

# Разработка дискового тормоза для отечественного скоростного железнодорожного транспорта



**А. А. Мошков,**  
инженер-конструктор 1 кат.  
ОАО «Транспневматика»



**Е. С. Сипягин,**  
генеральный конструктор  
по тормозным системам  
ОАО «Транспневматика»

Реализация Стратегии развития железнодорожного транспорта в РФ до 2030 г. предусматривает организацию скоростных пассажирских и грузовых контейнерных перевозок. Повышение скорости подвижного состава при сохранении высокого уровня безопасности движения требует применения новых эффективных тормозных средств. Специалисты ОАО «Транспневматика» разработали рациональную конструкцию дискового тормоза для пассажирских вагонов и грузовых платформ, которая обеспечивает необходимые режимы торможения подвижного состава на скоростях до 250 км/ч.

Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 г., утвержденная постановлением Правительства РФ № 877-р от 17 июня 2008 г., предусматривает организацию скоростных пассажирских и грузовых контейнерных перевозок в качестве одного из основных мероприятий, способных повысить эффективность транспортной системы. Планируется ввести в эксплуатацию грузовые платформы с конструкционной скоростью 140 км/ч и пассажирские поезда, скорость движения которых составит 200, 250 и 350 км/ч.

Повышение скорости тягового и моторвагонного подвижного состава при сохранении высокого уровня безопасности движения требует применения новых эффективных тормозных средств.

## Преимущества диска

Научные исследования и опыт эксплуатации показывают, что для скоростных поездов в качестве пневматического тормозного устройства целесообразно использование дискового тормоза. Традиционный колодочный тормоз не может применяться из-за слишком высокой температуры, возникающей в ходовом колесе.

Дисковый тормоз имеет значительные преимущества: поверхность трения находится на тормозном диске; выбор материалов пары трения имеет достаточно широкий диапазон; выбор рациональной конструкции деталей пары трения позволяет значительно снизить температуру при торможении; обеспечивается высокая скорость изменения тормозного нажатия при работе противознозных систем и др.

В развитии отечественного дискового тормоза для скоростных поездов активное участие принимают ОАО «Транспневматика» (г. Первомайск, Нижегородская обл.), МГУПС (г. Москва), ЗАО «ТИВ» (г. Тверь), ОАО «ВНИКТИ» (г. Коломна).

С 2008 г. инженеры ОАО «Транспневматика» проводят по данной теме научно-исследовательскую и проектно-конструкторскую работу. К настоящему времени разработаны и изготовлены опытные образцы дискового тормоза



Рис. 1. Примеры современных конструкций тормозных блоков дискового тормоза для железнодорожного транспорта. Производители: а) ОАО «ТВЗ» (г. Тверь); б) «Knorr-Bremse» (Германия); в) «DAKO» (Чехия); г) «Faiveley», (Франция); д) «Wabtec» (США); е) «IBRE Sarl» (Франция)

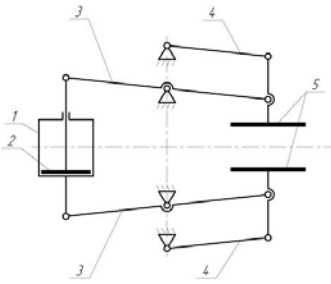


Рис. 2. Структурная схема плоского клещевго механизма тормозного блока. 1 – тормозной цилиндр; 2 – поршень тормозного цилиндра; 3 – рычаги-клещи; 4 – звенья, образующие параллелограммные контуры; 5 – звенья, на которые крепятся фрикционные накладки

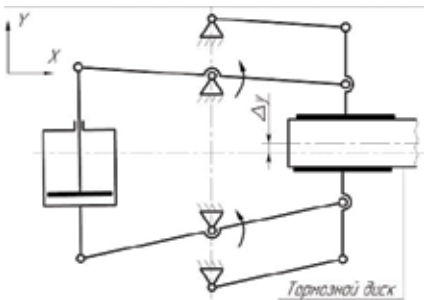


Рис. 3. Схема клещевго механизма в момент компенсации поперечного перемещения колесной пары

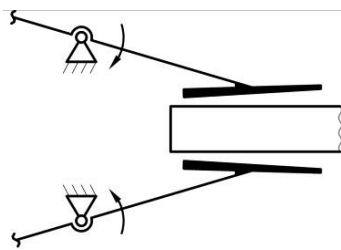


Рис. 4. Неравномерный горизонтальный износ фрикционных накладок

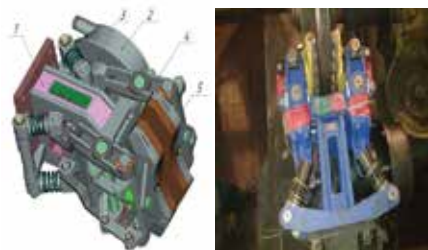


Рис. 5. Дисковый тормоз для скоростных пассажирских вагонов: 1 – корпус; 2 – тормозной цилиндр; 3 – регулятор зазора; 4 – рычаги-клещи; 5 – фрикционные накладки



Рис. 6. Невентилируемый тормозной диск. 1 – стальная ступица, предназначенная для прессовой посадки на ось колесной пары вагона; 2 – венец из стали 20×13 диаметром 640 мм и толщиной 40 мм, торцевые поверхности которого являются поверхностями трения



Рис. 7. Фрикционная накладка из фрикционного материала Диафрикт-4К в виде круглых бонок



Рис. 8. Тормозной блок усл. № 743 и тормозной диск усл. № 744

для подвижного состава с конструкционными скоростями до 250 км/ч, проведены стендовые динамические исследовательские испытания, предварительные испытания, ресурсные и климатические испытания, проводится подготовка к приемочным испытаниям. Один блок предназначен для установки на скоростные грузовые платформы с конструкционной скоростью до 140 км/ч, другой – для установки на электровоз ЭП20 с конструкционной скоростью до 200 км/ч. Базовые конструкции элементов дискового тормоза позволяют создавать модификации под любой тип подвижного состава с максимальной унификацией.

### Итоги экспериментов

Научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки привели к любопытным выводам, главные из которых приведены ниже.

Анализ известных конструкций тормозных блоков дискового тормоза (рис. 1) для железнодорожного транспорта показал, что они не удовлетворяют полностью условиям обеспечения равномерности износа фрикционных накладок и компенсации смещений колесной пары с тормозным диском относительно тормозного блока.

С целью устранения данного недостатка разработана кинематическая схема (рис. 2), обеспечивающая компенсацию поперечного перемещения колесной пары (рис. 3) и равномерность горизонтального износа фрикционных накладок (пример неравномерного износа показан на рис. 4) за счет применения параллелограммных контуров, образованных звеньями 3, 4, 5 и стойкой.

Чтобы подтвердить результаты теоретической оценки параметров механизма тормозного блока, были проведены экспериментальные исследования опытного образца дискового тормоза (рис. 5) для скоростных пассажирских вагонов на инерционном стенде ЗАО «ТИВ». Исследованию была подвергнута пара трения, состоящая из серийно выпускаемого стального (20×13) невентилируемого диска (рис. 6) производства ОАО «ТВЗ» и накладок (рис. 7) производства ОАО «Фритекс» с металлокерамическим (Диафрикт-4К) фрикционным материалом.

В итоге определено, что полученные силовые характеристики и КПД механизма опытного образца тормозного блока очень близки к расчетным с расхождением примерно на 5 %. Принятые теоретические решения по структуре механизма и конструктивные решения тормозного блока показали положительные результаты (в частности применение параллелограммного контура обеспечило очень малую величину – менее 1 % – клинового износа накладок). Фрикционно-износные свойства и уровень нагрева деталей пар трения удовлетворяют требованиям норм безопасности НБ ЖТ ЦТ 020-99.

Одновременно проводилось проектирование тормозного диска, ориентированное на применение фрикционной пары, состоящей из композиционных накладок и чугунного диска. При этом диск должен быть вентилируемым.

В результате изготовлены и подвергнуты стендовым испытаниям опытные образцы тормозных дисков, предназначенных для установки на ось колесной пары вагона и на колесо локомотива.

### Методика разработки рациональной конструкции тормозного блока

Проведенная расчетно-исследовательская и экспериментальная работа по оценке и определению основных параметров дискового тормоза позволила создать методику по разработке рациональной конструкции тормозного блока и тормозного диска.

Примерами результатов применения данной методики являются два образца дисковых тормозов производства ОАО «Транспневматика», которые сейчас находятся на этапе подготовки к приемочным испытаниям. Первый тормоз состоит из тормозного блока усл. № 743 и тормозного диска усл. № 744



Рис. 9. Тормозной блок усл. № 740 и тормозной диск усл. № 798

(рис. 8). Он проектировался для установки на грузовую платформу с конструктивной скоростью до 140 км/ч. Платформа находится на этапе проектирования КД в ОАО «ВНИКТИ».

Второй тормоз состоит из тормозного блока усл. № 740 и тормозного диска усл. № 798 (рис. 9). Он проектировался для установки на локомотив ЭП20 с конструктивной скоростью до 200 км/ч производства ОАО «НЭВЗ».

Структурные схемы механизмов тормозных блоков 740 и 743 приведены на рис. 10 и рис. 11.

В качестве результатов силового расчета получены значения ниже следующих основных параметров механизмов тормозных блоков.

Для механизма 740 зависимость КПД от величины износа деталей пары трения приведена на графике (рис. 12).

**Примечание:** так как схема механизма тормозного блока 740 (рис. 10) несимметрична, на графике (рис. 12) кривая 1 соответствует кинематической цепи с выходным звеном 9, а кривая 2 — кинематической цепи с выходным звеном 10. В зависимости от величины фрикционного износа передаточные числа указанных кинематических звеньев механизма находятся в пределах:

- для кинематической цепи с выходным звеном 9 — 4,29–4,33;
- для кинематической цепи с выходным звеном 10 — 4,02–4,22.

Имея указанные параметры механизма, тормозной блок с тормозным цилиндром диаметром 125 мм обеспечивает усилие нажатия накладок в пределах:

- для кинематической цепи с выходным звеном 9  $\approx 1798\text{--}1814$  (кгс)  $\approx 17620\text{--}17777$  (Н);
- для кинематической цепи с выходным звеном 10  $\approx 1684\text{--}1768$  (кгс)  $\approx 16503\text{--}17324$  (Н).

Соответственно суммарное усилие нажатия накладок находится в

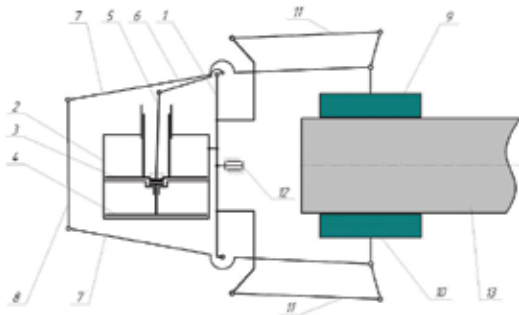


Рис. 10. Структурная схема механизма тормозного блока 740. 1 — корпус; 2 — цилиндр рабочего и стояночного приводов; 3 — поршень рабочего привода; 4 — поршень стояночного пневмопривода; 5 — качающийся шток; 6 — поводок; 7 — рычаги-клещи; 8 — регулятор зазора между накладками и диском; 9, 10 — колодки с закрепленными на них фрикционными накладками; 11 — жесткие звенья, образующие параллелограммные контуры; 12 — подвес к раме тележки; 13 — тормозной диск

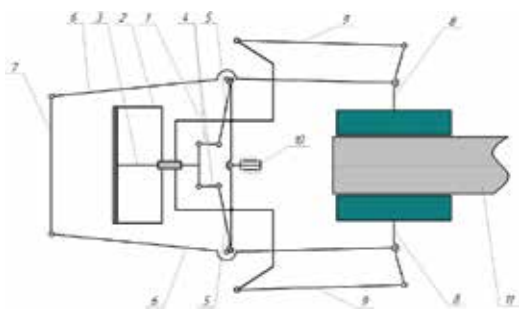


Рис. 11. Структурная схема механизма тормозного блока 743. 1 — корпус; 2 — цилиндр пневмопривода; 3 — поршень пневмопривода; 4 — жесткие звенья; 5 — поводки; 6 — рычаги-клещи; 7 — регулятор зазора между накладками и диском; 8 — колодки с закрепленными на них фрикционными накладками; 9 — жесткие звенья, образующие параллелограммные контуры; 10 — подвес к раме тележки; 11 — тормозной диск

пределах:  $\approx 3482\text{--}3582$  (кгс)  $\approx 34123\text{--}35101$  (Н).

Суммарное усилие нажатия накладок, полученное при испытании опытного образца блока без износа деталей, составило  $\approx 3600$  (кгс)  $\approx 35280$  (Н), что имеет расхождение с расчетным значением на  $\approx 3,3\%$  в сторону увеличения.

Для механизма 743 зависимость КПД от величины износа деталей пары трения приведена на графике (рис. 13).

**Примечание:** так как схема механизма тормозного блока 743 (рис. 11) симметрична, на графике (рис. 13) кривая соответствует обеим кинематическим цепям с выходным звеном 9. В зависимости от величины фрикционного износа передаточные числа указанных кинематических звеньев механизма для кинематической цепи с выходным звеном 9 находятся в пределах  $4,81 \div 4,85$ .

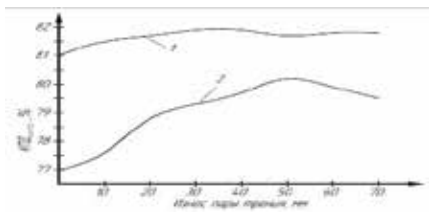


Рис. 12. График зависимости КПД механизма 740 от величины износа деталей пары трения

Имея указанные параметры механизма, тормозной блок с тормозным цилиндром диаметром 160 мм обеспечивает суммарное усилие нажатия накладок в пределах:  $\approx 3468\text{--}3497$  (кгс)  $\approx 33986\text{--}34271$  (Н).

Суммарное усилие нажатия накладок, полученное при испытании опытного образца блока без износа деталей, составило  $\approx 3630$  (кгс)  $\approx 35574$  (Н), что имеет расхождение с расчетным значением на  $\approx 4,5\%$  в сторону увеличения.

### Испытания тормозных блоков

Основным преимуществом конструкций изготовленных образцов тормозных блоков 740 и 743 являются достаточно малые габариты и масса при обеспечении необходимого усилия нажатия накладок на диск за счет большого передаточного числа механизмов блоков. Передаточные числа

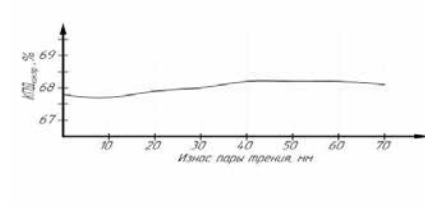


Рис. 13. График зависимости КПД механизма 743 от величины износа деталей пары трения

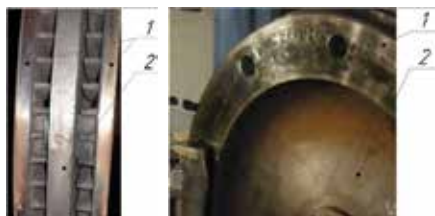


Рис. 14. Опытный образец тормозного диска 798, предназначенный для установки на колесо  
1 – венец; 2 – колесо

механизмов и диаметры цилиндров пневмоприводов при необходимости могут быть изменены в достаточно широком диапазоне, что позволит применить модернизированные конструкции указанных тормозных блоков для любого вида железнодорожного транспорта.

Тормозные блоки прошли предварительные испытания, в том числе климатические ( $-60...+80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и ресурсные (не менее 20 000 циклов срабатываний при максимальном давлении воздуха в тормозном цилиндре). В реальности каждый блок испытал более 60 000 циклов срабатываний.

Испытания опытных образцов блоков на инерционном стенде проводили на базе ОАО «ВНИКТИ» соответственно с опытными образцами тормозных дисков 744 и 798. В качестве пары трения для дисков применялись: накладки AV1, серийно производимые фирмой Italian brakes (Италия), и опытные образцы накладок COSID 828, изготовленные фирмой «Фритекс» (г. Ярославль) по нормам международного стандарта UIC-541-3 (испытания накладок COSID 828 проводились только с диском 798).

Диски подвергали испытаниям с целью подбора необходимого материала и конструкции, а основными проверяемыми параметрами при испытаниях были коэффициент трения, износостойкость и термопрочность.

Тормозной диск 798 (рис. 14) предназначен для установки на колесо, состоит из двух вентилируемых колец из фрикционного материала (серый или легированный чугун). Изначальным требованием к конструкции диска было обеспечение взаимозаменяемости с диском производства фирмы Faiveley, который сегодня устанавливается на колесо локомотива ЭП20, поэтому некоторые конструктивные решения были заимствованы.

Тормозной диск 744 (рис. 15) предназначен для установки на ось колесной пары, состоит из стальной ступицы (для



Рис. 15. Опытный образец тормозного диска 744, предназначенный для установки на ось колесной пары  
1 – ступица; 2 – венец

запрессовки на ось) и вентилируемого венца из фрикционного материала (серый или легированный чугун). Конструкция данного диска разработана инженерами ОАО «Транспневматика» при участии инженеров ОАО «ВНИКТИ».

В результате испытаний получены значения следующих основных параметров тормозных дисков:

- средний коэффициент статического трения фрикционной пары серый или легированный чугун и AV1 равен 0,18;
- средний коэффициент статического трения фрикционной пары серый или легированный чугун и COSID 828 равен 0,20;
- коэффициент трения при разных режимах торможения фрикционной пары серый или легированный чугун и AV1 находится в пределах 0,3–0,45;
- коэффициент трения при разных режимах торможения фрикционной пары серый или легированный чугун и COSID 828 находится в пределах 0,33–0,46;
- величина износостойкости накладки AV1 с диском 744 составила  $0,86\text{ см}^3/\text{кВт}\cdot\text{ч}$ ;
- величина износостойкости накладки AV1 с диском 798 составила  $0,8\text{ см}^3/\text{кВт}\cdot\text{ч}$ ;
- величина износостойкости накладки COSID 828 с диском 798 составила  $0,3\text{ см}^3/\text{кВт}\cdot\text{ч}$ . **Примечание:** величину износа дисков в процессе испытаний было сложно оценить из-за ее очень малого размера;
- в процессе испытаний пары трения (чугунный диск и накладка AV1) возникли кольцевые свечения светло-красного цвета, т.е. поверхностная температура приближалась к  $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; максимальная объемная температура диска 798 достигала  $210\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; максимальная объемная температура диска 744 достигала  $390\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- в процессе испытаний пары трения (чугунный диск и накладка COSID 828) кольцевые свечения не возникали, но возникали свечения малинового цвета длиной не более 50 мм с выходом из-

под накладки, т. е. поверхностная температура приближалась к  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; максимальная объемная температура диска достигала  $205\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

• конструкция диска 798 в процессе испытаний гарантированно подвергается возникновению трещин в области отверстий под крепежные детали; размеры трещин не превышают требований норм безопасности, но конструкция диска требует модернизации;

• конструкция диска 744 успешно прошла весь цикл испытаний.

Таким образом, разработаны и изготовлены опытные образцы современных отечественных дисковых тормозов для железнодорожной техники, готовые к проведению приемочных и эксплуатационных испытаний. **П**

#### Литература

1. Чичинадзе А. В., Гинзбург А. Г., Кожемякина В. Д. Оценка режима работы пары трения фрикционного тормоза нового высокоскоростного железнодорожного подвижного состава на стадии проектирования // Проблемы машиностроения и автоматизации. 1992. № 6. С. 29–41.
2. Турков А. И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного подвижного состава: дис. ... д-ра техн. наук. Хабаровск, 1982. 349 с.
3. Тищенко П. А. Нестационарные температурные поля в элементах дискового тормоза скоростного вагона с учетом неустойчивости теплового контакта: дис. ... канд. техн. наук. Брянск, 2003. 175 с.
4. Байбакова Е. Н. Тепловое состояние дискового тормоза высокоскоростного подвижного состава: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛИИЖТ, 1986. 22 с.
5. Карпычев В. А. Разработка метода системного анализа автотормоза грузового подвижного состава: дис. ... д-ра техн. наук. М., 2000.
6. Солодилов В. Я., Гулак В. А. Структурный анализ и синтез тормозных рычажных передач подвижного состава: методич. указания. М.: МИИТ, 2006.
7. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; под ред. К. В. Фролова. М.: Высш. шк., 1987. 496 с.
8. Вагоны. Проектирование, устройство и методы испытаний / под ред. канд. техн. наук Л. Д. Кузьмича. М.: Машиностроение, 1978.