

УДК

## ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАЗРАБОТКА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ АККУМУЛЯТОРНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА

Маценко В.Н., канд. техн. наук, проф., Чебаненко К.И., канд.  
техн. наук, проф., Головатый И.В. магистрант  
Донецкий национальный технический университет

*Выбрана и определены рациональные параметры тормозной системы аккумуляторного электровоза с целью повышения безопасности, снижения габаритов тормозных устройств, быстроты срабатывания, исключения износа бандажей колёс.*

С целью увеличения быстродействия срабатывания, снижения габаритов и исключения износа бандажей колёс, разработано дисковое тормозное устройство (рис.1), которое состоит из корпуса

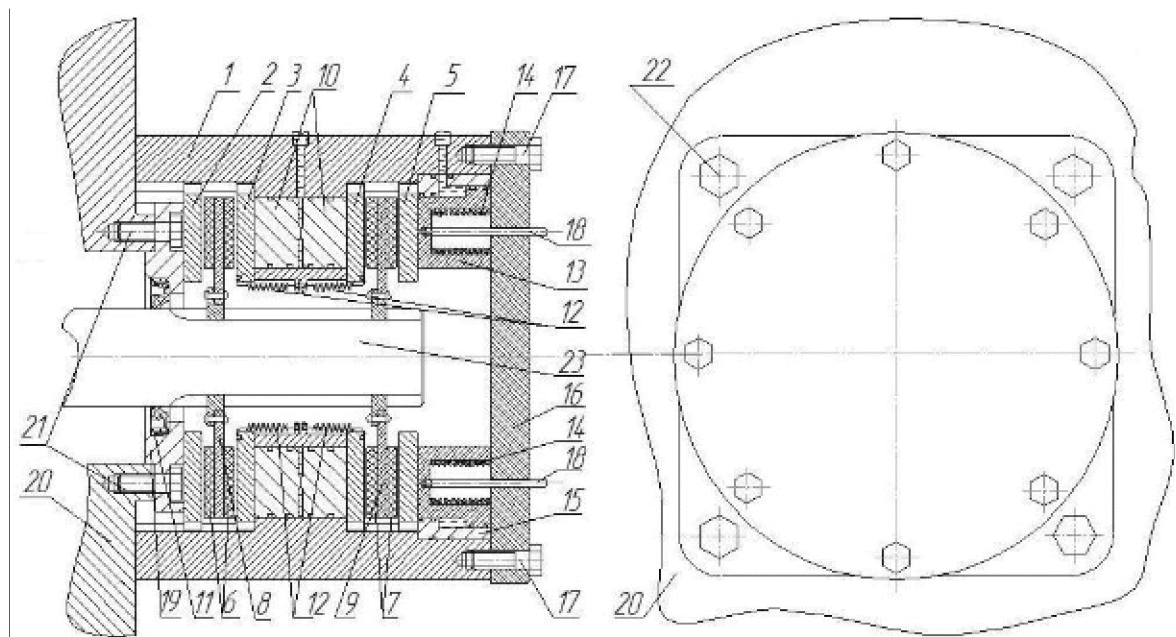


Рисунок 1 – Многодисковое тормозное устройство

тормозного устройства 1, неподвижных дисков 2, 3, 4, 5, фрикционных накладок 6, 7, вращающихся дисков 8, 9, поршней рабочего торможения 10, резиновой манжеты 11, возвратных пружин 12, поршня стояночного торможения 13, пружин сжатия 14 (4 пружины, расположенные в вертикальной и горизонтальной плоскостях), уплотнительного поршня 15, крышки 16, которая

крепиться к корпусу болтами 17, стержня индикаторного 18, крышки торцевой 19, которая крепиться к корпусу редуктора 20 болтами 21. С помощью болтов 22 тормозное устройство крепиться к корпусу редуктора 20.

Устройство работает следующим образом: рабочее торможение осуществляется при подаче рабочей жидкости в поршневую полость с помощью поршней 10, воздействующих на неподвижные диски 3 и 4, которые смещаются к фрикционным накладкам 6, 7 и прижимаются к неподвижным дискам 2 и 5, при растормаживании поршни 10 возвращаются с помощью возвратных пружин 12; стояночное торможение осуществляется путём прижатия поршня 13 с помощью четырех пружин 14, растормаживается путем подачи рабочей жидкости в поршневую полость поршня 13. Описанное тормозное устройство находится на двух осях электровоза.

В результате проведённых расчётов необходимый тормозной момент на одной оси электровоза, при расположении тормоза на валу колесной пары:  $M_m = 2962 (Н \cdot м)$  (коэф. сцепления с рельсами 0,17). При расположении на валу 23 тормозной момент будет:  $M_{m2} = 623,3 (Н \cdot м)$  [1].

В отличие от конструкции колодочного тормозного механизма, которое непосредственно воздействует на бандажи колес, многодисковое 2 (рис. 2) располагается на электровозе 1, таким образом, что прикреплено к редуктору 3 и находится между электродвигателем 4 и колесной парой 5. Это делает возможным снижение необходимого тормозного момента до 623,3 Нм, что позволяет применять более низкое давление в поршневой полости как для рабочего, так и для стояночного торможения, расчётное максимально допустимое значение которого составило 0,49 МПа при коэффициенте сцепления колёс с рельсами 0,17. При превышении максимального давления произойдет заклинивание колесных пар.

В процессе замыкания дискового тормоза происходит постепенное увеличение осевой силы, прижимающей диски друг к другу, от нуля до максимального значения. Соответственно от нуля до максимума возрастает и значение момента трения, развивающегося между трущимися поверхностями. Так как увеличение силы прижатия дисков сопровождается некоторым осевым перемещением дисков, прижимаемых действием момента трения к своим направляющим, то это перемещение вызывает появление осевой силы трения в

направляющих, также изменяющейся от нуля в первый момент касания поверхностей трения до максимума к моменту прекращения осевого движения дисков [2].

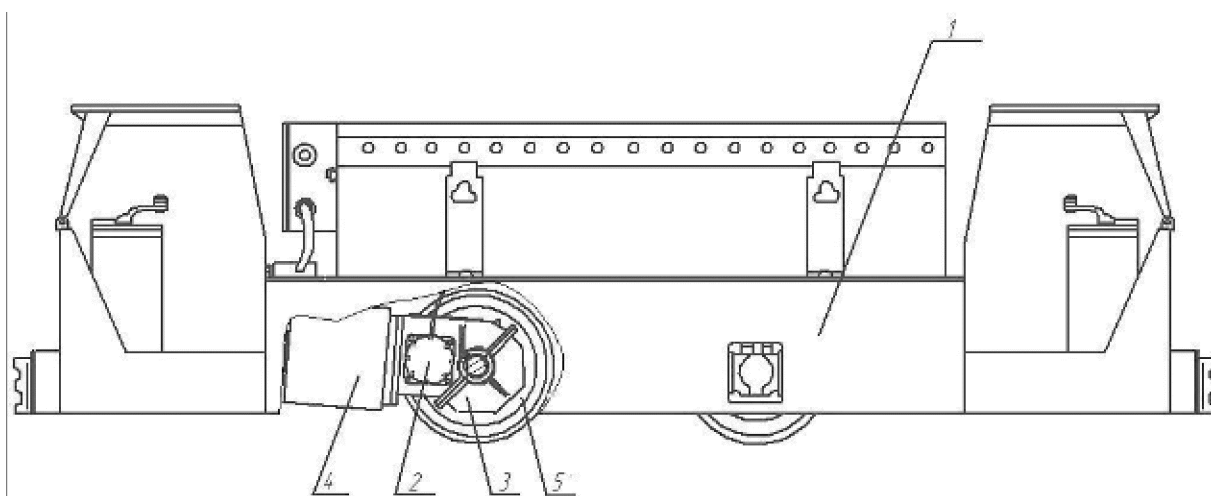


Рисунок 2 – Многодисковое тормозное устройство, смонтированное на редукторе

В конструкции, изображенной на рис. 1 за счет отдельной компоновки пар трения удалось уменьшить неравномерность моментов трения, развиваемых каждой трущейся парой. Так, при совместной компоновке момент трения первой пары составляет 150 Нм, в то время как последней – 31,5 Нм, при отдельной компоновке – момент трения первой пары 150 Нм, последней 108 Нм.

Приводом к дисковому тормозному устройству служит насосный гидропривод. Разработанная гидросхема изображена на рис. 3.

Гидравлическая система (рис. 3) состоит из шестеренчатого насоса 1, приводимого в действие электродвигателем 2, масляного бака 3, масляного фильтра 4, предохранительного клапана 5, двух педалей (тормозных кранов) 6, воздушно-масляного гидроаккумулятора 7, двух манометров 8, двух трехпозиционных золотников 9, золотникового клапана 10, двух гидроцилиндров рабочего торможения 11, двух гидроцилиндров стояночного торможения 12, реле давления 13, обратного клапана 14.

Система действует следующим образом: при нажатии на педаль 6 (рис. 3) в одной из кабин машиниста, сливная линия закрывается и открывается напорная, жидкость из гидроаккумулятора 7 поступает в золотниковый клапан 10, в результате поршень золотникового клапана перемещается и происходит затормаживание. Машинист

может регулировать давление уменьшением или увеличением усилия на педали.

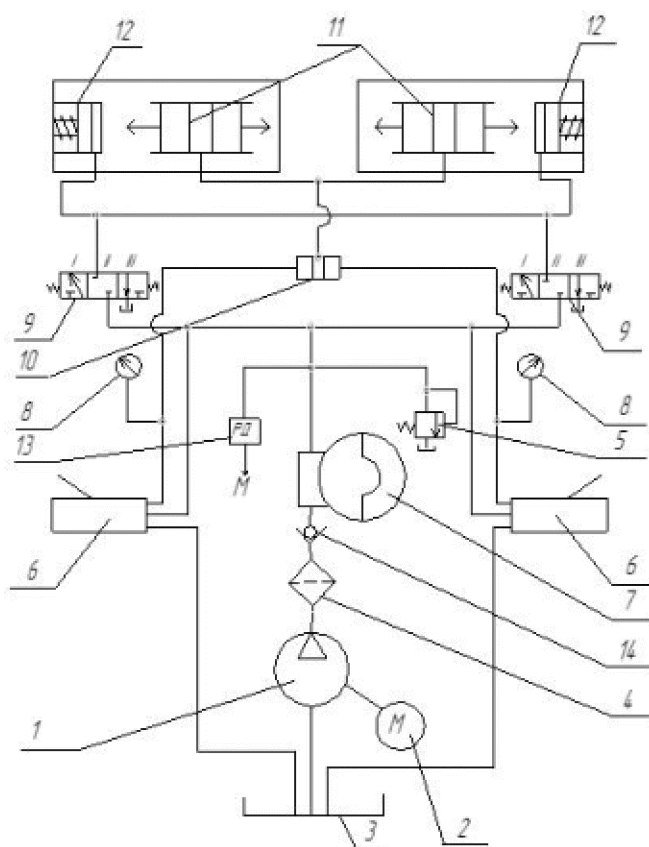


Рисунок 3 – Гидравлическая схема

При стояночном торможении при переводе рукоятки в III положение жидкость из двух гидроцилиндров 12 направляется на слив и усилием пружины происходит затормаживание.

Реле давления 13 отключает электродвигатель 2 при достижении давления в гидроаккумуляторе 7 0,63 МПа и включает при снижении давления до 0,49 МПа. Предохранительный клапан 5 служит для автоматического выпуска избытка жидкости при чрезмерном повышении давления.

При исследовании зависимости тормозного пути от давления в поршневой полости поршней рабочего торможения были получены графики, изображенные на рис. 4 (при коэффициенте сцепления колес с рельсами 0,09). Данные графики построены при различной скорости начала торможения гружёного состава.

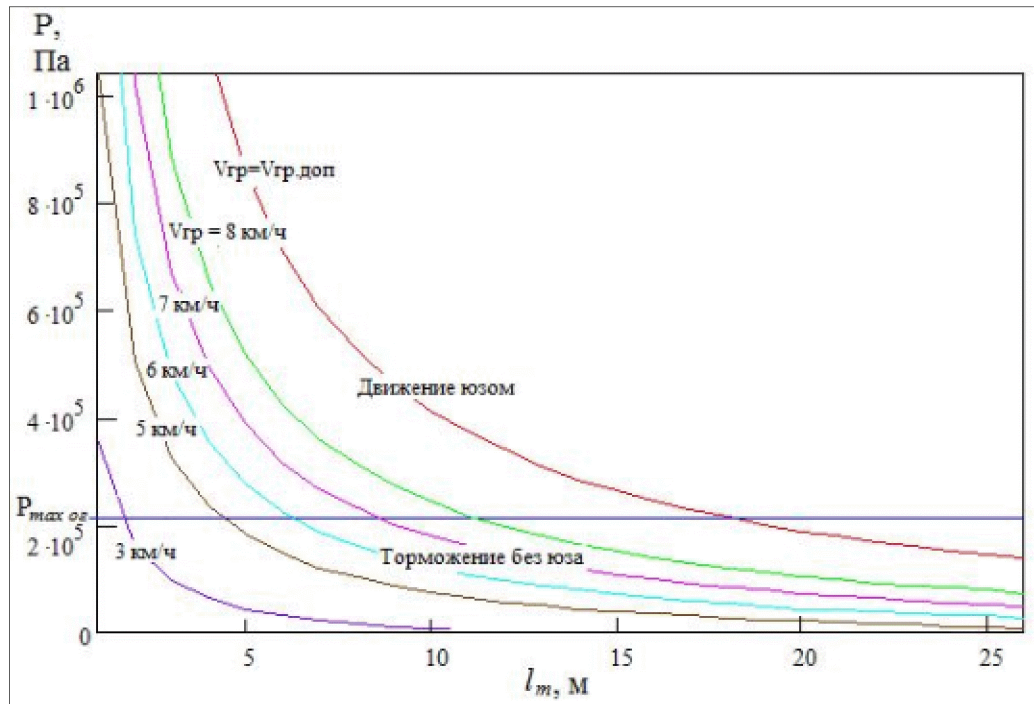


Рисунок 4 – Зависимость тормозного пути от давления

Список источников.

1. Волотковский С.А. Рудничная электровозная тяга / Волотковский С.А.– М.: Недра, 1981. – 230 с.
2. Тормозные устройства: Справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев, Н. В. Новожилов – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.