

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Жердев Р.С., студент,
Скляр Н.А., канд. техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

Произведены выбор и обоснование основных параметров дисковых многоэлементных тормозных устройств шахтных подъемных машин

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 увеличилась 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.

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].

Повышение надежности, долговечности 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.

Торможение механизмов с электрическим приводом обычно осуществляется как электрически, так и механически. Электросхемы некоторых современных машин допускают возможность значительного уменьшения скорости механизма к моменту замыкания тормоза. Однако и в этом случае механический тормоз остается единственным средством остановки механизма при прекращении подачи электроэнергии. Поэтому расчет тормоза таких механизмов нужно вести по полной величине тормозного момента, без учета возможности уменьшения его путем использования электроторможения.

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.

Последние две конструктивных разновидности тормозов обычно объединяют в одну группу тормозов с замыкающим усилием, которое действует вдоль оси, - в группу тормозов с осевым нажатием.

Ко всем тормозам, независимо от их конструкции, предъявляются следующие основные требования: высокая надежность конструкции; достаточный тормозной момент для заданных условий работы; плавность торможения; быстрое замыкание и размыкание; конструктивная прочность элементов тормоза; простота конструкции; удобство обзора, регулирования и замены деталей; стойкость регулирования, которое обеспечивает надежность работы тормозного устройства; минимальный износ трущихся элементов; температура поверхности трения, в процессе работы не превышающая предельную, установленную для данного типа тормоза при данном фрикционном материале; минимальные габариты и масса [3].

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 33×10^6 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 позволяет 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 трении 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 которых работают с применением рабочей жидкости при рабочем и предупредительном торможении (рис.1).

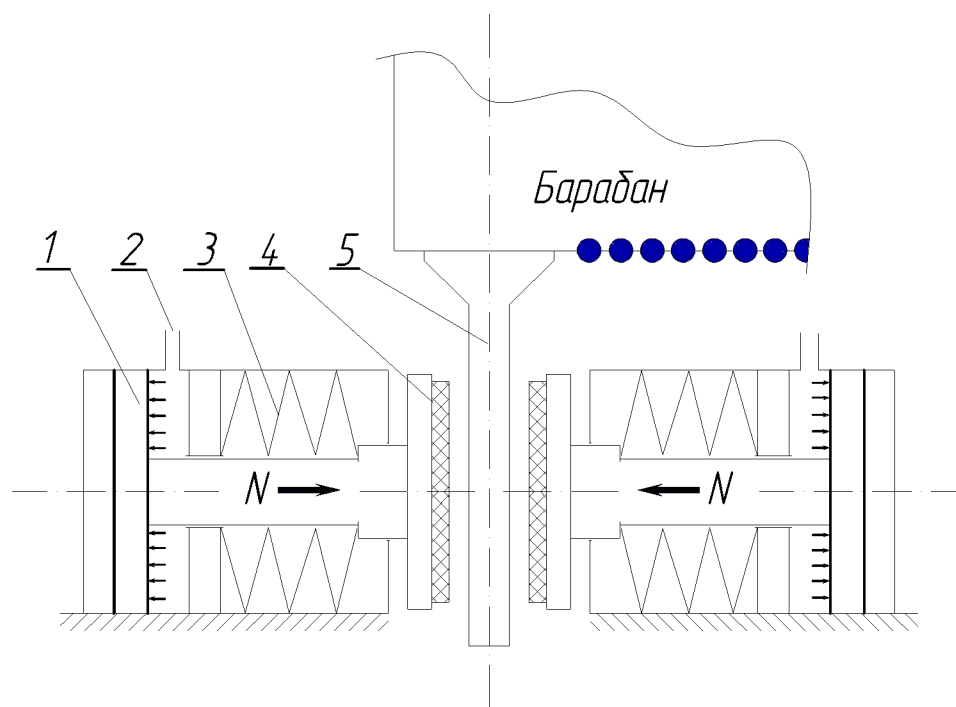


Рисунок - 1 Схема приводного элемента дискового тормозного устройства

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, GHN, "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» $N_{эл} = 100кН$. Тогда тормозное усилие, развиваемое одной парой элементов составит:

$$F_T = 2fN_{эл} \quad (1)$$

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

f - коэффициент трения фрикционного материала о металл;

$N_{эл}$ — усилие нажатия на тормозную колодку, которое развивается штоком приводного элемента, Н.

$$F_T = 2 \cdot 0,4 \cdot 100000 = 80000 \text{ Н} = 80 \text{ кН}$$

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

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

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

R_{cp} — эквивалентный радиус тормозного диска, м.

$$R_{cp} = 1,125R_б = 1,125 \cdot 1,75 = 1,97 \text{ м}$$

Принимаем $R_{cp} = 2,0 \text{ м}$

$$M_{m.эл} = 2 \cdot 0,4 \cdot 2 \cdot 100000 = 160000 \text{ Нм.}$$

Необходимое количество пар приводных элементов:

$$n_{эл} = \frac{M_{T.H}}{M_{T.эл}}, \quad (3)$$

где $M_{m.H}$ — необходимый тормозной момент, создаваемый при предварительном торможении подъемной машины, Нм.

$$M_{m.H} = 1\ 050\ 000 \text{ Нм [3]}$$

$$n_{\text{эл}} = \frac{1050000}{160000} = 6,56.$$

Принимаем 8 пар приводных элементов.

Размеры приводных цилиндров зависят от давления рабочей жидкости. На многодисковых тормозах рекомендуется принимать давление 10—20 МПа. Чем больше давление масла, тем эффективнее работа всего тормозного устройства. Обачно давление масла в системе определяется номинальным давлением насосов маслостанции. В этом случае диаметры цилиндра и штока рассчитываются соответственно по формулам:

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

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

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

$\sigma_{\text{в.сж}}$ - порог прочности материала штока на сжатие, Н/см²;

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

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

η - коэффициент полезного действия приводного элемента.

Принимаем: $p_{\text{ц}} = 10$ МПа; материал цилиндра и штока – сталь 45; $\eta = 0,95$; $K_{\text{ст.сж}} = 10$; $\sigma_{\text{в.сж}} = 1\,000\,000\,000$ Н/м²;

$$Q_{\text{пр.рез.}} = 1,25Q_{\text{зат.}} = 1,25 N_{\text{эл}} = 1,25 \cdot 100 = 125 \text{ кН}$$

Подставляя принятые значения в формулы (4) и (5), получим:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 125000}{\pi \cdot 100000000 \cdot 0,95}} = 0,129 \text{ м} \quad d_{\text{шт}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 125000 \cdot 10}{\pi \cdot 1000000000}} = 0,04 \text{ м.}$$

Необходимая площадь поршня (теоретическая):

$$S_{\text{т}} = N_{\text{эл}} / p_{\text{ц}} = 100\,000 / 10\,000\,000 = 0,01 \text{ м}^2; \quad (6)$$

С учетом к.п.д

$$S = S_{\text{т}} / \eta = 0,01 / 0,95 = 0,0105 \text{ м}^2 \quad (7)$$

Площадь поршня составляет:

$$S_{\text{п}} = (\pi/4)(D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2) = (3,14/4)(0,1292^2 - 0,042^2) = 0,012 \text{ м}^2 \quad (8)$$

Усилие, развиваемое поршнем:

$$N_{\text{факт.}} = S_{\text{нрц}} \cdot \eta = 0,012 \cdot 10\,000\,000 \cdot 0,95 = 114000 \text{ Н} = 114 \text{ кН} \quad (9)$$

Согласно расчетам принимаем следующие основные параметры тормозного элемента (табл.1):

Таблица 1 - Основные параметры тормозного элемента

Усилие нажатия, кН	100
пружина тарельчатая	200x100x12x5
Диаметр цилиндра, мм	129
Диаметр штока, мм	40
Давление рабочей жидкости , МПа.	10

Для реализации преимуществ дисковых многоэлементных тормозных устройств необходимы рикционные материалы высокого качества.

Для вибора материалов фрикционных накладок узла трения тормозного устройства были проанализированы значения параметров различных фрикционных материалов (древесина, тополь, верба, Феррадо, БКВ-10, прессмасы и др.), и выбран *фрикционный материал на железграфитовой основе* с коэффициентом трения 0,4. Это металлокерамические материалы на железной или медной основе, которые имеют в сравнении с асбокаучуковыми и асбобакелитовыми ряд преимуществ:

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

Закон распределения удельного давления на поверхности колодки (рис.3) имеет вид:

$$p = \frac{N_{\text{эл}}}{\alpha_0 b r} \quad (10)$$

где α_0 - угол раскрытия колодки, рад;

b - ширина колодки $R_2 - R_1$, м;

r - текущее значение радиуса, м;

R_1 и R_2 - внутренний и наружный радиусы тормозной колодки, м;
 $\alpha_0 = 10^\circ$;

$$\alpha_0 = 10^\circ \pi / 180^\circ = 0,17 \text{ рад}; b = 2,1 - 1,9 = 0,2 \text{ м.}$$

Максимальное и минимальное значение усилия прижатия колодок:

$$p_{\text{max}} = \frac{100000}{0,17 \cdot 0,2 \cdot 1,9} = 1548000 \text{ Па}$$

$$p_{\text{min}} = \frac{100000}{0,17 \cdot 0,2 \cdot 2,1} = 1400000 \text{ Па}$$

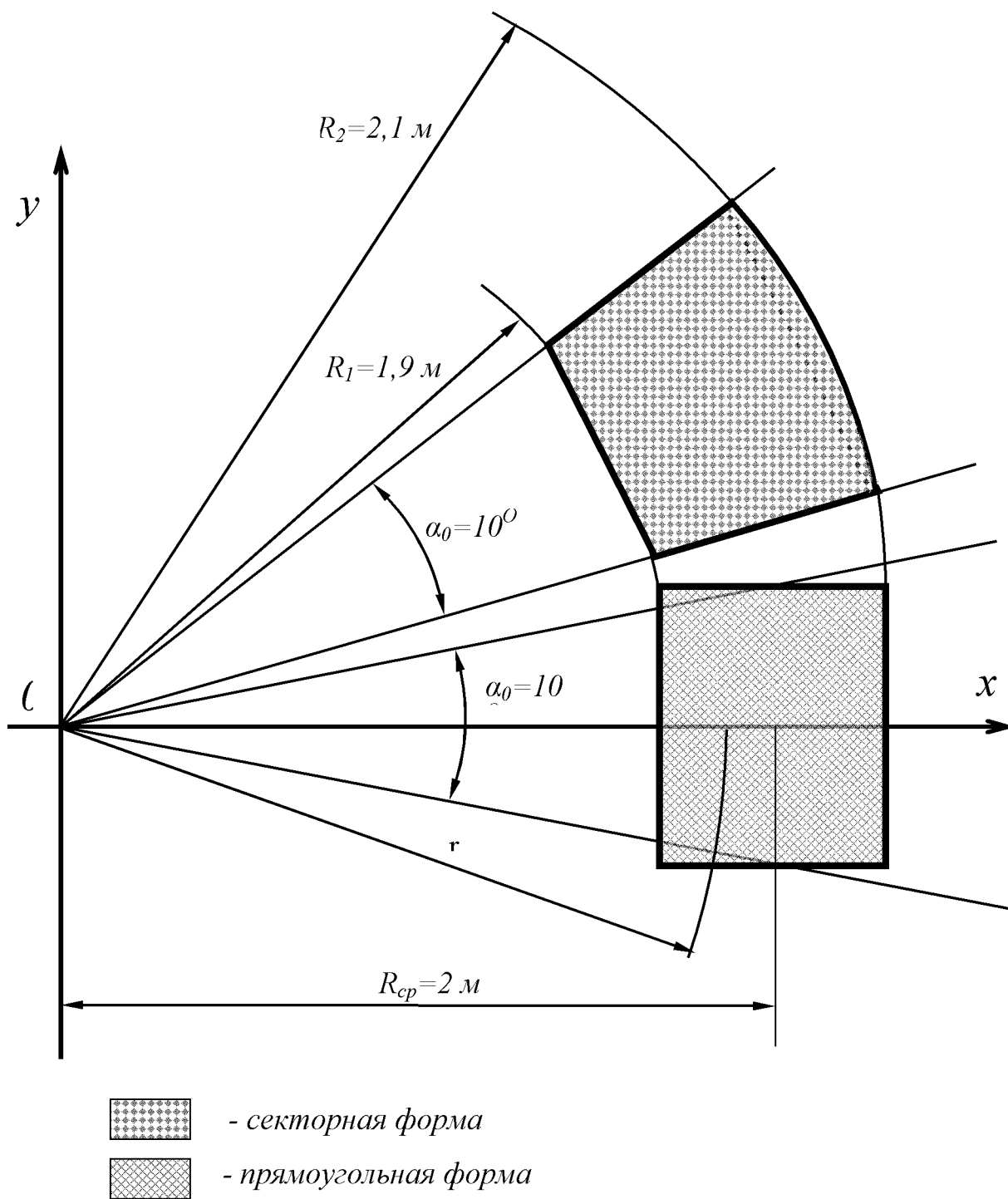


Рисунок 2 – Геометрия тормозной колодки прямоугольной и секторной формы

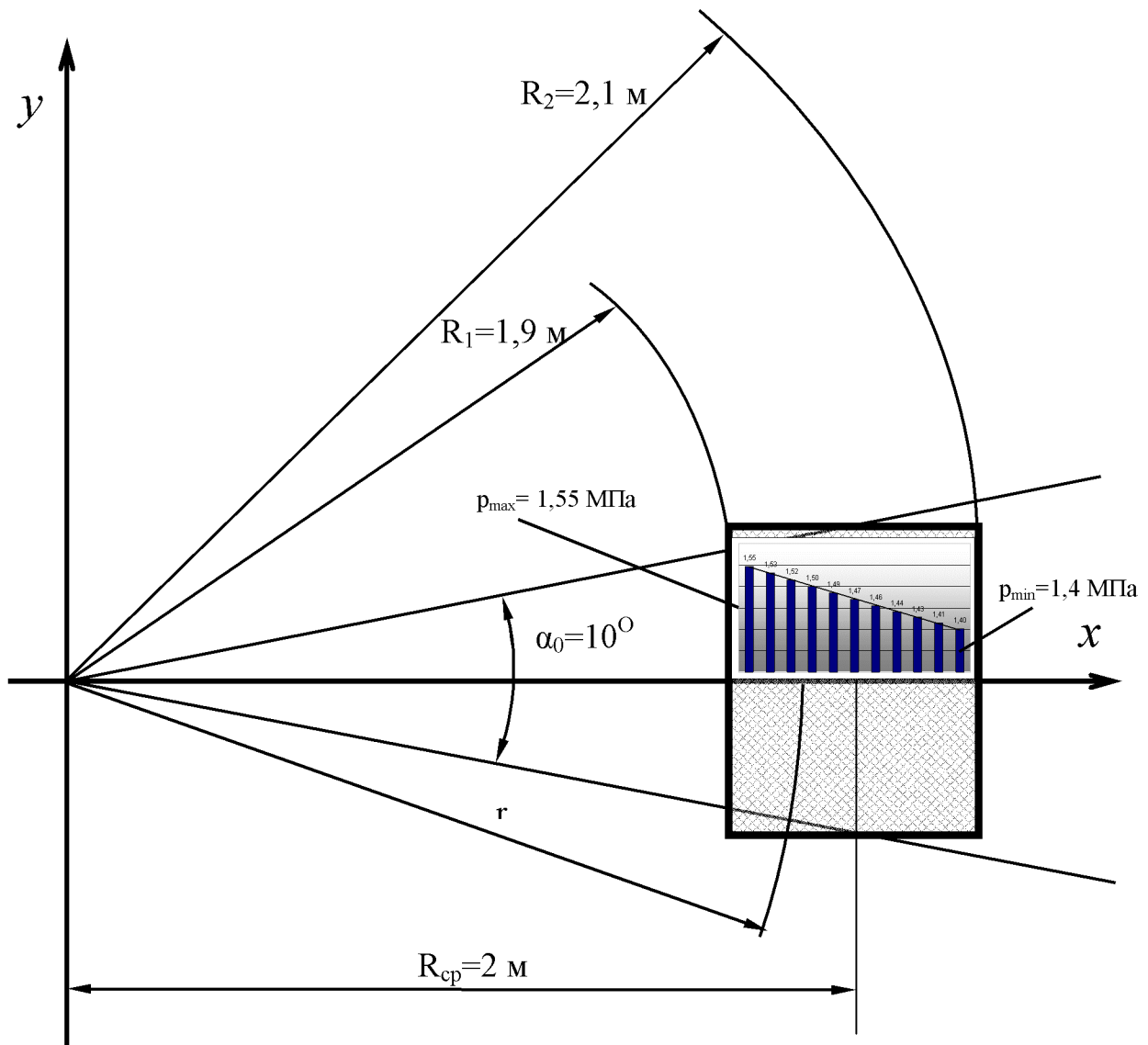


Рисунок 3 – Геометрия тормозной колодки и распределение удельных давлений

Принимаем тормозную колодку секторной формы и рассчитываем её площадь:

$$S = (R_2^2 - R_1^2) \cdot \frac{\alpha \cdot \pi}{180}, \quad (11)$$

$$S = (2,1^2 - 1,9^2) \cdot \frac{10^0 \cdot \pi}{180^0} = 0,14 \text{ м}^2.$$

Был выполнен расчет нагрева тормозной колодки 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.

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 железграфитной основе); расчетная температура во время торможения на поверхности трения при пятисекундном торможении составила 134,5 С для тормозной колодки (элемента) и 109,7 С – для тормозного диска, что не превышает максимально допустимой для выбранного фрикционного материала.

Список источников

- 1.Липаков А.Н. Новые тормозные системы для рудничных локомотивов,В сб. «Вопросы рудничного транспорта» под общ. Ред. Н.С.Полякова, №13, с.198-206.
- 2.Александров М.П. Тормозные кстройства: Справочник. – М.: 1984.
- 3.Транспрт электровозный рудничный: Общие требования безопасности , Гост 12.2.112-86 - 10 с.