

УДК 622.625.28

Д. А. ВОЛЬЧЕНКО, А. В. ВОЗНЬКИЙ, О. Б. СТАДНЫЙ, В. С. ВИТВИЦКИЙ

*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина*

## **К ВОПРОСУ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ПРИВОДАХ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

*Материалы статьи посвящены разработке по критериям мощностной и моментной характеристик пар трения модульного дисково-колодочного тормоза шахтной подъемной машины при использовании отдельных дисково-колодочных тормозов передней оси транспортных средств различной грузоподъемности.*

**Ключевые слова:** дисково-колодочный тормоз, пары трения, транспортное средство, шахтная подъемная машина, критерии оценки эффективности, ряды эквивалентности.

**Введение.** Для обеспечения безопасности машин традиционно применяют барабанно-, ленточно- и дисково-колодочные тормоза, устанавливаемые в виде законченной сборочной единицы в конструкции исполнительного механизма (на оси транспортного средства, в составе канатного барабана со шкивами на его торцах или контактного барабана с ребордами, выполненными в виде дисков, взаимодействующих с фрикционными накладками колодок). Последние дисково-колодочные тормоза являются модульными и устанавливаются на постаменте и работают в приводе шахтной подъемной машины большой грузоподъемности.

Количественное использование пар трения дисково-колодочных тормозов передней оси транспортных средств различной грузоподъемности в качестве динамической модели для модульного дисково-колодочного тормоза шахтной подъемной машины позволит: выполнить правильный подбор материалов пар трения; оценить мощностные и моментные характеристики отдельных тормозов; обеспечить эффективность и энергоемкость модульного тормоза.

**Состояние проблемы.** Долговечность работы узлов шахтной подъемной машины зависит от качества ее работы на всех режимах эксплуатации, от правильности настройки систем приводов двигательного и тормозного режимов. Некоторые технологические циклы подъемной машины накладывают ограничения по безопасности, быстродействию и динамичности. Это особенно касается работы установки в аварийных режимах и, в частности, в режиме предохранительного торможения, которые регламентируются правилами безопасности. При этом динамические перегрузки могут возникать как при взаимодействии нормального усилия в парах трения тормоза и колебаний в упругой части системы подъема в начальной стадии торможения, так и в конце торможения при достижении нулевой скорости. Это объясняется также наличием нелинейных и инерционных звеньев в тормозной системе подъемной машины.

Особенностью современных подъемных машин является постоянное совершенствование их эксплуатационных параметров, таких как грузоподъемность, скорость и глубина подъема, снижение материалоемкости оборудования за счет повышения эффективности, качества работы и надежности системы управления. При этом необходимо сохранить и даже повысить уровень надежности всего подъема, за счет эффективной и надежной работы модульного дис-

ково-колодочного тормоза подъемной машины.

Выбор и обоснование конструктивных и динамических параметров пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств проиллюстрировано в работе [1]. Аналогичные исследования выполнены применительно к малогабаритным и энергоемким дисковым тормозам для подъемно-транспортных машин [2]. Для крупногабаритных шахтных подъемных машин применительно к модульным дисково-колодочным тормозам выше указанная методика отсутствует [3].

**Цель работы.** Обосновать возможность применения пар трения дисково-колодочных тормозов передней оси транспортных средств различной грузоподъемности в качестве динамической модели для модульного дисково-колодочного тормоза шахтных подъемных машин.

**Постановка задачи.** В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

- конструкция и работа модульного дисково-колодочного тормоза шахтной подъемной машины;
- режимы эксплуатации модульного тормоза;
- метод оценки энергетической нагруженности пар трения дисково-колодочных тормозов шахтной подъемной машины.

**Конструкция и работа модульного дисково-колодочного тормоза шахтной подъемной машины.** Остановимся на конструкции и работе модульного дисково-колодочного тормоза, наиболее часто используемого в шахтных подъемных машинах. Дисково-колодочные тормоза шахтных подъемных машин (рис. 1) являются пружинно-гидравлическими устройствами состоящими из постаментов 1, на котором смонтированы тормозные модули 2, имеющие диск 3, который с двух сторон на его беговых дорожках охватывают тормозные колодки с фрикционными накладками 4.

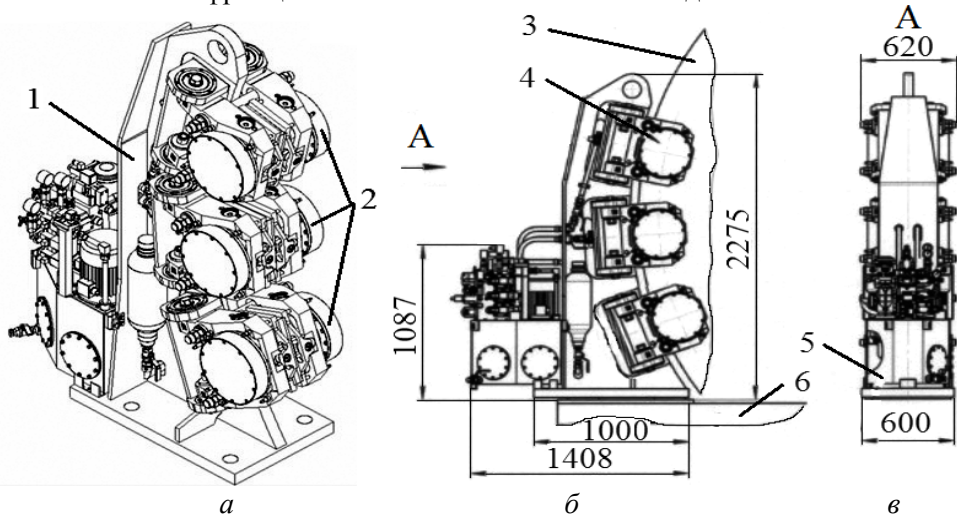


Рис. 1. Общий вид модульного дисково-колодочного тормоза на постаменте шахтной подъемной машины (а); узлы постаментов с дисково-колодочными тормозами (б); вид сбоку А на рис. 1 б (в); 1 – постамент; 2 – модули тормоза; 3 – тормозной диск; 4 – тормозная колодка с фрикционными накладками; 5 – гидросистема управления дисково-колодочными тормозами; 6 – рама шахтной подъемной машины

Управление дисково-колодочными тормозами осуществляется с помощью гидросистемы 5. Постамент 1 с тормозными модулями 2 крепится к раме 6 шахтной подъемной машины.

В каждом тормозном модуле 2 нормальное прижимное усилие создается цилиндрическими пружинами, которые способствуют фрикционному взаимодействию рабочих поверхностей накладок колодок 4 с беговыми дорожками трения тормозного диска 3. При отсутствии давления масла в гидросистеме 5 блок пружин прижимает накладки колодок 4 к тормозному диску 3. При подаче масла в рабочую полость тормозного цилиндра гидросистемы 5 пружины сжимаются, накладки колодок 4 отходят от тормозного диска 3, подъемная машина растормаживается.

Для исключения возникновения в процессе торможения неуравновешенных нормальных усилий, прилагаемых к тормозному диску 3 подъемной машины, комплекты пружин тормозного устройства каждого модуля 2 должны создавать одинаковые нормальные усилия и иметь одинаковую жесткость.

Для обеспечения одинакового прижимного нормального усилия, прикладываемого к обеим сторонам тормозного диска 3 барабана подъемной машины, число тормозных модулей 2, устанавливаемых на постаментах 1, следует принимать четными с попарным расположением с противоположных сторон тормозного диска 3 подъемной машины.

Необходимое число пар трения для тормозного модуля 2 для конкретной подъемной машины определяется в зависимости от веса груза ( $G_{cp}$ ) и скорости ( $V_n$ ) его подъема и округляется до ближайшего большего четного числа

$$n = \frac{G_{cp} V_n}{G_m V_m}, \quad (1)$$

где  $G_m$  – вес транспортного средства, приходящегося на переднюю ось, на которой установлено два дисково-колодочных тормоза;  $V_m$  – средняя скорость движения транспортного средства.

Второе соотношение записывается следующим образом

$$n' = \frac{M_{ТП}}{M_{ТМ}}, \quad (2)$$

где  $M_{ТП}$  – необходимый тормозной момент при торможении подъемной машины согласно ГОСТ, ТУ на подъемную машину (или техническому заданию, если создается новая подъемная машина или изготавливается машина индивидуального исполнения);  $M_{ТМ}$  – тормозной момент, создаваемой одной парой трения тормоза;

$$M_{ТП} = fNR_{cp}, \quad (3)$$

где  $f$  – динамический коэффициент трения материала фрикционной накладки об тормозной диск барабана подъемной машины;  $N$  – нормальное усилие нажатие на фрикционную накладку, создаваемое штоком цилиндра гидросистемы;  $R_{cp}$  – средний радиус тормозного диска барабана подъемной машины.

**Режимы эксплуатации модульного тормоза.** В настоящее время применяется двухступенчатая параметрическая система предохранительного торможения для шахтных подъемных машин. Данные системы имеют две ступени торможения (рис. 2). В момент времени  $t = 0$  при начальной скорости подъема  $V_{ном}$  срабатывает цепь защиты, двигатель отключается, начинается предохранительное торможение

ние.

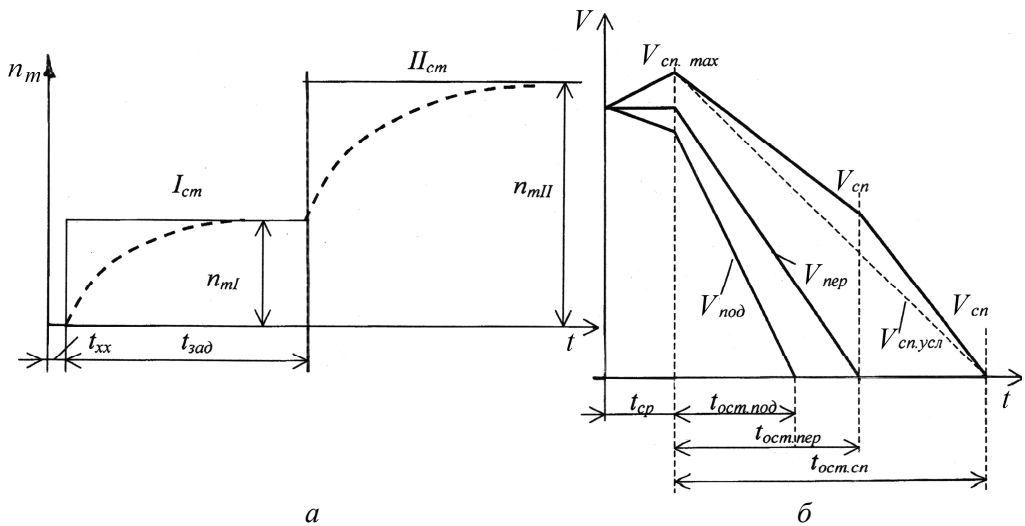


Рис. 2. Временные диаграммы изменения кратности тормозного усилия ( $n_m$ ) (а) и скорости ( $V$ ) (б) при двухступенчатой разомкнутой параметрической системе управления тормозом:  $t_{xx}$ ,  $t_{зад}$  – время: холостого хода; задержки; I и II – ступени;  $t_{cp}$ ,  $t_{осм,под}$ ,  $t_{осм,пер}$ ,  $t_{осм,сп}$  – время: среднее; подъема; переподъема; спуска;  $V_{cn}$ ,  $V_{под}$ ,  $V_{пер}$ ,  $V_{cn,усл}$  – скорости: спуска, подъема, переподъема, условная.

По истечении времени холостого хода  $t_{xx}$  накладывается I-ая ступень кратности тормозного усилия  $n_{mI}$ , а через некоторое время задержки  $t_{зад}$  накладывается дополнительная II-ая ступень  $n_{mII}$ , по величине соответствующая дополнением до полного тормозного усилия, развиваемого многими парами трения дисково-колодочного тормоза.

С учетом реального характера изменения тормозного момента, близкого к экспоненциальному, рост его происходит так, как показано пунктиром (см. рис. 2, а), что не меняет принципа работы системы, хотя и усложняет ее динамику. Настройка системы управления парами трения модульного тормоза в этой системе осуществляется заранее в функции одного параметра – времени и не изменяется в зависимости от направления движения и веса груза (подъем, спуск).

При подъеме груза торможение осуществляется под действием тормозного усилия первой ступени  $n_m$  за время  $t_{осм,под}$  (кривая  $V_{под}$ , на рис. 2, б). При спуске груза (кривая  $V_{cn}$ ) за время холостого хода тормоза шахтной подъемной машины он ускоряется до скорости  $V_{cn,max}$ , затем начинает замедляться под действием I-ой ступени торможения до скорости  $V_{cn,min}$ .

Двухступенчатая параметрическая система обладает недостатком, который необходимо учитывать при ее наладке и эксплуатации. Суть его в следующем: если при спуске груза максимального веса перед предохранительным торможением происходит процесс замедления, то последующее срабатывание данной системы может привести к уменьшению среднего замедления (рис. 3, а, б).

Действительно, при снижении начальной скорости (кривая 2 рис. 3, а в сравнении с кривой 1 на рис. 3, а) доля эффективного торможения II-ой ступенью в режиме спуска груза уменьшается, следовательно, будет уменьшаться и среднее замедление. Еще большим будет снижение замедления при переходе к кривым 3 и 4 (особенно в случае экспоненциального нарастания тормозного момента).

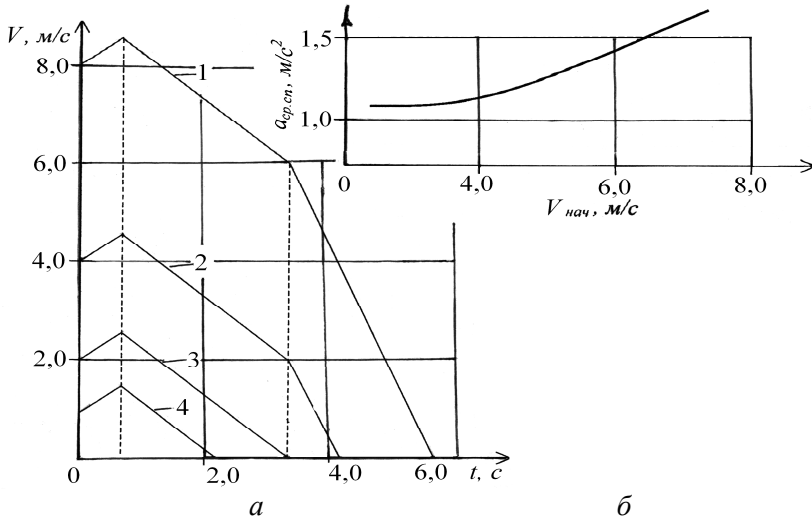


Рис. 3. Закономерности изменения скорости (а) (кривые 1, 2, 3 и 4) и среднего замедления (б) в режиме спуска груза при различных начальных скоростях подъемной машины с двухступенчатой разомкнутой параметрической системой управления дисково-колодочными тормозами

Этот недостаток двухступенчатых параметрических систем управления парами трения тормоза приводит к необходимости: увеличения запаса хода на переподъем; снижения до минимума допустимой скорости подхода к конечному выключателю; настройки ограничителя скорости так, чтобы он вынуждал машиниста снижать скорость движения до безопасной с учетом фактического замедления машины.

Временные диаграммы изменения тормозного усилия и скорости, при избирательной двухступенчатой системе управления проиллюстрированы на рис. 4.

После включения II-ой ступени замедление резко возрастает, и шахтная подъемная машина останавливается за суммарное время  $t_{осм.сн.}$ . В соответствии с [4] требуется, чтобы условное замедление при спуске груза при совместном действии вначале I-ой, а затем II-ой ступени торможения (определяемое наклоном пунктирной прямой  $V_{сп.усл.}$ ), было больше минимально допустимого по регламентируемым правилам безопасности.

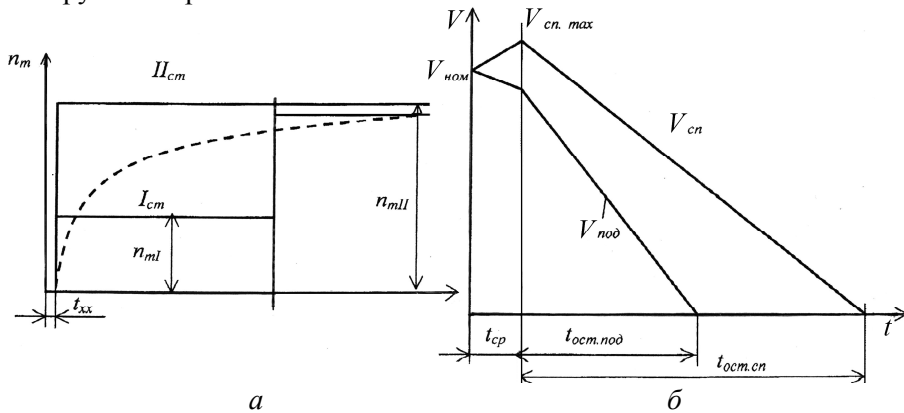


Рис. 4. Временные диаграммы изменения кратности тормозного усилия (а) и скорости (б) при избирательной двухступенчатой системе управления парами трения модульного дисково-колодочного тормоза

Если это условие выполнить невозможно, то двухступенчатая параметрическая система неприменима для данной шахтной подъемной машины и требуется более совершенная замкнутая система торможения.

В случае движения шахтной подъемной машины в сторону подъема груза разрешается включение только I-ой ступени. Замедление осуществляется по кривой  $V_{под}$ . После снижения скорости до нуля кратное тормозное усилие должно возрасти до максимальной величины, для чего в системе управления тормозом вводится датчик нулевой скорости. В случае движения шахтной подъемной машины в сторону спуска груза сразу включается II-ая ступень. Замедление осуществляется по кривой  $V_{сп}$ .

Преимуществом избирательной системы перед параметрической является то, что при спуске груза сразу действует эффективная II-ая ступень при отсутствии ее задержка в зоне неэффективного торможения под действием только I-ой ступени торможения. При отсутствии системы управления тормозом, не обеспечивающих две ступени торможения, для предотвращения набегания грузового сосуда на канат на наклонных шахтных подъемных машинах допускается применение модифицированной избирательной системы торможения со свободным выбегом при подъеме груза, т.е. торможение грузом. Поэтому при подъеме груза максимального веса тормоз вообще не включается, т.е. при  $n_{ml} = 0$  (в этом случае осуществляется задержка включения тормоза). Остановка шахтных подъемных машин осуществляется в режиме свободного выбега. При достижении нулевой скорости реализуется полное кратное тормозное усилие.

В режиме торможения при спуске груза сразу реализуется максимальное кратное тормозное усилие. Однако в этом случае требуется принятие дополнительных мер, исключающих возможность переподъема при свободном выбеге и неполной загрузке грузовых сосудов.

Данная система управления тормозом исключает воздействие ударных или чрезмерных нагрузок на элементы подъемной установки в период замедления машины. Кроме того, устраняются колебания подъемного сосуда, возникающие при слишком быстром приложении фрикционных накладок к беговой дорожке трения диска барабана. Недостатками системы являются: регулирование тормозного усилия осуществляется лишь при загрузке сосуда номинальным грузом; изменение веса загрузки сосуда от цикла к циклу системой не учитывается; система никак не реагирует на изменение тормозного усилия при постоянном давлении масла в гидроцилиндре вследствие изменения динамического коэффициента трения фрикционных накладок колодок об дисковый обод барабана; при переходе с I-ой на II-ую ступени и наоборот вызывает неодинаковую работу трения, выполняемую отдельными парами трения модульного тормоза, что сказывается на их энергонагруженности, и как следствие, на долговечности.

**Метод оценки энергетической нагруженности пар трения дисково-колодочных тормозов шахтной подъемной машины.** Остановимся на возможности использования энергетической нагруженности дисково-колодочных тормозов передней оси транспортного средства БАЗ А079.33 применительно к модульному дисково-колодочному тормозу шахтной подъемной машины. Для последней рассмотрена двухступенчатая система управления модульным дисково-колодочным тормозом шахтной подъемной машиной с эксплуатационными параметрами работы его пар трения.

Особенностью подхода к энергетической оценке модульных дисково-колодочных тормозов шахтных подъемных машин является то, что в них превалирует вес поднимаемого груза над скоростью его подъема или спуска, и следовательно, над скоростью скольжения фрикционного взаимодействия пар трения тормоза. В то же время в любых транспортных средствах, оборудованных дисково-колодочными тормозами, используемых в качестве динамической модели, превалирует их скорость движения над весовой нагрузкой, приходящей на переднюю ось транспортного средства. Исходя из вышеизложенного считаем, что метод оценки энергонагруженности пар трения модульного дисково-колодочного тормоза должен базироваться на мощностной и моментной характеристиках фрикционного узла тормоза, исходя из их эквивалентности, указанным характеристикам динамическим моделям дисково-колодочным тормозам транспортным средствам.

Составляющими мощностной характеристики дисково-колодочного тормоза шахтной подъемной машины являются вес поднимаемого груза ( $G_{zp}$ , кН) и скорость его подъема ( $V_n$ , м/с). Составляющими моментной характеристики дисково-колодочного тормоза являются: нормальное прижимное усилие ( $N$ , кН), развиваемые удельные нагрузки ( $p$ , МПа) и динамический коэффициент трения ( $f$ ) при фрикционном взаимодействии пар трения тормозов, беговая дорожка трения имеет заданный средний радиус ( $R_{cp}$ ).

На рис. 5 и 6 I-ая и II-ая ступени торможения разделены жирными линиями.

Анализ полученных графических зависимостей (рис. 5, 6), касающиеся мощностной характеристики пар трения модульного дисково-колодочного тормоза шахтной подъемной машины на I-ой и II-ой стадии управления их фрикционными узлами позволил установить следующее:

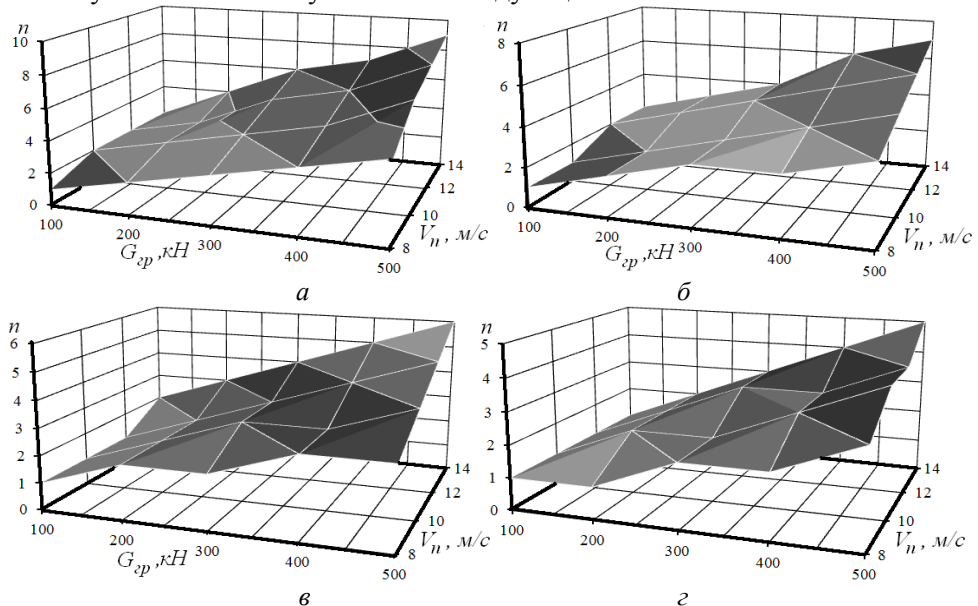


Рис. 5. Закономерности изменения кратности тормозного усилия ( $n$ ) при мощностной оценке от скорости ( $V_n$ ) подъема груза весом ( $G_{zp}$ ) на I-ой ступени управления модульным дисково-колодочным тормозом шахтной подъемной машины при сравнении с передними дисково-колодочными тормозами транспортного средства БАЗ А079.33, с приходящимся весом  $G_m = 26,7$ кН, при различной скорости движения: а –  $V_m = 12,0$  м/с; б –  $V_m = 16,0$  м/с; в –  $V_m = 20,0$  м/с; г –  $V_m = 24,0$  м/с

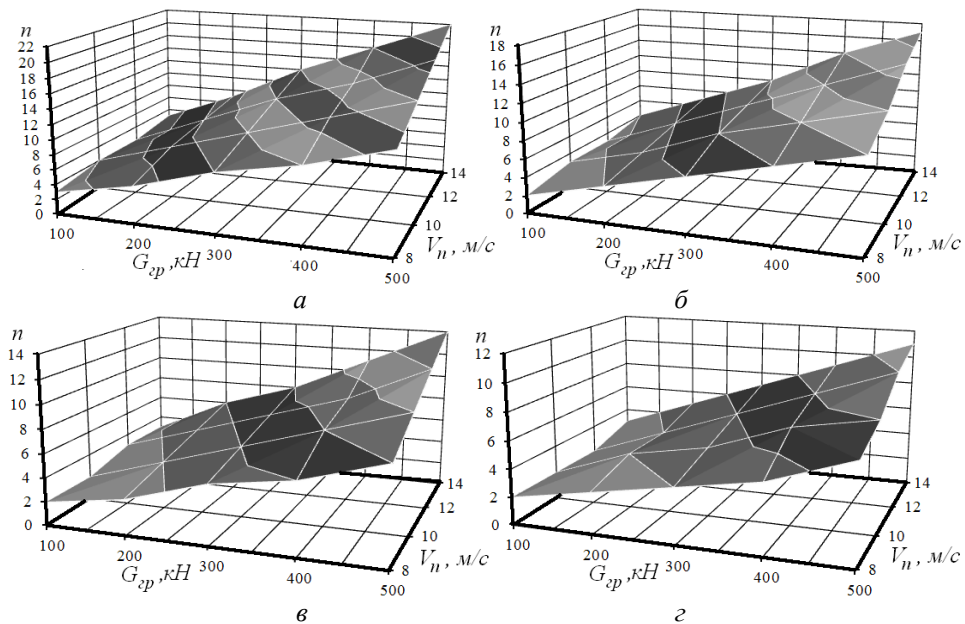


Рис. 6. Закономерности изменения кратности тормозного усилия ( $n$ ) при мощностной оценке от скорости ( $V_n$ ) подъема груза весом ( $G_{zp}$ ) на II-ой ступени управления модульным дисково-колодочным тормозом шахтной подъемной машины при сравнении с передними дисково-колодочными тормозами транспортного средства БАЗ А079.33, с переходящим весом  $G_m = 26,7$  кН, при различной скорости движения: а –  $V_m = 12,0$  м/с; б –  $V_m = 16,0$  м/с; в –  $V_m = 20,0$  м/с; г –  $V_m = 24,0$  м/с

– мощностная характеристика для фрикционных узлов модульного дисково-колодочного тормоза на I-ой стадии их управления колеблется от 800 до 2800 кВт при регулируемом дискретном предохранительном торможении с последующим включением отдельных независимых тормозов (или их групп) при рекомендуемом их числе должно быть не менее шести-восьми;

– при среднем весе поднимаемого груза  $G_{zp} = 300,0$  кН со средней скоростью 11,0 м/с число пар трения тормозов составляет 3-5, обеспечивая тем самым безопасную работу фрикционных узлов группы тормозов на указанном режиме;

– мощностная характеристика для фрикционных узлов модульного дисково-колодочного тормоза на II-ой стадии их управления колеблется от 800 до 7000 кВт при регулируемом дискретном предохранительном торможении с последующим включением отдельных независимых тормозов (или их групп) при рекомендуемом их числе должно быть не менее шести-шестнадцати;

– при среднем весе поднимаемого груза  $G_{zp} = 300,0$  кН со средней скоростью 11,0 м/с количество независимых пар трения тормозов составляет 6-11, обеспечивая тем самым безопасную работу фрикционных узлов группы тормозов на указанном режиме.

Анализ полученных графических зависимостей (рис. 7, 8), касающихся моментной характеристики пар трения модульного дисково-колодочного тормоза шахтной подъемной машины на I-ой и II-ой стадии торможения и управления их фрикционными узлами позволил установить следующее:

– моментная характеристика для фрикционных узлов модульного дисково-колодочного тормоза на I-ой стадии их управления колеблется от 27,38 кНм до



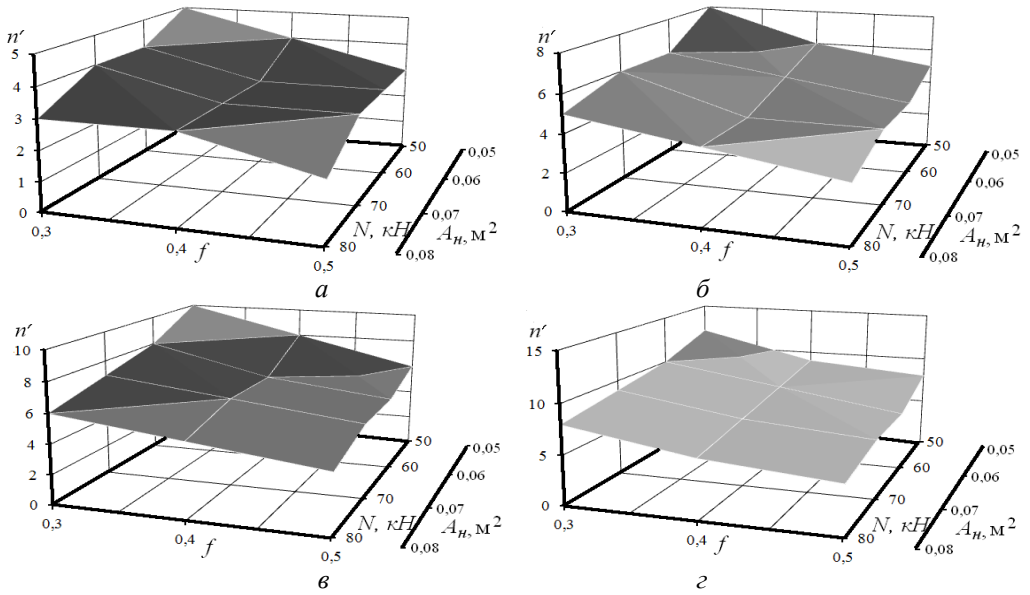


Рис.7. Закономерности изменения кратности тормозного усилия ( $n'$ ) при моментной оценке от прижимного усилия ( $N$ ) в парах трения и площади фрикционной накладки ( $A_{\text{н}}$ ) (при удельных нагрузках 1,0 МПа) при динамическом коэффициенте трения ( $f$ ), развиваемым на среднем радиусе беговой дорожки трения диска ( $R_{\text{cp}} = 1,825\text{M}$ ) на I-ой ступени управления модульным дисково-колодочным тормозом шахтной подъемной машины при весе груза: а –  $G_{\text{cp}} = 200\kappa\text{H}$ ; б –  $G_{\text{cp}} = 300\kappa\text{H}$ ; в –  $G_{\text{cp}} = 400\kappa\text{H}$ ; г –  $G_{\text{cp}} = 500\kappa\text{H}$

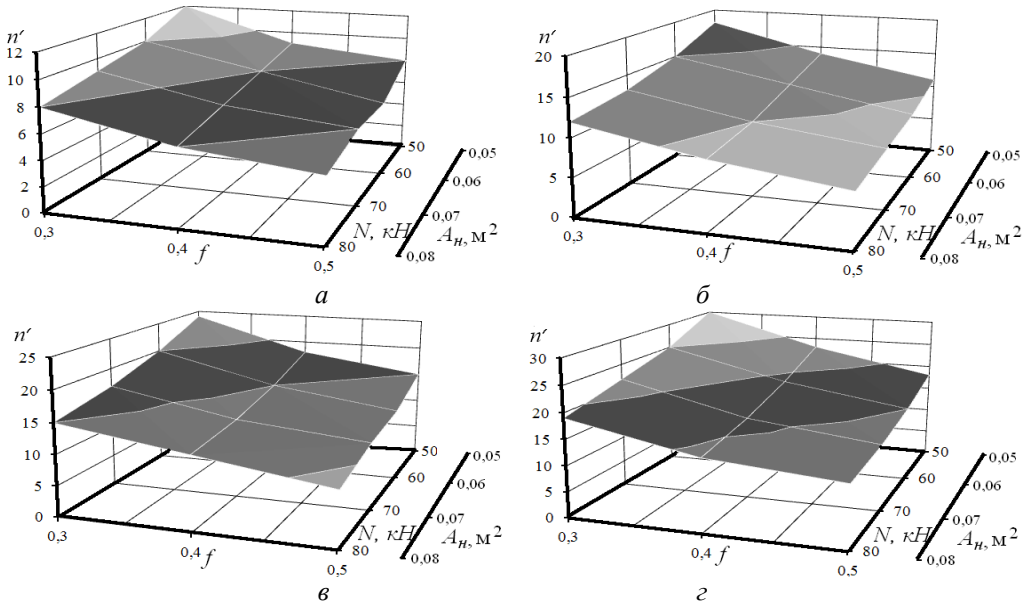


Рис. 8. Закономерности изменения кратности тормозного усилия ( $n'$ ) при моментной оценке от прижимного усилия ( $N$ ) в парах трения и площади фрикционной накладки ( $A_{\text{н}}$ ) (при удельных нагрузках 1,0 МПа) при динамическом коэффициенте трения ( $f$ ), развиваемым на среднем радиусе беговой дорожки трения диска ( $R_{\text{cp}} = 1,825\text{M}$ ) на II-ой ступени управления модульным дисково-колодочным тормозом шахтной подъемной машины при весе груза: а –  $G_{\text{cp}} = 200\kappa\text{H}$ ; б –  $G_{\text{cp}} = 300\kappa\text{H}$ ; в –  $G_{\text{cp}} = 400\kappa\text{H}$ ; г –  $G_{\text{cp}} = 500\kappa\text{H}$

29,2 кНм при регулируемом дискретном предохранительном торможении с последующим включением отдельных независимых тормозов (или их групп) при рекомендуемом их числе должно быть не менее шести-восьми;

– при среднем весе подымаемого груза  $G_{zp} = 350,0$  кН со средним усилием прижатия рабочих поверхностей фрикционных накладок к дисковому ободу, имеющему средний радиус беговой дорожки трения  $R_{cp} = 1,825$  м канатного барабана, которое составляет  $N = 65,0$  кН, при среднем динамическом коэффициенте трения  $f = 0,4$  и удельной нагрузке  $p = 0,8$  МПа, что обеспечивает регламентируемое удержание груза на весу на любом участке его подъема и поэтому число пар трения тормозов на I-ой и II-ой ступени торможения должно быть не менее, соответственно, 6 и 12.

– моментные характеристики для фрикционных узлов модульного дисково-колодочного тормоза на II-ой ступени их торможения колеблются от 27,38 кНм до 73,0 кНм при регулируемом дискретном предохранительном торможении с последующим включением независимых пар трения тормозов (или их групп) при прогнозируемом их числе должно быть не менее шести-двадцати двух.

Сопоставительный анализ количества отдельных пар трения модульного дисково-колодочного тормоза шахтной подъемной машины на I-ой и II-ой ступени торможения при конструктивном соотношении  $R_{cp}/R_{\sigma}$  ( $R_{\sigma}$  – радиус бочки канатного барабана), основных эксплуатационных параметрах ( $N, f$ ) при подъеме груза весом ( $G_{zp}$ ) позволил констатировать следующее (в табл. 1 жирным приведено непарное количество пар трения тормозов, которое необходимо увеличить на единицу):

– составляющие моментной характеристики ( $R_{cp}/R_{\sigma}, N$  и  $f$ ) не в одинаковой степени влияют на выбор количества пар трения тормозов; увеличение соотношения  $R_{cp}/R_{\sigma}, N$  и  $f$  при подъеме груза весом ( $G_{zp}$ ) от 200 до 500 кН способствует увеличению пар трения тормозов от 2-ух до 6-ти на I-ой ступени торможения;

– на II-ой ступени торможения (согласно данных приведенных в табл. 1) для подъема груза весом ( $G_{zp}$ ) от 200 до 500 кН требуется включение дополнительных пар трения тормозов в количестве от 4-ех до 12-ти.

На основании системного анализа полученных результатов для модульных дисково-колодочных тормозов шахтных подъемных машин (типов ЦШ4-4, 1-3-2у, МПМБ-3,25×4, МПМН-4,2×3, МПМБ 5×4 и др.) сформированы ряды эквивалентности (табл. 2) за счет теоретических и экспериментальных исследований пар трения дисково-колодочных тормозов передней оси с весовой нагрузкой для транспортных средств (БАЗ А079.33, «Богдан» А-091, КамАЗ-5320, КамАЗ-6522 и др.), что позволило повысить эффективность и энергоемкость используемых пар трения тормозов и уменьшить время промышленных (доводочных) испытаний шахтных подъемных машин.

**Выводы.** Таким образом, на основании системного подхода показана возможность формирования эквивалентных рядов пар трения модульного дисково-колодочного тормоза шахтных подъемных машин различной грузоподъемности, применяя в них пары трения тормоза, которые в качестве динамической модели прошли испытания и исследования на транспортных средствах.

Таблиця 1

Определение количества пар трения при заданных конструктивных и эксплуатационных параметрах при I-ой и II-ой ступени торможения модульным дисково-колодочным тормозом при подъеме груза шахтной машиной

$R_{cp} / R_0$	$N, \text{кН}$	$f$	$G_{cp}, \text{кН}$											
			200			300			400			500		
			Ступени торможения											
			I	II	II-I	I	II	II-I	I	II	II-I	I	II	II-I
$n'$														
1,1	50	0,3	<b>5</b>	12	6	8	18	<b>10</b>	10	24	<b>14</b>	12	30	<b>18</b>
		0,4	4	<b>9</b>	6	6	14	8	8	18	10	<b>9</b>	<b>23</b>	14
		0,5	<b>3</b>	8	4	<b>5</b>	<b>11</b>	6	6	<b>15</b>	10	8	<b>18</b>	10
	60	0,3	4	10	6	6	<b>15</b>	10	8	20	12	10	25	16
		0,4	<b>3</b>	8	4	<b>5</b>	12	6	6	<b>15</b>	10	8	<b>19</b>	12
		0,5	<b>3</b>	6	<b>2</b>	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	12	6	6	<b>15</b>	10
	70	0,3	4	<b>9</b>	6	6	<b>13</b>	8	<b>7</b>	<b>17</b>	10	<b>9</b>	22	12
		0,4	<b>3</b>	7	4	4	10	6	6	<b>13</b>	6	7	16	8
		0,5	<b>3</b>	6	2	4	8	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>11</b>	6	6	<b>13</b>	8
	80	0,3	<b>3</b>	8	4	<b>5</b>	12	6	6	<b>15</b>	10	8	<b>19</b>	12
		0,4	<b>3</b>	6	2	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	12	6	6	14	8
		0,5	2	<b>5</b>	4	<b>3</b>	7	4	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	12	<b>6</b>
1,3	50	0,3	<b>5</b>	<b>11</b>	6	7	16	8	<b>9</b>	<b>21</b>	12	<b>11</b>	26	14
		0,4	4	8	4	<b>5</b>	12	6	7	16	8	8	20	12
		0,5	<b>3</b>	7	4	4	10	6	<b>5</b>	<b>13</b>	8	7	16	8
	60	0,3	4	<b>9</b>	6	6	<b>13</b>	8	<b>7</b>	18	10	<b>9</b>	22	12
		0,4	<b>3</b>	7	4	4	10	6	6	<b>13</b>	8	7	<b>17</b>	10
		0,5	<b>3</b>	6	2	4	8	4	<b>5</b>	<b>11</b>	6	6	<b>13</b>	8
	70	0,3	<b>3</b>	8	4	<b>5</b>	<b>11</b>	6	6	<b>15</b>	10	8	<b>19</b>	12
		0,4	<b>3</b>	6	2	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	<b>11</b>	6	6	14	8
		0,5	2	<b>5</b>	4	<b>3</b>	7	4	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	<b>11</b>	6
	80	0,3	<b>3</b>	7	4	4	10	6	6	<b>13</b>	10	7	<b>17</b>	10
		0,4	2	<b>5</b>	4	<b>3</b>	8	4	4	10	6	<b>5</b>	<b>13</b>	8
		0,5	2	4	2	<b>3</b>	6	<b>2</b>	4	8	4	4	10	6
1,5	50	0,3	4	<b>9</b>	<b>6</b>	6	14	8	8	18	10	<b>9</b>	<b>23</b>	14
		0,4	<b>3</b>	7	4	4	10	6	6	14	8	7	<b>17</b>	10
		0,5	<b>3</b>	6	2	4	8	4	<b>5</b>	<b>11</b>	6	6	14	8
	60	0,3	<b>3</b>	8	4	<b>5</b>	12	6	6	<b>15</b>	10	8	<b>19</b>	12
		0,4	<b>3</b>	6	2	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	12	6	6	14	8
		0,5	2	<b>5</b>	4	<b>3</b>	7	4	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	12	6
	70	0,3	<b>3</b>	7	4	4	10	6	6	<b>13</b>	8	7	16	8
		0,4	2	<b>5</b>	4	<b>3</b>	8	4	4	10	6	<b>5</b>	12	6
		0,5	2	4	2	<b>3</b>	6	2	4	8	4	4	10	6
	80	0,3	<b>3</b>	6	2	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	12	6	6	14	8
		0,4	2	<b>5</b>	4	<b>3</b>	7	4	4	<b>9</b>	6	<b>5</b>	<b>11</b>	6
		0,5	2	4	2	2	5	4	<b>3</b>	7	4	4	<b>9</b>	6

*Таблица 2*  
**Ряды эквивалентности по мощности динамических моделей дисково-колодочных тормозов передней оси транспортных средств и модульных дисково-колодочных тормозов шахтных подъемных машин**

$V_m, \text{ м/с}$	$G_{сп}, \text{ кН}$	$G_m, \text{ кН}$																																									
		26,7						80,1																																			
		12	16	20	24	12	16	20	24	12	16	20	24																														
8	100	1	2	1	1	2	1	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0																		
	200	2	5	3	2	4	2	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	1	0	1	1	0															
	300	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1														
	400	4	10	6	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	2	4	2	1	3	2	1	2	1												
	500	5	13	8	4	10	6	3	8	5	3	7	4	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	5	3	2	4	2	1	3	2	2											
10	100	2	4	2	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0											
	200	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	4	2	1	3	2	1	2	1	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1									
	300	4	10	6	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	2	4	2	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1								
	400	5	13	8	4	10	6	3	8	5	3	7	4	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	5	3	2	4	2	1	3	2	1	3	2						
	500	7	16	9	5	12	7	4	10	6	4	8	4	4	8	4	3	6	3	2	5	3	2	4	2	3	6	3	2	4	2	2	4	2	2	3	1						
12	100	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0					
	200	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1			
	300	5	12	7	4	9	5	3	7	4	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	2	4	2	2	3	1	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1			
	400	6	15	9	5	12	7	4	9	5	3	8	5	3	8	5	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	3	1	1	3	2	2		
	500	8	19	9	6	15	9	5	12	7	4	10	6	4	10	6	3	8	5	3	6	3	2	5	3	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	5	3	2	4	2	2		
14	100	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	3	2	1	1	2	1	1	1	2	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0		
	200	4	9	5	3	7	4	3	6	3	2	5	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	2	3	1	1	3	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1		
	300	6	14	9	4	10	6	4	8	4	3	7	4	3	7	4	2	5	3	2	4	2	2	4	2	2	4	2	2	4	2	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2
	400	7	18	9	6	14	8	5	11	6	4	9	5	4	9	5	3	7	4	3	6	3	2	5	3	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	3	2
	500	9	22	13	7	17	10	6	14	8	5	11	6	4	9	5	3	7	4	3	6	3	2	5	3	3	6	3	2	5	3	2	4	2	2	3	1	1	3	2	1	3	2

### Список литературы

1. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стадник и др. // Стандарт. – Баку: Апострофф, 2016. – 264 с.

2. Федосеев В.Н. Малогабаритные и энергоемкие дисковые тормоза для подъемно-транспортных машин / В.Н. Федосеев, А.Л. Носко // Приводная техника, №5. – М.: 1996. – С. 19–20.

3. Скляров Н.А. Выбор и обоснование параметров дискового устройства шахтных подъемных машин / Н.А. Скляров // Труды ДонНТУ, серия: «Горная электромеханика». – Вып. 19/175. – Донецк, 2010. – С. 164–172.

4. Васильев В.И. Обоснование рациональных динамических параметров предохранительного торможения шахтных подъемных установок: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.09 / Васильев Владимир Иванович. – Киев, 2012. – 207 с.

Стаття надійшла до редакції 10.04.2017

*Д. О. ВОЛЬЧЕНКО, А. В. ВОЗНИЙ, О. Б. СТАДНИК, В. С. ВИТВИЦКИЙ*

#### ДО ПИТАННЯ ПРО ВИКОРИСТАННЯ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ДИСКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У ПРИВОДАХ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Матеріали статті присвячені розробці за критеріями потужносної та моментної характеристик пар тертя модульного дисково-колодкового гальма шахтної підйомної машини при використанні окремих дисково-колодкових гальм передньої осі транспортних засобів різної вантажопідйомності.

**Ключові слова:** дисково-колодкове гальмо, пари тертя, транспортний засіб, шахтна підйомна машина, критерії оцінки ефективності, ряди еквівалентності.

**Вольченко Дмитрий Александрович** – доктор техн. наук, професор кафедри розробки та експлуатації нафтегазових месторождений, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: vol21@ukr.net.

**Возный Андрей Владимирович** – канд. техн. наук, старший научний співробітник Науково-дослідницького інституту нафтегазової енергетики і екології, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89, E-mail: anarki1@i.ua.

**Стадник Олег Богданович** – аспірант кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

**Витвицкий Василий Степанович** – аспірант кафедри механіки машин, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ул. Карпатська, 15, г. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: vtyvtskyi.v.s@gmail.com.

*D. A. VOLCHENKO, A. V. VOZNYI, O. B. STADNYK, V. S. VYTVYTSKYI*

## THE QUESTION OF THE USE OF DYNAMIC MODELS OF DISC BRAKES OF VEHICLES IN ACTUATORS OF HOIST-TRANSPORT MACHINES

A feature of modern lifting machines is the continuous improvement of their operational parameters, such as payload, speed and depth of the lift, reducing the material consumption of equipment due to increased efficiency, quality of operation and reliability of the control system. At the same time, it is necessary to maintain and even increase the level of reliability of the entire lift, due to the efficient and reliable operation of the modular disk-brake of the lifting machine.

The materials of the article are devoted to the development of the friction pairs of the modular disk brake of the mine hoisting machine, based on the power and torque characteristics by using individual disc brakes of the front-axle of vehicles of various carrying capacity.

The purpose of the work is to justify the possibility of using friction pairs of the front-axle disc brakes of vehicles of different carrying capacity as a dynamic model for the modular disk brake of mine hoisting machines.

In this publication, the following issues are considered: design and operation of the modular disk brake of the mine hoisting machine; operating modes of the modular brake; a method for estimating of the energyloading of friction pairs of disk brakes of a mine hoisting machine.

On the basis of the system approach, the possibility of forming equivalent series of friction pairs of a modular disk-shoe brake of mine hoisting machines of various carrying capacity is shown, using brake friction pairs in them, which, as a dynamic model, have been tested and researched on vehicles.

**Keywords:** disk brake, friction pairs, vehicle, mine hoisting machine, efficiency evaluation criteria, equivalence series.

### References

1. Proektnyj i proverochnyj raschet frikcionnyh uzlov barabanno- i diskovo-kolodochnyh tormozov avtotransportnyh sredstv / A.H. Dzhanahmedov, A.I. Vol'chenko, A.V. Voznyj, O.B. Stadnyk i dr. // Standart. – Baku: Apostroff, 2016. – 264 s.
2. Fedoseev V.N. Malogabaritnye i jenergoemkie diskovye tormoza dlja pod#emno-transportnyh mashin / V.N. Fedoseev, A.L. Nosko // Privodnaja tehnika, №5. – M.: 1996. – S. 19–20.
3. Skljarov N.A. Vybor i obosnovanie parametrov diskovogo ustrojstva shahtnyh pod#emnyh mashin / N.A. Skljarov // Trudi DonNTU, serija: «Gornaja jelektromehanika». – Vyp. 19/175. – Doneck, 2010. – S. 164–172.
4. Vasil'ev V.I. Obosnovanie racional'nyh dinamicheskikh parametrov predohranitel'nogo tormozhenija shahtnyh pod#emnyh ustanovok: diss. ... kand. tehn. nauk: 05.02.09 / Vasil'ev Vladimir Ivanovich. – Kiev, 2012. – 207 s.