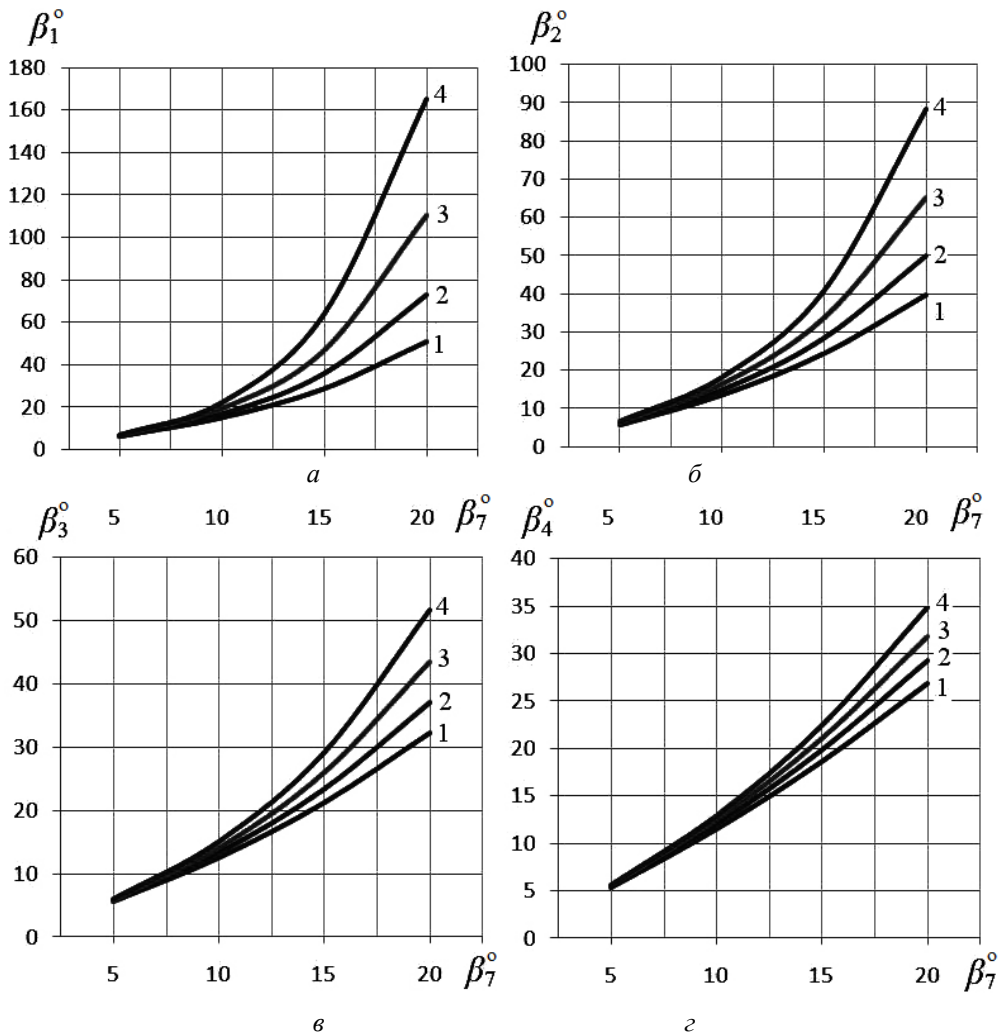


Рис. 4. Графики зависимости значений углов  $\beta_1,^\circ$  (а),  $\beta_2,^\circ$  (б),  $\beta_3,^\circ$  (в),  $\beta_4,^\circ$  (г) от  $\beta_7,^\circ$  при  $\beta_0 = 0^\circ$ ,  $k = 7$  и различных значениях динамического коэффициента трения  $f$  (кривая 1 –  $f = 0,2$ ; кривая 2 –  $f = 0,25$ ; кривая 3 –  $f = 0,3$ ; кривая 4 –  $f = 0,35$ )

**Выводы.** Таким образом, проиллюстрирована взаимосвязь динамических параметров пар трения ленточно-колодочного тормоза с их конструктивными параметрами при динамическом регулировании нормальных усилий их взаимодействия. Следующим эксплуатационным параметром являются удельные нагрузки, развиваемые фрикционными узлами тормоза.

#### Список литературы

1. Злобин. Б.А. Скоростная проходка скважин и резервы новой техники / Б.А. Злобин. – М.: Недра, 1977. – 309 с.
2. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография в 2 т. Т.1 / [А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, В.Я. Малик, П.А. Поляков]; под общ. ред. А.А.Петрика. – Краснодар: Изд-во Кубанск. государств. технолог. ун-та, 2009. – 276 с.
3. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография в 2 т. Т.2 / [Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, С.И. Криштопа, Д.Ю. Журавлев, А.В. Возный]. – Кубанск. государств. технолог. ун-т. – Краснодар – Ивано-Франковск, 2013. – 441 с.

4. Борисов С.М. Фрикционные муфты и тормоза строительных и дорожных машин / С.М. Борисов. – М.: Машиностроение, 1973. – 168с.
5. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. – М.: Машиностроение, 1965. – 674с.
6. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
7. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. редакцией А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.
8. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.

Стаття надійшла до редакції 11.12.2013

*М. В. КИНДРАЧУК, О. І. ВОЛЬЧЕНКО, Н. О. ВОЛЬЧЕНКО, А. В. ВОЗНИЙ*

### **ДИНАМІКА ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ**

Розглянута динаміка фрикційної взаємодії на основі: методу імпульсних пар при контактуванні плям мікровиступів; дії сил в парі тертя «шків-накладка»; взаємозв'язку динамічних і конструктивних параметрів пар тертя при раціональному компонованні накладок на стрічці.

**Ключові слова:** гальмо, пари тертя, фрикційна взаємодія, пляма контакту, пляма мікророзступу, метод імпульсних пар, динамічні і конструктивні параметри, компоновання накладок на стрічці

*М. V. KINDRACHUK, O. I. VOLCHENKO, N. O. VOLCHENKO, A. V. VOZNAJ*

### **DYNAMIC OF FRICTION INTERACTION**

We've shown the dynamics of frictional interaction which is based on: the method of impulse pairs by contacting spots of micropoints, the forces in the friction pair «pulley-pad», the relationship of dynamic and structural parameters of friction pairs with rational layout pads on the tape.

**Keywords:** brake, friction pairs, frictional interaction, the contact patch, spot of micropoint, method of impulse pairs, dynamic and structural parameters, layout pads on tape

**Кіндрачук Мирослав Васильович** - д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри машинознавства Національного авіаційного університету.

**Вольченко Олександр Іванович** – д-р техн. наук, професор кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

**Вольченко Микола Олександрович** – канд. техн. наук, доцент кафедри матеріалознавства та автосервісу Кубанського державного технологічного університету.

**Возний Андрій Володимирович** – аспірант кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.