

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:

$$A_1 = A_y; \quad \sum A_M = 0; \quad (7) \quad A_2 = A_3 + A_0; \quad \sum A_I = 0. \quad (8)$$

где  $\sum A_M, \sum A_I$  – 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.

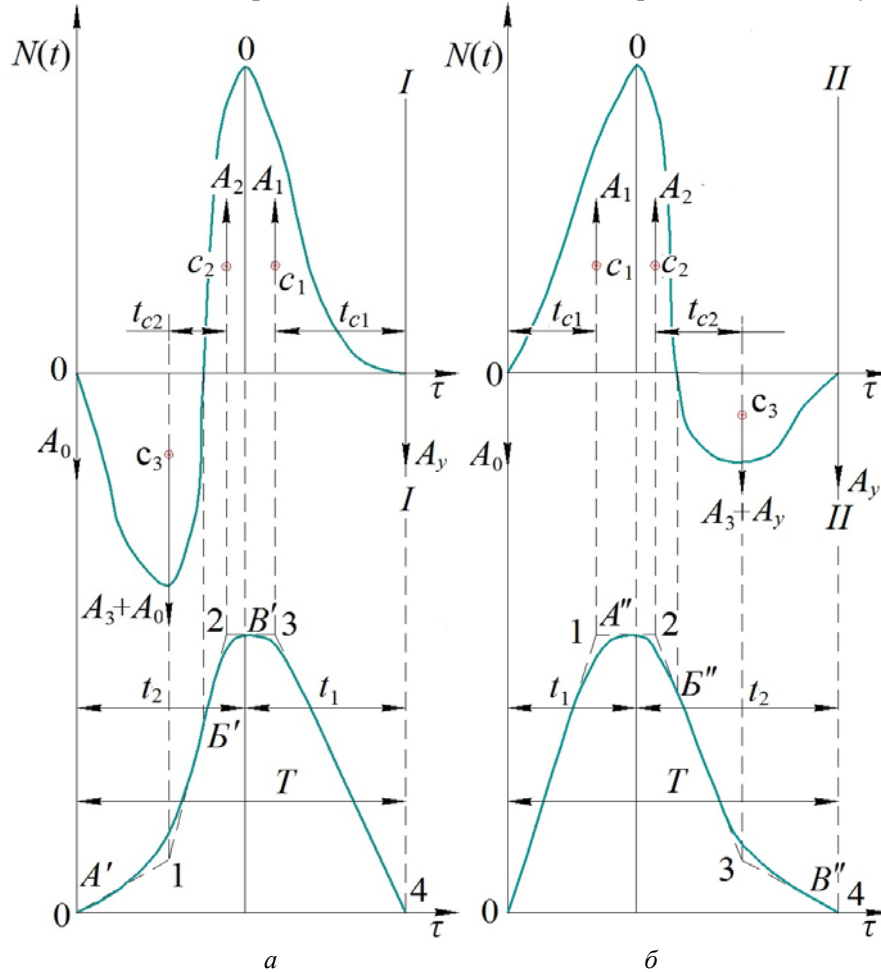


Рис. 1. Закономерности изменения нормального усилия от времени, исследованные методом импульсных пар, при колебательных процессах микровыступа обода шкива для схем импульсных моментов: *a* – «отрицательные-положительные»; *б* – «положительные-отрицательные»

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 сбегавшей 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.

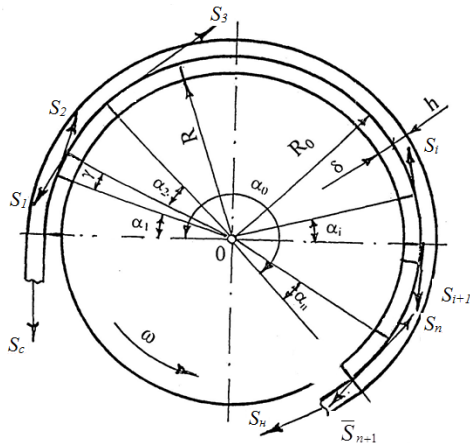


Рис. 2. Расчетная схема ленточно-колодочного тормоза для определения усилий натяжения в тормозной ленте: 1 – тормозная лента; 2 – фрикционные накладки; 3 – тормозной шкив

На рис. 2 обозначено:  $R$  – радиус шкива;  $R_0$  – радиус тормозной ленты;  $S_c$ ,  $S_h$  – усилия натяжения, соответственно, сбегающей и набегающей ветви ленты;  $S_i$ ,  $S_{i+1}$  – усилия натяжения сбегающего 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  $dS d\alpha/2$ , получаем:

$$dN = dS d\alpha; \quad (10)$$

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

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

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

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

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

Определение натяжения набегающей ветви тормозной ленты через задание величины натяжения сбегающей 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  $S_i$ ,  $S_b$ ,  $S_{i+1}$  силы натя-

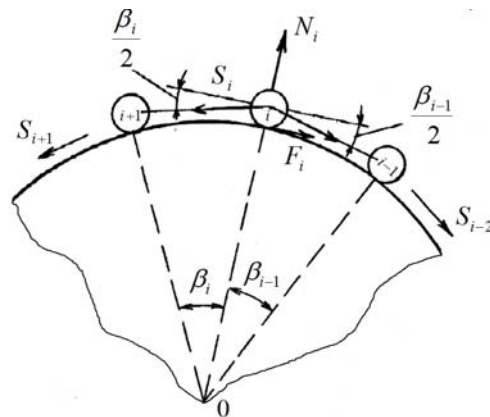


Рис. 3. Расчетная схема для определения натяжения участка ленты и нормального контактного усилия на поверхности трения шкива

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)  $S_0$ ,  $\beta_0$ , 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]:

$$S_n = S_0 \left( \frac{\cos \frac{\beta}{2} + f \sin \frac{\beta}{2}}{\cos \frac{\beta}{2} - f \sin \frac{\beta}{2}} \right)^n.$$

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:

$$S_k = \lambda_0 \lambda_1 \lambda_2 \dots \lambda_{k-1} S_0, \quad \text{где} \quad \lambda_j = \frac{\cos \frac{\beta_{j-1}}{2} + f \sin \frac{\beta_{j-1}}{2}}{\cos \frac{\beta_j}{2} - f \sin \frac{\beta_j}{2}}. \quad (16)$$

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

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

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 «шкив 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  $S_n / S_c$  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.

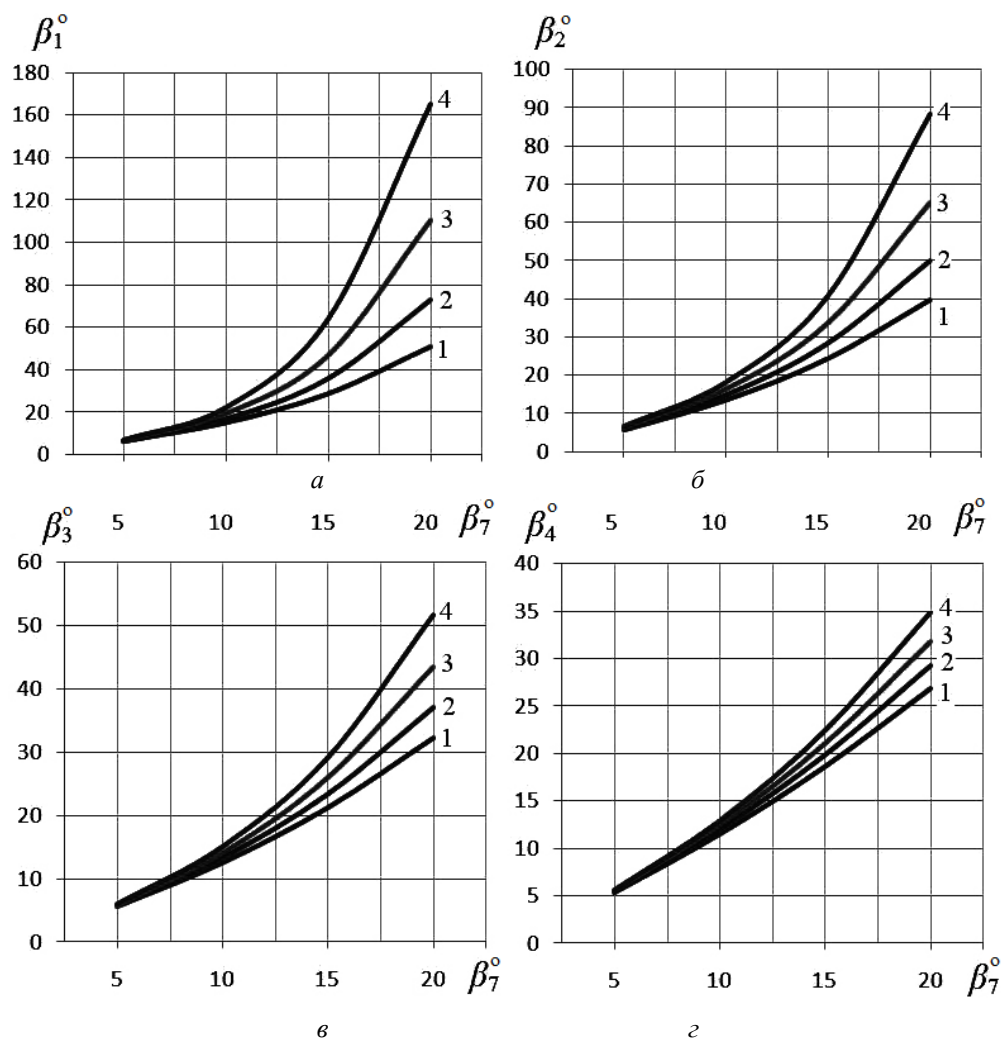


Рис. 4. Графики зависимостей значений углов  $\beta_1,^\circ$  (а),  $\beta_2,^\circ$  (б),  $\beta_3,^\circ$  (в),  $\beta_4,^\circ$  (г) от  $\beta_7,^\circ$  при  $\beta_0 = 0^\circ$ ,  $k = 7$  и различных значениях динамического коэффициента трения  $f$  (кривая 1 –  $f = 0,2$ ; кривая 2 –  $f = 0,25$ ; 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. КИДРАЧУК, О. І. ВОЛЬЧЕНКО, Н. О. ВОЛЬЧЕНКО, А. В. ВОЗНИЙ*

### **ДИНАМІКА ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ**

Розглянута динаміка фрикційної взаємодії на основі: методу імпульсних пар при контактуванні плям мікроступів; 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 мікроступу, метод імпульсних пар, динамічні і конструктивні параметри, компоновання накладок на стрічці

*M. 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.