

УДК 621.232

Н.А. Скляров, канд. техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

В работе разработана схема приводного элемента дискового тормозного устройства, приведены результаты выбора и оценки основных параметров дискового многоэлементного тормозного устройства шахтной подъемной машины.

дисковый тормоз, тормозной момент, поверхность трения, усилие нажатия, тормозной элемент, цилиндр, шток, давление рабочей жидкости, температура нагрева, срок службы

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

В сложной цепи операций, связанных с добычей угля, важное место занимают подъемные установки. Общая тенденция к повышению концентрации производства, необходимость перехода к разработке более глубоких горизонтов накладывают свой отпечаток на характер развития и совершенствования оборудования шахтного подъема [1].

Значительные резервы повышения производительности шахтного подъема состоят в увеличении емкости и скорости движения подъемных сосудов, сокращении времени переходных процессов (замедления, ускорения), совершенствовании конструкции подъемных машин и систем управления электроприводом подъема.

За последние тридцать лет в нашей стране максимальная скорость движения сосудов шахтных подъемных установок увеличилось в 1,4 раза и достигла 12 м/с, глубина подъема - в 1,8 раза и составляла на ряде шахт 1500-2000 м, грузоподъемность сосудов - в 3 раза и достигла для угольных шахт 30 т, для железорудных - 50 т. Предполагается, что в ближайшие годы глубина подъема, скорость движения и полезная емкость сосудов будут возрастать более интенсивно. Проектируются шахтные подъемные машины с емкостью скипа 50 т для угольных и 100 т для железорудных шахт [2].

При создании таких сверхмощных комплексов на первый план выступают вопросы их безопасной эксплуатации. Известно, что основным средством защиты подъемной установки от аварии является его *тормозная система*.

Для обеспечения нормальной эксплуатации подъемные машины обеспечиваются надежно действующими тормозными устройствами, которые должны останавливать машину и груз на определенном пути торможения и удерживать его в подвешенном состоянии при заданном запасе торможения и заданном значении замедления.

Анализ исследований и публикаций. Значение эффективности тормозных устройств возрастает в связи с интенсификацией производства, увеличением движущихся масс, скоростей движения и частоты торможения. В современных подъемно-транспортных машинах тормоза на протяжении короткого периода времени должны превращать в тепловую энергию значительное количество механической энергии и передавать ее в окружающую среду без снижения работоспособности тормоза и машины в целом [2].

Не случайно в последние годы много исследователей уделяют особое значение изучению динамических процессов, протекающих в элементах тормозной системы и подъемной установки в режимах торможения. Большой вклад в решение проблемы обеспечения безаварийной эксплуатации шахтных подъемных установок внесли Е.С.Траубе, А.Г.Степанов, Н.Г.Гаркуша, А.Н.Шатило, Л.В.Колосов, А.А.Белоцерковский, А.П.Нестеров и другие ученые.

Постановка задачи. Целью настоящей работы является обоснование и разработка рациональной схемы тормозного устройства шахтной подъемной машины, обеспечивающего увеличение срока службы тормозного устройства примерно на 30 %.

Изложение материала и результаты. Повышение надежности и эффективности использования тормозных устройств подъемно-транспортных машин проходит по следующим основным направлениям: конструктивное усовершенствование механической части и привода существующих тормозов и создание новых конструктивных разновидностей тормозных систем; разработка и применение новых материалов с повышенными фрикционными свойствами; широкое использование достижений науки в трении и износах; применение новых методов расчета тормозных устройств и фрикционных материалов и др.

Для определения тормозного момента должны быть известны: назначение и режим работы механизма; конструктивные и расчетные данные механизма (масса отдельных элементов, моменты инерции элементов механизма, скорости движения); место установки; крутящий момент, действующий на тормозном валу при торможении, с

учетом потерь в элементах механизма от рабочего органа до тормозного вала; частота вращения тормозного вала. При применении ленточных и некоторых других конструкций скоростных тормозов нужно знать также направление вращения тормозного шкива при торможении.

По конструктивным исполнениям рабочих элементов тормозные устройства разделяют на *колодочные* - с рабочим элементом в виде колодки, которая трется по внешней или внутренней поверхности тормозного барабана; *ленточные* - с рабочим элементом в виде ленты трущейся по тормозному барабану; *дисковые* - с рабочим элементом в виде целых дисков или отдельных сегментных колодок; *конические* - с рабочим элементом в виде конуса.

Дисковые тормоза разделяют на однодисковые; многодисковые без усиления; многодисковые с усилением; автоматические, которые замыкаются под действием веса транспортируемого груза.

К преимуществам дисковых тормозов относятся:

- *большая энергоемкость* (известная многодисковый тормоз авиационного колеса с энергией разового торможения $33 \cdot 10^6$ Дж; удельная энергоемкость дисковых тормозов составляет $(17-25) \cdot 10^4$ Дж на 1 кг массы тормоза;

- *большие тормозные моменты* при сравнительно небольших размерах самого тормоза (за счет увеличения числа пар поверхностей трения, например, встроенный дисковый тормоз с внешним диаметром дисков 548 мм может создавать тормозной момент, равный 40 050 Нм);

- *стабильность работы*, практически линейная зависимость тормозного момента от коэффициента трения (только в тормозах без самоусиления);

- *большая суммарная площадь поверхности трения* (получаемая путем увеличения числа поверхностей трения), что разрешает уменьшить необходимое давление между поверхностями трения и таким образом, повысить долговечность фрикционных пар;

- *уравновешенность тормоза* - осевые силы могут быть замкнуты внутри тормоза и не воспринимаются валом и подшипниками машины;

- *трения по плоскости*, которая обеспечивает равномерное распределение давления по всей поверхности трения, а итак, и более равномерное изнашивание, чем при тертые по цилиндрической поверхности;

- *незначительное изменение площади фактического контакта тормозной накладки при увеличении размеров элементов трения (в основном об осевом направлении) вследствие нагревания в процессе работы;*

- *независимость тормозного момента от направления обращения тормозного вала.*

На основе всестороннего анализа достоинств и недостатков тормозных устройств различных типов и исполнений *экспертным* методом для современной многоканатной подъемной машины выбрано дисковое устройство, приводные элементы которого работают с применением рабочей жидкости при рабочем и предупредительном торможении (рис.1).

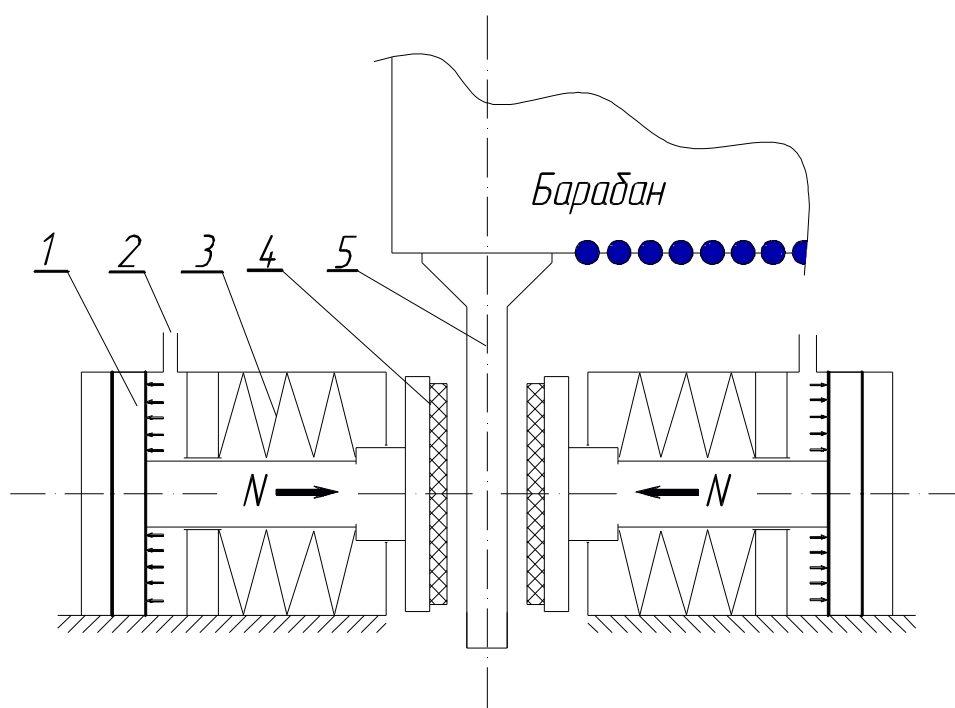


Рисунок 1 - Схема приводного элемента дискового тормозного устройства

В приводных элементах дискового тормозного устройства тормозное усилие создается предварительно сжатыми тарельчатыми пружинами 3, которое через поршень 1 передается непосредственно на тормозные колодки 4. Для растормаживания по трубопроводам 2 подается рабочая жидкость под давлением под поршень 1. Тормозные элементы комплектуются попарно для взаимного уравнивания. Комплекты пружин каждого тормозного элемента должны развивать одинаковые усилия и иметь одинаковую твердость, чтобы в процессе работы не возникало неуравновешенное усилие, которое нагружает диск 5.

Достоинством схемы является простота конструкции тормозного элемента, небольшие габаритные размеры, несложная система подведения рабочей жидкости, сравнительно легкое обеспечение герметичности, простота обслуживания и ремонта.

По этой схеме выполнено большинство тормозных элементов (фирмы ASEA, GHH, "Сименс", EPR и др.), которые на практике подтвердили свою надежность.

Были выбраны основные параметры дискового тормозного устройства и определены их числовые значения: *усилие нажатия пружин; количество тормозных элементов; размеры и техническая характеристика пружин тормозного элемента; размеры цилиндра и штока; давление рабочей жидкости.*

На многоэлементных дисковых тормозных устройствах применяются тормозные колодки в виде кольцевого сектора, прямоугольника, круга (рис. 2).

Для исключения влияния дискового тормоза на главный вал подъемной машины необходимо, чтобы количество приводных элементов было всегда четным, и располагались бы они попарно с диаметрально противоположных сторон диска. Для подъемной машины Ц-3,5х2А принимаем усилие нажатия, развиваемого пружинами одного цилиндра в положении «Заторможено» $P = 100\text{кН}$. Тогда тормозное усилие, развиваемое одной парой элементов составит:

$$F_m = 2fN_{эл} \quad (1)$$

где F_m - тормозное усилие, которое создается парой приводных элементов (парой цилиндров), Н;

f - коэффициент трения материала о металл;

$N_{эл}$ - усилия нажатия на тормозной элемент, который развивается штоком, Н.

Тормозное усилие F_m при коэффициенте трения 0,4 составляет 80 кН.

Тогда тормозной момент, создаваемый парой приводных элементов, установленных с противоположных сторон тормозного диска рассчитаем по формуле:

$$M_{Т.эл} = 2fR_{cp}N_{эл} \quad (2)$$

где $M_{Т.эл}$ - тормозной момент, создаваемый парой приводных элементов, Нм;

R_{cp} - средний радиус тормозного диска, м.

При среднем радиусе тормозного диска $R_{cp} = 2$ м тормозной момент составит 160000 Нм.

Необходимое количество пар приводных элементов определяют по формуле:

$$n_{ЭЛ} = \frac{M_{Т.Н}}{M_{Т.ЭЛ}} \quad (3)$$

где $M_{Т.Н}$ - необходимый тормозной момент, создаваемый при предварительном торможении подъемной машины, Нм (согласно ГОСТ 12.2.112-86 [3] $M_{Т.Н} = 1050000$ Нм), а количество пар приводных элементов составит 6,56, принимаем $n_{эл}$ 8 штук.

На многодисковых тормозах рекомендуется принимать давление 10-20 МПа. Диаметры цилиндра и штока рассчитываются соответственно по формулам:

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4Q_{пр.рез}}{\pi\rho_{ц}\eta}} \quad (4)$$

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{4Q_{пр.рез}K_{ст.сж}}{\pi\sigma_{в.сж}}} \quad (5)$$

где $Q_{пр.рез}$ - максимальное усилие, действующее на поршень, развиваемое в конце на поршень в конце его хода, Н;

$\sigma_{в.сж}$ - предельное напряжение материала штока на сжатие, Н/см²;

$K_{ст.сж}$ - запас прочности штока в период сжатия;

$\rho_{ц}$ - давление масла в цилиндре, Па;

η - коэффициент полезного действия приводного элемента.

Необходимая площадь поршня (теоретическая):

$$S_m = P / p_{ц} \quad (6)$$

С учетом к.п.д

$$S = S_m / \eta \quad (7)$$

Площадь поршня с учетом диаметров цилиндра $D_{ц}$ и штока $d_{шт}$ составляет:

$$S_n = (\pi/4)(D_{ц}^2 - d_{шт}^2) \quad (8)$$

Усилие, развиваемое поршнем:

$$P_{факт.} = S_n p_{ц} \eta \quad (9)$$

Для реализации преимуществ дисковых многоэлементных тормозных устройств необходимы фрикционные материалы высокого качества. В данном случае выбран *металлокерамический материал на железной или медной основе* с коэффициентом трения 0,4, который имеют в сравнении с асбокаучуковыми и асбобакелитовыми ряд преимуществ:

- допускают значительно большее удельное давление ;
- имеют более высокий и стабильный коэффициент трения;
- допускают высокую температуру нагрева;
- имеют значительно большую теплопроводность.

На рис. 2 представлена возможная геометрия тормозного элемента.

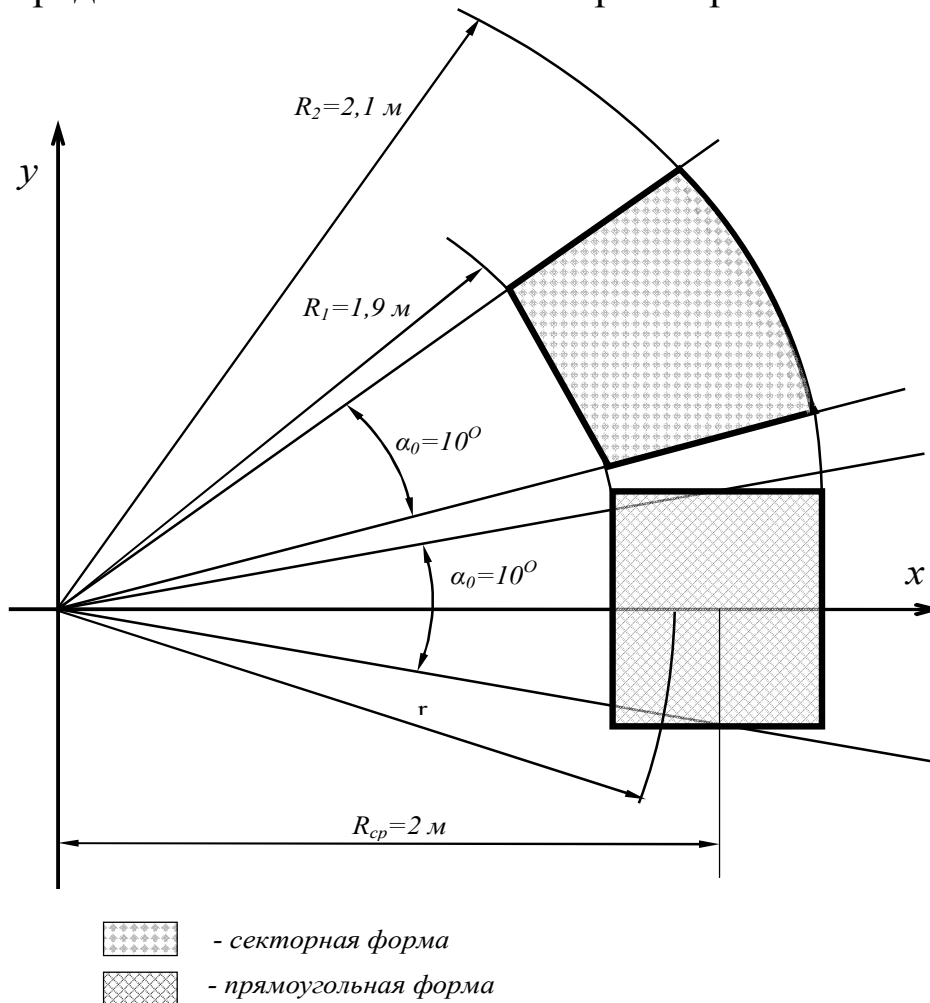


Рисунок 2 – Геометрия тормозного элемента
прямоугольной и секторной формы

Принимаем тормозной элемент секторной формы и рассчитываем его площадь по формуле:

$$S = \left(R_2^2 - R_1^2 \right) \frac{\alpha \pi}{180} \quad (10)$$

Распределение давления прижатия тормозного элемента к диску представлено на рис. 3. Минимальное давление $P_{\min} = 1,4$ МПа.

Был выполнен расчет нагрева тормозного элемента по специальной математической программе *Maple v9.5*. При этом были приняты следующие допущения:

- тепловой поток, который подводится к тормозному диску, распределяется равномерно по кольцевой поверхности трения, а поток, который подводится к фрикционным накладкам – равномерный по их площади трения;

- тепловой поток, который возникает на поверхности трения – линейный и направленный по нормали к поверхности трения.

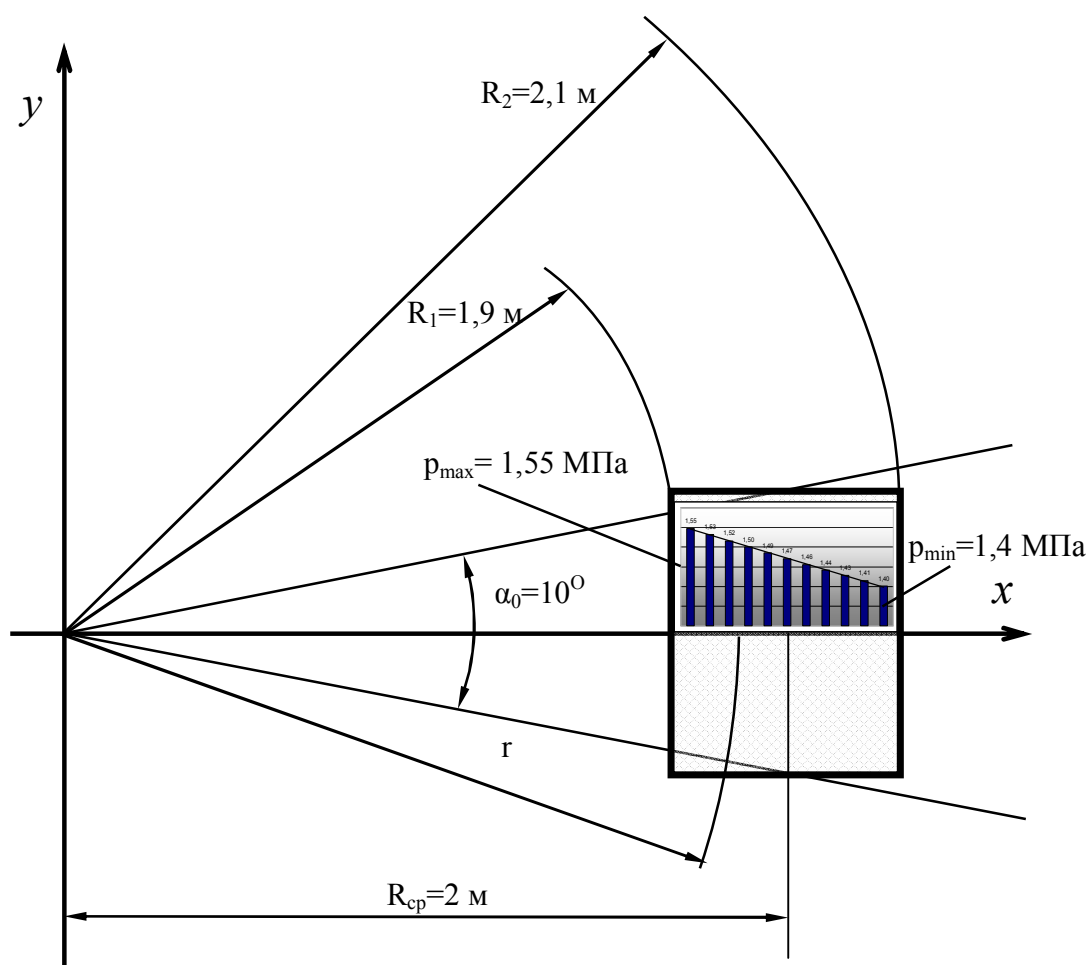


Рисунок 3 – Распределение давления прижатия тормозного элемента

Выводы и направления дальнейших исследований. Таким образом, в результате сравнительного анализа различных схем и конструкций тормозных систем была предложена схема и рассчитаны основные параметры дискового тормозного устройства шахтной подъемной машины Ц-3,5х2, а именно: для создания необходимого тормозного момента 1050 кНм определено количество тормозных

элементов, которое составило 16 штук; для обеспечения усилия прижатия тормозной колодки в 100кН расчетный диаметр тормозного цилиндра составил 129 мм, штока – 40 мм; определено максимальное давление на тормозную колодку при наибольшем прижатии её к тормозному диску в 1,55 МПа, которое находится в допустимом пределах для выбранного фрикционного материала «металлокерамика на железуграфитной основе»; расчетная температура во время торможения на поверхности трения при пятисекундном торможении составила 134,5°С для тормозной колодки и 109,7°С – для тормозного диска, что не превышает максимально допустимой для выбранного фрикционного материала. При этом срок службы тормозного устройства увеличивается с 18 месяцев для колодочного тормозного устройства до 23,4 месяцев для дискового тормозного устройства.

В дальнейшем, с целью уточнения полученных данных, планируется провести экспериментальные исследования на реальной подъемной машине.

Список литературы

1. Липаков А.Н. Новые тормозные системы для рудничных локомотивов / А.Н. Липаков // Вопросы рудничного транспорта. - №13. - С.198-206.
2. Александров М.П. Тормозные устройства: справочник / М.П. Александров. – М.: 1984.
3. Транспорт электровозный рудничный: общие требования безопасности, ГОСТ 12.2.112-86 - 10 с.

М.А.Склярв. Вибір та обґрунтування параметрів дискового гальмового пристрою шахтної підйомної машини. *В роботі розроблена схема приводного елемента гальмового пристрою, приведені результати вибору та оцінки основних параметрів дискового багатоелементного гальмового пристрою шахтної підйомної машини.*

дискове гальмо, гальмовий момент, поверхня тертя, зусилля натискання, гальмовий елемент, циліндр, шток, тиск робочої рідини, температура нагрівання, термін служби

N.A. Sklyarov. Choosing and Grounding the Parameters of a Disk Brake Device in Mine Lifting Machines. *The paper provides a scheme of a drive element of a disk brake device as well as the results of choosing and estimating the basic parameters of a disk brake device of mine lifting machines.*

disk brake, brake moment, surface of friction, effort of pressure, brake element, cylinder, working liquid pressure, heating temperature, life time

Стаття надійшла до редколегії 22.09.2010

Рецензент: зав. каф. ЕМС ДонНТУ, д-р техн. наук, проф. М.Г.Бойко

© Склярв Н.А., 2010