

УДК 629.4.-592.117 : 001.891.5

А.В. Гречко, Ю.Я. Водяников, Л.С. Ольгард, Д.А. Донченко

**ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ.
ИССЛЕДОВАНИЯ, АНАЛИЗ И ОЦЕНКА
ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ**

Описаны основные особенности тормозных систем пассажирских вагонов с колодочным и дисковым тормозами. Показано, что вагоны нового поколения оборудуются электронной системой управления тормозами, включая противоюзную защиту. Предложен расчетно-экспериментальный метод определения характеристик тормозных систем пассажирских и грузовых вагонов с использованием математической модели, входными данными для которой являются результаты ходовых тормозных испытаний. Расчетные исследования позволяют провести анализ свойств тормозной системы во временной области. Апробация метода на примере пассажирского вагона с дисковым тормозом показала хорошее совпадение с результатами экспериментальных исследований и может быть использована для оценки характеристик тормозных процессов вагонов во временной области. Описан программный комплекс для исследования тормозных систем единиц подвижного состава. Показаны его основные достоинства, состоящие в дружественном для пользователя интерфейсе, а также возможности расширения диапазона исследуемых параметров. Приведены расчетные зависимости для пересчета тормозной эффективности пассажирского вагона с дисковым тормозом на тормозную эффективность колодочного тормоза.

Задача создания конкурентоспособных конструкций транспортных средств подвижного состава железных дорог, обеспечивающих надежность в эксплуатации и улучшенные показатели комфорта, выдвигает повышенные требования к конструкции основных узлов вагонов и, в частности, к тормозным системам, отвечающим требованиям международных стандартов.

В этой связи дальнейшее развитие железнодорожного транспорта предусматривает существенное качественное изменение автотормозной техники, связанное с необходимостью повышения удельной тормозной силы поездов, особенно в диапазоне высоких скоростей, и улучшением управляемости длинносоставными поездами при движении их в тормозных режимах.

Создание высокоскоростного пассажирского движения в одну из основных выдвигает задачи создания высоконадежных и эффективных тормозных систем.

Решение указанных задач связано с большими конструкторскими, расчетными и исследовательскими работами, успех которых во многом будет зависеть от выбранных способов расчета, правильности принятых исходных положений и расчетных нормативов, а также методики исследования различных процессов и работоспособности тех или иных элементов нового тормозного оборудования.

© *А.В. Гречко, Ю.Я. Водяников, Л.С. Ольгард, Д.А. Донченко, 2014*

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

За последние годы в ряде научно-исследовательских учреждений, промышленных предприятий СНГ и в Европе накоплен большой опыт по конструированию и исследованию автотормозной техники. Кроме того, осуществлены экспериментальные и теоретические исследования сцепления колес с рельсами при торможении. Изысканы новые фрикционные материалы, в результате чего появились нормативы в виде зависимости коэффициентов трения от скорости движения и других факторов. Проведены расчеты, а также исследования электрических цепей и электрической аппаратуры для тормозной системы поезда.

В настоящее время на большинстве пассажирских вагонах используются колодочные тормоза с приводом от одного тормозного цилиндра, расположенного в средней части рамы вагона, и рычажной передачи, обеспечивающей двухстороннее нажатие колодок на колеса (рис. 1).

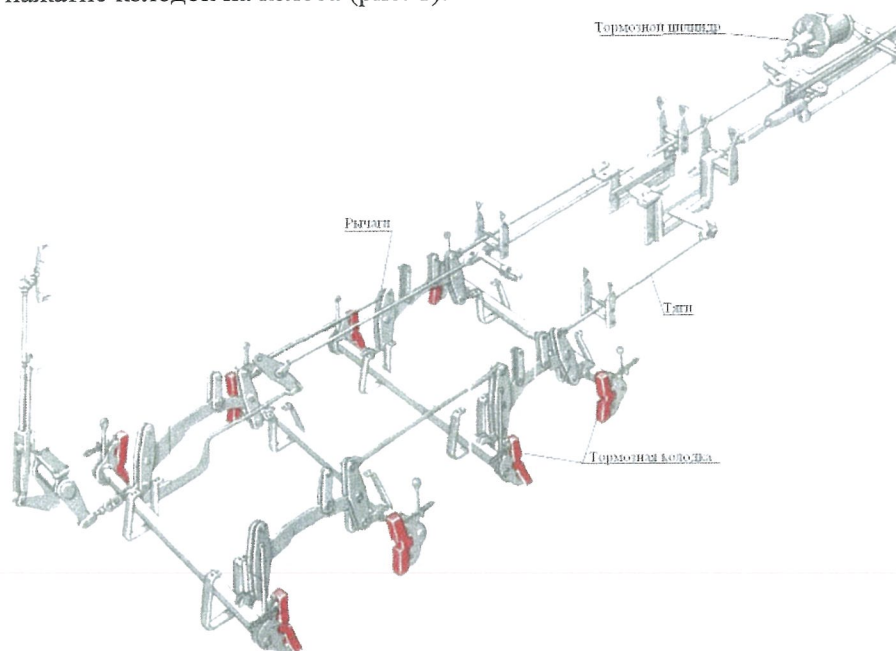


Рис. 1. Тормозная рычажная передача пассажирского вагона с колодочным тормозом

Поскольку кинетическая энергия поезда прямо пропорциональна квадрату его скорости движения, то для ее быстрого перевода в тепловую и механическую требуются мощные и эффективные тормозные средства. Пара трения колодка-колесо при скоростях выше 160 км/ч не успевает отводить возникающее тепло даже при чугунных тормозных колодках.

Кроме того, применение колодочных тормозов приводит к перегреву колес, их износу и появлению дефектов на поверхности катания.

Это вызывает необходимость переноса тепла с поверхности катания колеса на специальные, хорошо вентилируемые диски, устанавливаемые на оси колесной пары (рис. 2) или непосредственно на каждом колесе (рис. 3).

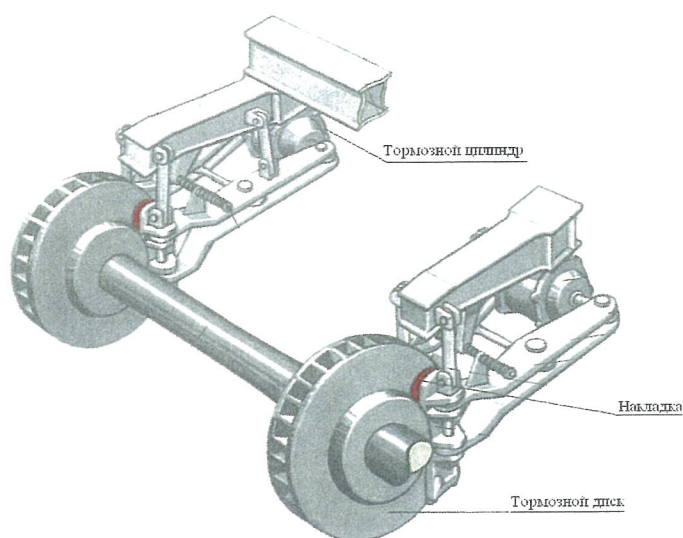


Рис. 2. Дисковый тормоз, установленный на оси колесной пары

Такая конструкция обеспечивает ряд преимуществ, связанных с возможностью выбора хороших фрикционных характеристик пары трения, ее необходимой площади, быстрого отвода тепла, а также применения простейшей рычажной передачи с минимальными потерями и высоким быстродействием.

Одним из недостатков дискового тормоза является отсутствие очистки поверхности катания колеса, что на загрязненных рельсах приводит к уменьшению силы сцепления практически в два раза и повышает вероятность возникновения юза. Попытки использовать для этих целей специальные очищающие колодки или создавать колодочно-дисковые тормоза не дали положительного результата. В первом случае не достигаются необходимые усилия, а во втором - механическая часть тормоза существенно усложнялась, что снижало ее эффективность и создавало трудности в обслуживании.

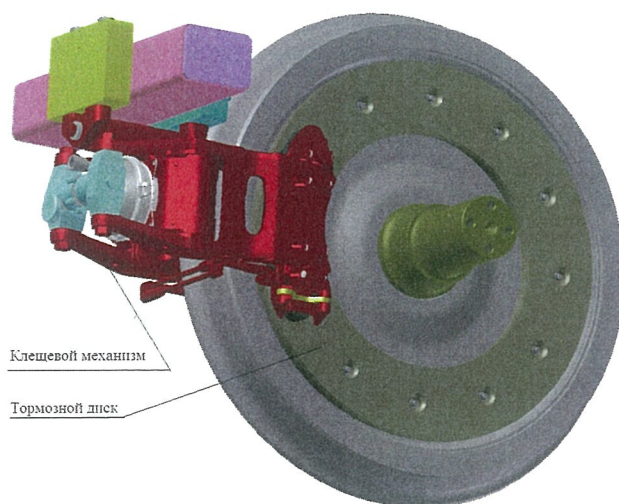


Рис. 3. Дисковый тормоз, установленный на колесе колесной пары

В этой связи перспективным является применение быстродействующих электронных противоюзных устройств с такими алгоритмами работы, которые позволяют управлять движением колесных пар, создавая их небольшое проскальзывание и самоочистение без существенных повреждений. При этом каждый вагон поезда, оборудованный указанными устройствами, «просушивает» рельсы и улучшает условия торможения для последующего вагона.

Особенно актуально применение таких устройств в связи с широким использованием в последние годы лубрикаторов для снижения износа гребней колес и рельсов и не дающих гарантий отсутствия используемой смазки на поверхности катания.

Дальнейшее увеличение тормозной эффективности поездов для освоения скоростей 160 км/ч и более требует применения тормозов, эффективность которых не ограничивается силой сцепления колеса с рельсом. К ним относятся магниторельсовый (МРТ) и вихретоковый тормоза. Первый имеет четыре индукционных тормозных башмака на вагоне, расположенных между колесными парами тележек на высоте около 140 мм над рельсами в нерабочем состоянии. Фрикционная поверхность башмаков выполнена из серого чугуна с глобулярным графитом, а приводятся они в рабочее положение пневматическим приводом на расстоянии 10-15 мм над рельсами. Затем в обмотки подается электрический ток от аккумуляторных батарей вагона и за счет сил самоиндукции происходит прижатие каждого тормозного башмака к рельсам с усилием около 100 кН. Этим создается тормозная сила, направленная в сторону, противоположную движению. Величина ее не регулируется, и при скорости 20 км/ч МРТ выключается, чтобы не создавать чрезмерных замедлений и не разряжать аккумуляторы.

МРТ снижает тормозной путь на 30-40 % по отношению к тому, который получается при полном служебном торможении. Его применение также актуально на карьерном транспорте при крутых спусках 60 % и более, а также в городских условиях на трамваях при пониженном сцеплении колес с рельсами.

Главным недостатком этого тормоза является необходимость содержания большого аккумуляторного хозяйства (для обеспечения автономности) со всеми вытекающими последствиями. Мощность потребляемой электроэнергии составляет около 6 кВт на вагон. Кроме того, вес вагона, оборудованного МРТ, возрастает примерно на 5 %, как и его стоимость.

Вихретоковый тормоз конструктивно похож на дисковый тормоз или МРТ. В нем применяются постоянные магниты с высокой коэрцитивной силой, которые при торможении приближаются к диску (алюминиевому) или рельсу на расстояние около 5 мм, но не соприкасаются с ними, наводя в последних вихревые токи (токи Фуко). Более известны конструкции такого тормоза с ферромагнитным сердечником и обмоткой. За счет взаимодействия магнитных полей возникает сила, направленная против движения. При токах в катушках тормозного башмака от 250 до 500А тормозная сила находится в пределах 2,5-8,0 кН.

Преимуществом этого тормоза является отсутствие износа, а недостатком - снижение эффективности при уменьшении скорости движения. Вес башмаков вихретоковых тормозов составляет примерно 870 кг на одну тележку, что в 1,7 раза больше, чем у МРТ. Кроме того, при интенсивном движении поездов, применяющих такой тормоз, возникают ограничения по допустимому нагреву рельсов. По этой причине этот тормоз пока не вышел за рамки экспериментальных испытаний.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Необходимо заметить, что на высокоскоростном подвижном составе наряду с рассмотренными широко применяются электрические тормоза (реостатные или рекуперативные), которые имеют ряд преимуществ по сравнению с фрикционными тормозами и используются в сочетании с ними.

Реализация высокоскоростного пассажирского движения со скоростями 200 км/ч и более, как показывает мировой опыт, возможна с использованием электроподвижного состава.

Тормозная система высокоскоростных поездов оснащается следующими видами тормозов:

- электродинамическим тормозом;
- электропневматическим прямодействующим фрикционным дисковым тормозом;
- пневматическим не прямодействующим фрикционным дисковым тормозом (резервный, автоматический);
- автоматическим стояночным тормозом с пружинным аккумулятором, который воздействует на накладку фрикционного дискового тормоза вагона;
- магниторельсовым тормозом (при необходимости).

Пневматическое оборудование тормозной системы высокоскоростного поезда по своему функциональному назначению может быть представлено в виде следующих составных частей:

- система питания тормоза сжатым воздухом;
- приборы управления и контроля;
- приборы безопасности;
- приборы торможения и отпуска;
- тележечное тормозное оборудование.

Управление тормозами осуществляется контейнерным блоком (рис. 4), который располагается в подвагонном пространстве и содержит функционально увязанные между собой блоки (модули), представленные на рис. 5.

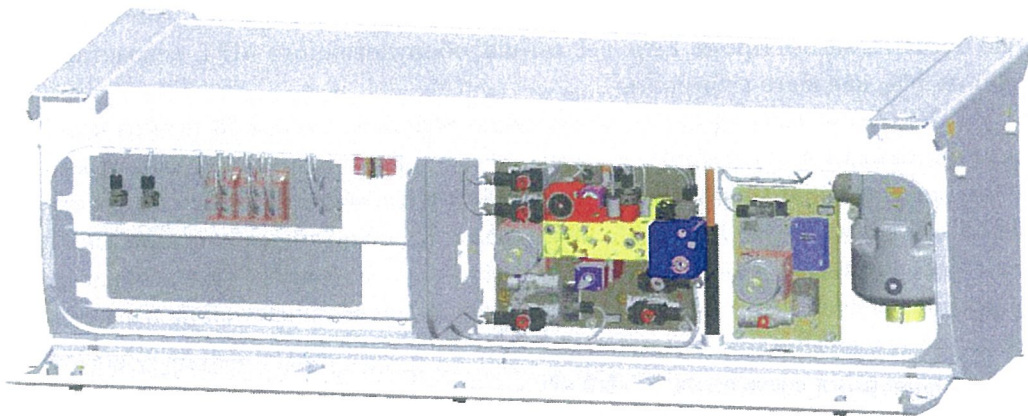


Рис. 4. Контейнерный блок

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД



Рис. 5. Пневматическая схема контейнерного блока тормозного оборудования

Каждый из блоков в свою очередь может состоять из набора электропневматических и других пневматических приборов, призванных выполнять определенные функции, например, таких как:

- электропневматические клапаны;
- редукционные, обратные клапаны;
- датчики давления;
- реле давления;
- фильтры;
- разъединительные краны и пр.

Кроме того, в контейнере находится воздухораспределитель типа KE и элементы непрямого электропневматического тормоза.

Одной из функций тормозной системы является возможность перераспределения тормозной эффективности поезда с учетом выхода из строя (отказа тормоза) одного или нескольких вагонов поезда. В этой ситуации автоматически повышается тормозная сила пропорционально тормозной массе вагонов, на которых зафиксирован отказ.

Тормозная система вагонов оснащена электронной системой противоюзной защиты (рис. 6), в состав которой входят блок управления и сигнализатор давления, расположенные в тормозном контейнере, клапаны противоскольжения, установленные в подвагонном пространстве в непосредственной близости от тележки, датчики скорости и полюсные колеса, установленные в буксовых узлах тележек.

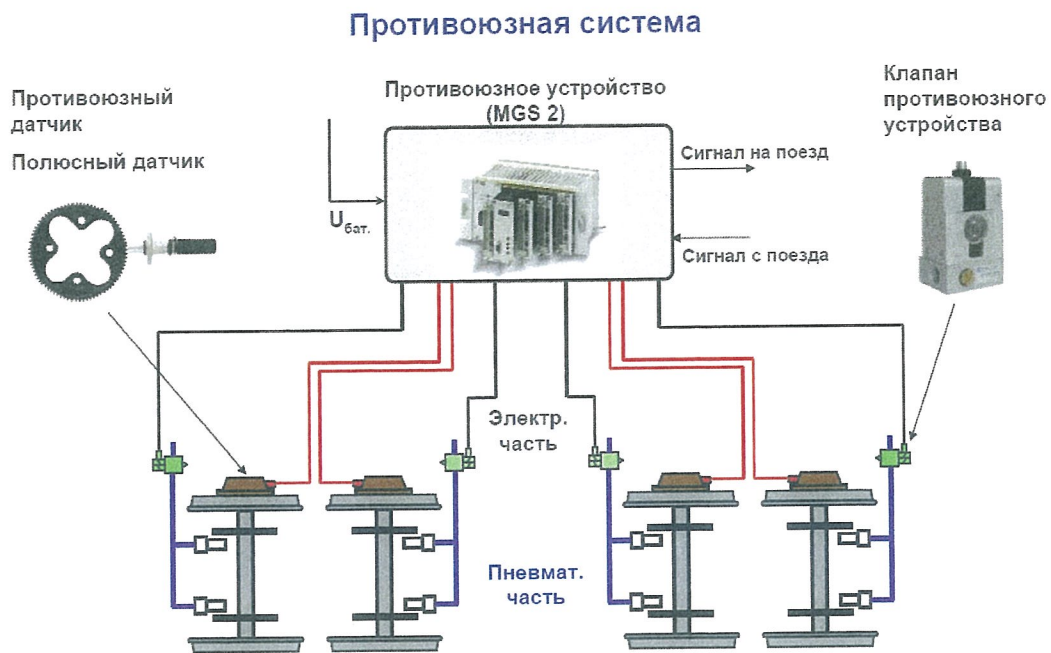


Рис. 6. Противоюзная защита

Принцип действия электронной системы противоюзной защиты заключается в том, что при помощи полюсных колес и датчиков скорости, блок управления определяет базовую скорость каждого вагона и угловую скорость каждой оси в отдельности. В случае отклонения в угловой скорости одной или нескольких осей от базовой скорости вагона, блок управления подает команду на соответствующие клапаны противоскольжения, обеспечивая кратковременное снижение давления в тормозных цилиндрах соответствующих осей, тем самым выравнивая угловую скорость начинающих скольжение колесных пар.

Управление тормозом осуществляется по заранее настраиваемой компьютерной программе, в которой задаются опорные параметры для выработки требуемого действия с учетом поступающего сигнала из пульта управления.

Тормозная эффективность пассажирских вагонов оценивается по величине тормозного коэффициента, определяемого отношением суммарных расчетных сил нажатия колодок (накладок) к брутто вагона, критерием тормозной эффективности является тормозная путь при максимальных допустимых скоростях движения.

На тормозную эффективность вагона оказывает влияние множество факторов: передаточное число рычажной передачи; давление и выход штока тормозного цилиндра; сила нажатия колодок (накладок); коэффициент трения; брутто вагона (осевая нагрузка), коэффициент сцепления колеса с рельсом.

При проектировании тормозных систем в одну из актуальных выдвигается задача выбора таких параметров тормозной системы, которые удовлетворяют требованиям по безопасности движения и, в частности, тормозной эффективности. Наиболее успешно такие задачи решаются оптимизационными математическими методами.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Для оптимизации параметров колодочной тормозной системы в качестве функции цели принимаются тормозные пути $|S(V, i)|$ на спусках i (%):

$$f(\bar{x}) = (|S(V, i)| - S(\delta_p, V, i)) \geq 0 \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $|S(V, i)|$ - максимально допустимые значения тормозных путей поезда на нормированных спусках;

$S(\delta_p, V, i)$ - область допустимых значений D тормозных коэффициентов определяемых неравенствами:

- по условию соответствия тормозного коэффициента минимально допустимому нормативному значению

$$\delta_p \left(|p_{max}| \leq p_{ти} \geq |p_{мин}|, |l_{итт}^{max}| \leq l_{итт} \geq |l_{итт}^{мин}|, n_{рп}, Q_{бр}, \eta_{торм} \right) \geq |\delta_p^{мин}|, \quad (2)$$

- по условию недопущения юза

$$\delta_p \left(|p_{max}| \leq p_{итт} \geq |p_{мин}|, |l_{итт}^{max}| \leq l_{итт} \geq |l_{итт}^{мин}|, n_{рп}, Q_{бр}, \eta_{торм} \right) \varphi_{тр} \geq |\psi|, \quad (3)$$

здесь $|p_{max}|$ и $|p_{мин}|$ - соответственно максимальные и минимальные нормированные значения давления сжатого воздуха в тормозных цилиндрах;

$|l_{итт}^{max}|$ и $|l_{итт}^{мин}|$ - соответственно максимальные и минимальные нормированные значения выхода штока тормозного цилиндра;

$n_{рп}$ - передаточное число рычажной передачи;

$Q_{бр}$ - брутто вагона;

$\eta_{торм}$ - к.п.д тормозной рычажной передачи;

$\varphi_{тр}$ - коэффициент трения;

$|\psi|$ - допустимый коэффициент сцепления колеса с рельсом.

В качестве оценки тормозной эффективности высокоскоростных поездов целесообразно использовать тормозные пути, так как основное требование к высокоскоростным поездам является сохранение нормативного тормозного пути при значительно большей скорости движения поездов.

Для оценки тормозной эффективности пассажирских вагонов с дисковыми тормозами предлагается использовать удельную тормозную силу, критерием для которой является тормозной путь. Такой выбор обусловлен тем, что для дисковых тормозов коэффициент трения является постоянной величиной и не зависит от скорости движения при торможении, а его величина зависит от типа используемой тормозной накладки.

В этом случае функция цели имеет вид:

$$f(\bar{x}) = (|S(V, i)| - S(B_T, V, i)) \cdot (|S(V_{max})| - S(B_T, V_{max})) \geq 0 \rightarrow \min, \quad (4)$$

при условии недопущения юза $B_T \geq |\psi|$ и допустимой температуры диска при максимальной скорости в начале торможения $T(B_T, V_{max}) \leq |T_{max}|$,

где B_T - удельная тормозная сила;

$|S(V, i)|$ - допустимые значения тормозных путей поезда на нормированных спусках;

$S(B_T, V, i)$ - расчетный тормозной путь поезда на нормированных спусках;

$|S(V_{max})|$ - допустимый тормозной путь поезда на площадке при максимальной конструкционной скорости;

$S(B_T, V_{max})$ - расчетный тормозной путь поезда на площадке при максимальной конструкционной скорости;

i - величина уклона пути, ‰.

Для решения поставленной задачи используется алгоритм глобального поиска статистического метода оптимизации. Выбор метода оптимизации обусловлен тем, что он позволяет эффективно решать многоэкстремальные задачи.

Основной задачей при проектировании дисковой тормозной системы является выбор таких параметров клещевого механизма, которые обеспечивают:

- требуемую тормозную эффективность вагона в составе поезда;
- безюзное торможение вагона (отсутствие юза колес при торможении);
- допустимую температуру нагрева диска при торможении;
- удержание вагона ручным тормозом на спуске нормированной крутизны.

Критерием обеспечения требуемой тормозной эффективности вагона является выполнение неравенства:

$$b_T = \frac{r_{mp}}{R_k} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n K_{\partial i}}{Q + T} \cdot \varphi_{mp} \cdot 1000 > [b_T], \quad (5)$$

где $[b_T]$ - минимально допустимая удельная тормозная сила, обеспечивающая максимально допустимую нормативной и конструкторской документацией скорость движения и тормозные пути;

$K_{\partial i}$ - действительная сила нажатия i -ой накладке на диск, тс;

T - тара вагона, тс;

$Q_{бр}$ - вес пассажиров и багажа;

r_{mp} - радиус трения тормозного диска, мм;

R_k - расчетный радиус колеса по кругу катания, мм;

φ_{mp} - коэффициент трения диска и накладки.

Выбор параметров клещевого механизма производится по тормозному пути, заданному технической документацией на проектируемый пассажирский вагон и может быть представлен в виде следующего алгоритма.

1. Определяется минимальная удельная тормозная сила дискового тормоза, при которой реализуется заданный технической документацией тормозной путь пассажирского поезда. При заданных значениях тормозного пути и скорости в начале торможения удельная тормозная сила определяется с использованием итерационной формулы:

$$b_{T,i+1} = \frac{1}{|S| - \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6}} \cdot \sum_n \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_{n-1}^2)}{1000 + \frac{\omega_{ox}}{b_{T,i}} + \frac{i_c}{b_{T,i}}}, \quad (6)$$

где V_0 - скорость в начальный момент торможения, км/ч;

v_{n+1} и v_n - конечная и начальная скорость поезда в принятом расчетном интервале скоростей, км/ч;

$b_{T,i}$ - удельная тормозная сила i -ой итерации, т/тс;

ω_{ox} - удельное основное сопротивление, кгс/тс;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

i_c - уклон, ‰, для площадки $i_c = 0$;
 $|S|$ - принятое допустимое значение тормозного пути пассажирского поезда на площадке, м;

Итерационный процесс прекращается при достижении выполнения неравенства:

$$\frac{abs(b_{T,i+1} - b_{T,i})}{b_{T,i+1}} \cdot 100 < \xi, \quad (7)$$

здесь ξ - заданная точность вычисления, %.

2. Определяется эффективная площадь тормозного цилиндра клещевого механизма по формуле:

$$F_{eff} = \left(\frac{R_k \cdot |b_T| \cdot (Q + T) \cdot m}{r_{mp} \cdot n \cdot i \cdot \eta \cdot \phi_{mp}} + K_{np} \right) \cdot \frac{10}{P_{eff}}, \quad (8)$$

где: Q - полезная нагрузка, кН;

T - тара вагона, кН;

r_{mp} - радиус трения тормозного диска, мм;

R_k - расчетный радиус колеса по кругу катания, для новых колес, мм;

P_{eff} - давление в тормозном цилиндре при экстренном пневматическом торможении, кПа;

m - количество тормозных накладок тормозного блока, как правило, клещевой механизм имеет две накладки, $m = 2$;

n - количество дисков, установленных на вагоне;

i - передаточное число рычажной передачи клещевых механизмов;

η - КПД клещевого механизма;

K_{np} - усилие возвратной пружины;

ϕ_{mp} - коэффициент трения накладки и диска;

$|b_T|$ - допустимое значение удельной тормозной силы, соответствующее заданному значению тормозного пути;

3. Из ближайшего значения типоразмерного ряда клещевых механизмов с учетом рассчитанной эффективной площади тормозного цилиндра выбирается тип тормозного цилиндра.

4. Производится уточненный расчет тормозного пути пассажирского поезда для выбранного типа тормозного цилиндра.

5. Если расчетное значение тормозного пути поезда больше заданного, то выбирается следующий по порядку тип тормозного цилиндра и повторяется расчет тормозного пути.

6. Проверяется условие отсутствия юза. В случае не выполнения условия отсутствия юза оценивается процент превышения над допустимым коэффициентом сцепления колеса с рельсом и принимается решение о снижении удельной тормозной силы, при необходимости тормозная система дополняется магниторельсовым тормозом.

7. Производится проверка на температуру нагрева диска при торможении, которая не должна превышать рабочую температуру 350 °С.

8. Определяются тормозные пути на спусках 6 ‰ и 10 ‰ и сравниваются с нормированными значениями.

Движение пассажирского поезда при торможении как единой массы при неустановившемся торможении описывается нелинейным дифференциальным уравнением [1]:

$$\frac{d^2 S}{dt^2} = -\zeta \cdot \{b_T(\delta_p(t), \varphi_{mp}) + w_{ox}(v) \pm i\}, \quad (9)$$

где ζ - замедление поезда под действием удельной замедляющей силы;

(v) - удельное основное сопротивление движению;

$\pm i$ - величина уклона пути;

$\delta_p(t)$ - расчетный (действительный для дискового тормоза) коэффициент силы нажатия колодок (накладок);

φ_{mp} - коэффициент трения колодок или накладок;

b_T - удельная тормозная сила;

φ_{mp} - коэффициент трения.

Процесс возрастания тормозной силы поезда представляется в виде непрерывной интегрируемой в квадратурах функции или аппроксимируется кусочно-линейной функцией времени.

В зависимости от решения конкретных задач при тормозных расчетах используются следующие методы решения дифференциальных уравнений движения:

- аналитический метод расчета по интервалам скорости (метод суммирования);

- аналитический метод расчета интегрированием уравнения движения поезда при установившемся торможении;

- метод расчета численным интегрированием по интервалам времени;

- графический метод;

- метод расчета по номограммам;

- численное интегрирование системы дифференциальных уравнений.

В практике расчетных исследований стран СНГ наибольшее распространение получил метод численного интегрирования уравнения движения поезда по интервалам скорости, при этом разрешающее уравнение имеет вид [2]:

$$S_T = \frac{V_0 \cdot t_{\Pi}}{3,6} + \sum_n \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{b_T + w_{ox} + i_c}, \quad (10)$$

где V_0 - скорость в начальный момент торможения, км/ч;

v_{n+1} и v_n - конечная и начальная скорость поезда в принятом расчетном интервале скоростей, км/ч;

b_T - удельная тормозная сила, т/тс;

w_{ox} - удельное основное сопротивление, кгс/тс;

i_c - уклон, ‰, для площадки $i_c = 0$;

t_{Π} - время подготовки автотормозов к действию, с.

Численное интегрирование дифференциальных уравнений осуществляется методами вычислительной математики.

Дифференциальное уравнение движения (8) представляет обыкновенное дифференциальное уравнение и относится к классу задач Коши. Из всего многообразия численного решения задачи Коши наибольшее распространение получил метод Рунге-Кутты [3], основанный на вычислении приближенного решения y_{i+1} в узле $x_{i+1} = x_i + h$ в виде линейной комбинации с постоянными коэффициентами:

$$y_{i+1} = y_i + p_{q1} \cdot k_1(h) + p_{q2} \cdot k_2(h) + \dots + p_{qq} \cdot k_q(h) \quad (11)$$

Дифференциальное уравнение в методе Рунге-Кутты приводится к системе дифференциальных уравнений первого порядка, при этом классическим вариантом записи метода Рунге-Кутты 4-го порядка является следующая схема:

$$k_{1i} = h \cdot f(x_i, y_{1i}, y_{2i}, \dots, y_{ni}), \quad (12)$$

$$k_{2i} = h \cdot f(x_i + \frac{h}{2}, y_{1i} + \frac{k_{1i}}{2}, \dots, y_{ni} + \frac{k_{1i}}{2}), \quad (13)$$

$$k_{3i} = h \cdot f(x_i + \frac{h}{2}, y_{1i} + \frac{k_{2i}}{2}, \dots, y_{ni} + \frac{k_{2i}}{2}), \quad (14)$$

$$k_{4i} = h \cdot f(x_i + h, y_{1i} + k_{3i}, \dots, y_{ni} + k_{3i}), \quad (15)$$

$$y_{ji+1} = y_{ji} + \frac{1}{6} \cdot (k_{1i} + 2 \cdot k_{2i} + 2 \cdot k_{3i} + k_{4i}), \quad (16)$$

$$x_{i+1} = x_i + h. \quad (17)$$

В соответствии с особенностью изменения силы нажатия накладок (колодок), математическая модель движения пассажирского вагона с учетом изменения тормозной силы во времени от нулевого значения до установившегося может быть представлена дифференциальным уравнением:

$$\frac{d^2 S}{dt^2} = -\zeta \cdot \{ b_T \cdot U(t) \cdot H(t - t_1) \cdot H(t_2 - t) + b_T \cdot H(t - t_2) + w_{ax}(v) \pm i \}, \quad (18)$$

где $U(t)$ - функция, учитывающая неустановившееся торможение обусловленное нарастанием тормозной силы (давления в тормозном цилиндре);

$H(t)$ - функция Хевисайда - кусочно-постоянная функция, которая определяется формулой:

t_1 - время от начала торможения до начала прижатия тормозных накладок к диску обусловленное преодолением силы отпускной пружины, с;

t_2 - время от начала торможения до установившегося давления в тормозном цилиндре, с;

Приведение дифференциального уравнения (18) второго порядка к системе дифференциальных уравнений первого в методе Рунге-Кутты производится путем ввода дополнительных аргументов:

$$H(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x < 0 \\ 1 & \text{при } x \geq 0 \end{cases} \quad (19)$$

Начальными условиями для решения системы уравнений являются: $y_1(t=0) = 0$; $\frac{dy_1}{dt}(t=0) = V_0$, где V_0 - скорость в начале торможения.

Немецкой фирмой «KNORR-BREMSE» предложена следующая формула для определения тормозного пути пассажирского поезда в принятых обозначениях методики расчета:

$$S = \frac{V_0^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot b} + \frac{V_0 \cdot (2 \cdot t_0 + t_1)}{3,6 \cdot 2}, \quad (20)$$

где V_0 - скорость движения поезда в начале торможения;
 t_0 - время свободного движения, с;
 t_1 - время наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом до 95 %;
 b - замедление поезда при торможении, м/с², определяемое по формуле:

$$S = \frac{V_0^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot b} + \frac{V_0 \cdot (2 \cdot t_0 + t_1)}{3,6 \cdot 2}, \quad (21)$$

здесь μ_B - коэффициент трения;
 r_m - средний радиус трения, мм;
 d_L - диаметр колеса, мм;
 w - масса вагона с учетом вращающихся частей, кг;
 i_G - передаточное число тормозного блока;
 η_G - КПД тормозного блока;
 p_c - давление в тормозном цилиндре, КПа;
 A_k - эффективная площадь тормозного цилиндра, см²;
 F_G - усилие возвратной пружины, Н;
 i_s - уклон. Выполненный сравнительный анализ методов расчетных исследований тормозного пути подвижного состава свидетельствует, что наилучшее совпадение с экспериментальными исследованиями показал метод численного интегрирования Рунге-Кутты, который может быть использован для уточненной оценки тормозного пути.

Достаточно эффективным является использование математической модели для определения дополнительных характеристик тормозной системы при анализе результатов ходовых тормозных испытаний. При этом в математической модели в качестве аргументов используются фактические характеристики тормозной системы, полученные в результате экспериментальных исследований.

В качестве примера на рис. 7, 8 и 9 представлены результаты математического моделирования тормозных процессов по результатам ходовых тормозных испытаний электропоезда.

Экспериментальные исследования тормозных систем. Задачи создания конкурентноспособных конструкций транспортных средств, обеспечивающих высокую безопасность, надежность в эксплуатации и улучшенные показатели комфорта, выдвигают повышенные требования к конструкции основных узлов, отвечающих требованиям международных стандартов.

При проектировании единиц подвижного состава нового поколения и, в частности вагонов, особое значение приобретают вопросы совершенствования методов исследования их характеристик и свойств.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

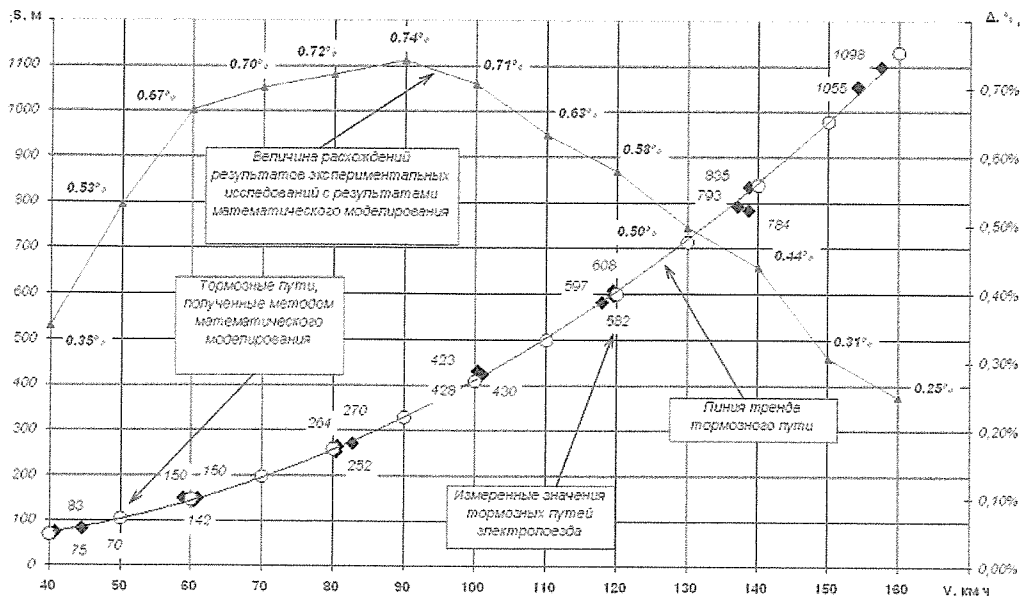


Рис. 7. Расчетные и экспериментальные значения тормозных путей

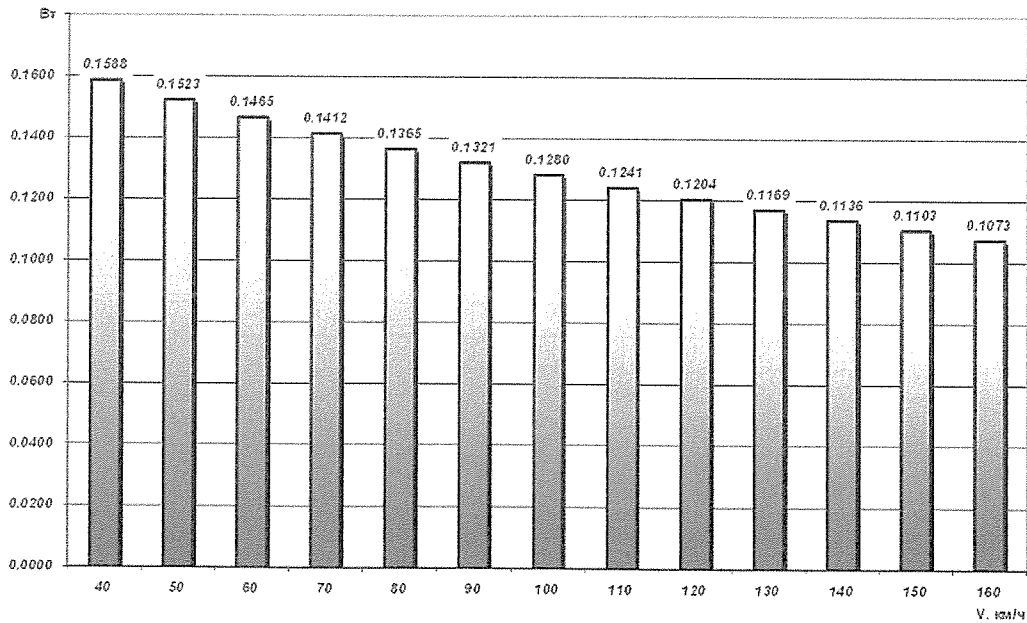


Рис. 8. Фактические значения удельной тормозной силы электропоезда

Указанные исследования требуют применения более совершенных способов и методов оценки тормозной эффективности вагонов и новых тормозных систем.

Важным разделом исследований является выбор методов получения, обработки и анализа экспериментальных данных. Обработка данных сводится к систематизации всех значений, классификации, анализу. Результаты экспериментов должны быть сведены в удобочитаемые формы записи – таблицы, графики, формулы, по-

звляющие быстро сопоставлять и анализировать полученные результаты. Размерность всех параметров должна соответствовать единой системе физических величин. Особое внимание в методике должно быть уделено математическим методам обработки и анализу опытных данных, в том числе установлению эмпирических зависимостей, аппроксимации связей между варьируемыми характеристиками, установлению критериев и доверительных интервалов.

В этой связи, дальнейшее развитие тормозных систем и повышение тормозной эффективности вагонов невозможно без применения новых более углубленных методов экспериментального исследования и анализа процессов торможения. Такие исследования невозможно провести без проверки конструкторских и технических решений на конкретном вагоне в условиях экстренных торможений при различных скоростях движения. Кроме того, определение эффективности тормозной системы является одним из основных видов специальных поездных испытаний опытных вагонов.

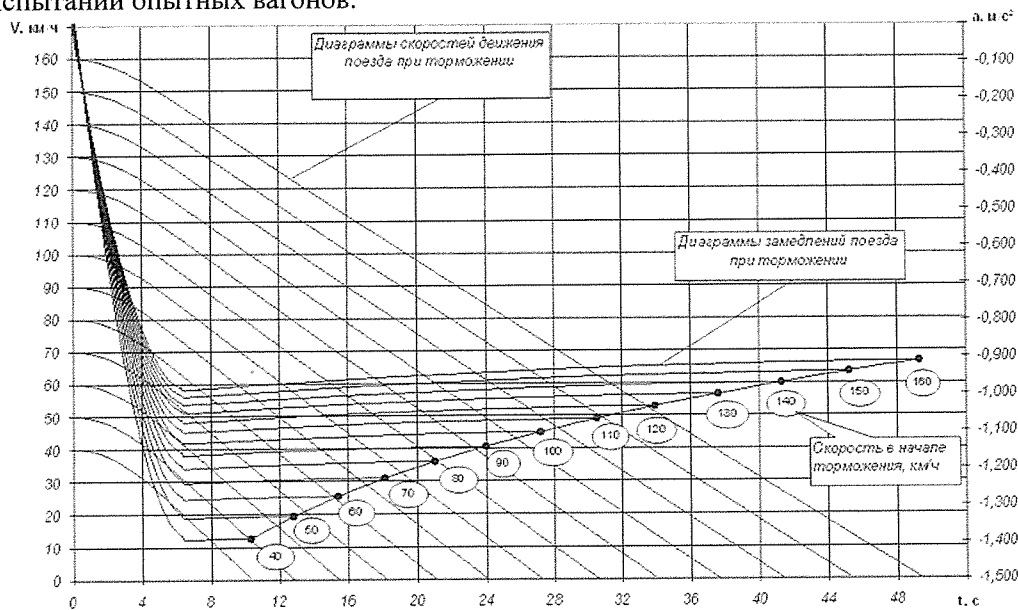


Рис. 9. Скорости и замедления электропоезда

Наиболее перспективным является автоматизация проведения испытаний, которая позволяет свести к минимуму количество ошибок, вызванных человеческим фактором, повысить точность вычислений и сократить время на проведение испытаний.

Наиболее важными и сложными являются ходовые тормозные испытания единиц подвижного состава, по результатам которого оценивается тормозная эффективность. Как правило, ходовым тормозным испытаниям подвергается один образец.

Такие испытания проводятся методом «бросания», а тормозной путь исследуемого вагона определяется как разность расстояний проходимого вагоном-лабораторией при прямом и обратном движениях. Для определения скорости и тормозного пути на вагоне лаборатории устанавливается датчик оборотов (рис. 10).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Для определения характеристик процессов торможения исследуемой тормозной системой вагона в ГП «УкрНИИВ» разработано программное обеспечение (ПО) WideBrakeTest, зарегистрированное в Государственной службе интеллектуальной собственности Украины (Свидетельство о регистрации авторского права на произведение от 14.12.2012 № 46785). ПО WideBrakeTest функционирует в среде выполнения NET Framework версий 3.5 и выше, что позволяет использовать его на всех аппаратных и программных платформах, на которые портирована данная среда выполнения.

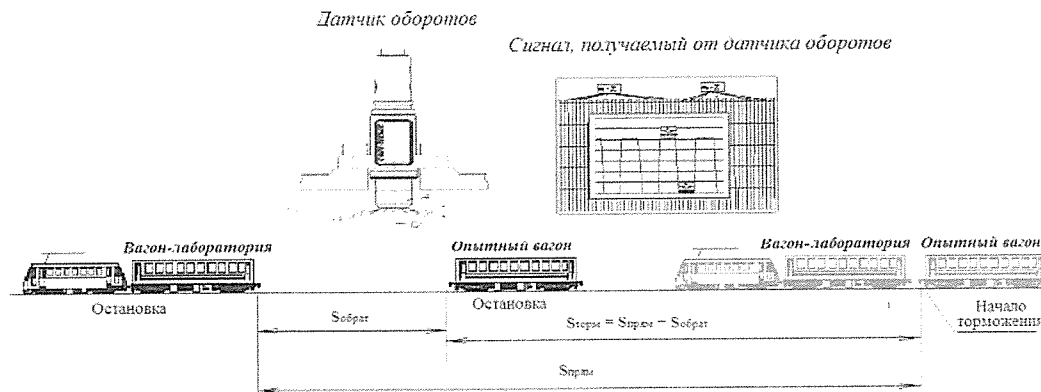


Рис. 10. Определение тормозного пути опытного вагона методом «бросания»

Результаты расчетов могут быть выведены в формате MS Excel. Это ПО полностью обладает графическим интерфейсом, максимально упрощенным для возможности работы с ним без специальной подготовки оператора. Работа с программой организована таким образом, что оператор лишен возможности модифицировать исходные данные или каким-то образом вмешаться в алгоритм вычисления необходимых параметров.

Программный комплекс позволяет в едином режиме времени записывать и исследовать различные по своей физической природе процессы торможения (рис. 11):

- скорость и тормозной путь;
- изменение давления в тормозных приборах;
- изменение давления в баллонах пневмоподвешивания;
- температуру нагрева диска при торможении;
- изменения скорости и тормозного пути при срабатывании противоюзного устройства;
- фактические коэффициенты трения фрикционных пар;
- величины замедлений при торможении, а также инерционные силы, действующие на вагон или поезд;
- фактические значения удельных тормозных сил или тормозных коэффициентов.

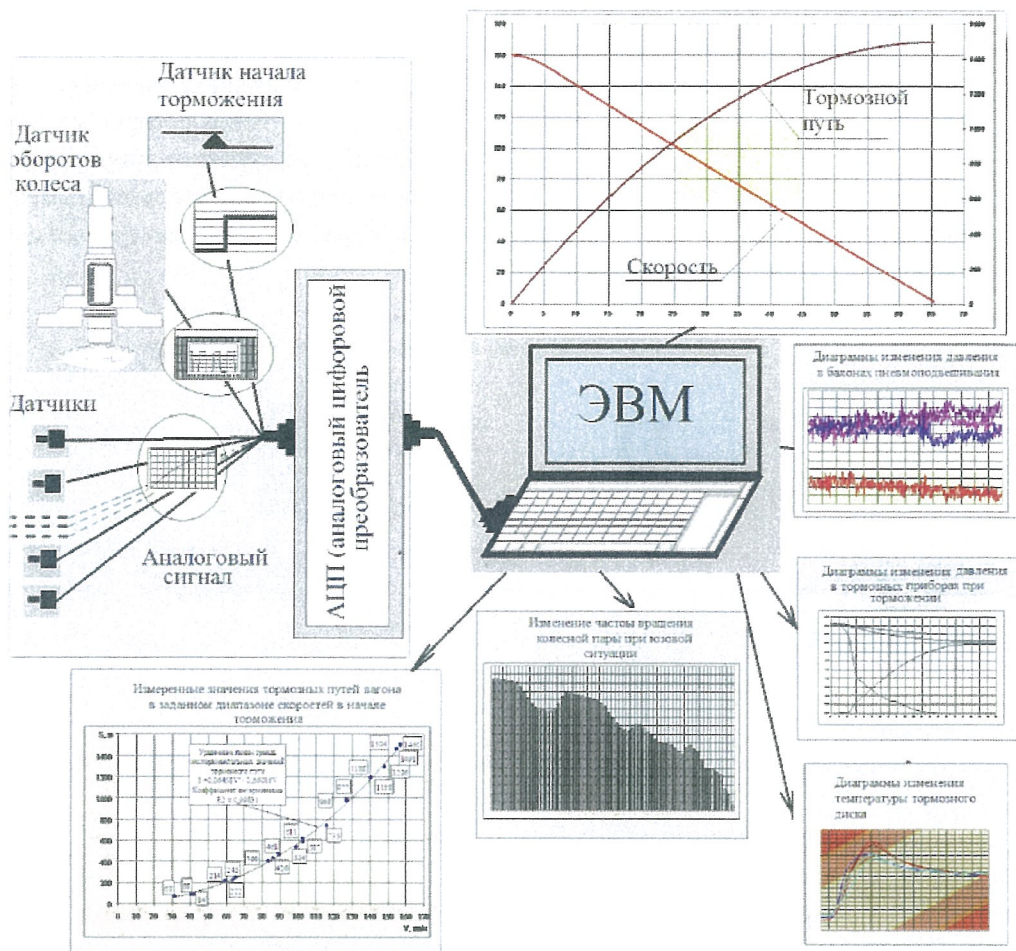


Рис. 11. Структура входной и выходной информации

В настоящее время в Украине для колодочных тормозных систем действует нормативная документация [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10], которая регламентирует требования к пассажирским вагонам с колодочными тормозами для скоростей движения до 160 км/ч включительно.

Тормозная эффективность колодочных тормозов оценивается по величине тормозного коэффициента (расчетного коэффициента силы нажатия колодок), определяемого как отношение суммарной расчетной силы нажатия колодок на колеса к весу вагона. Для допустимых максимальных скоростей движения поездов установлено единое наименьшее тормозное нажатие в пересчете на чугунные колодки на каждые 100 тс веса поезда (табл. 1).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 1. Єдине найменше гальмівне нажаття для пасажирських поїздів [6]

Максимальна швидкість руху, км/ч	Найменше гальмівне нажаття на 100 т ваги поїзда	Розрахунковий коефіцієнт сили нажаття колісок в перерізі на чугунні коліски
до 120 км/ч включительно	60	0,6
від 120 км/ч до 130 км/ч включительно	68	0,68
від 130 км/ч до 140 км/ч включительно	78	0,78
від 140 км/ч до 160 км/ч включительно	80	0,80

Крім того, для швидкості 160 км/ч гальмівний коефіцієнт для пасажирського поїзда з композиційними колісками при електропневматическому гальмуванні повинен бути не менше 0,28, при пневматическому - 0,3 [2]. Гальмівні шляхи пасажирських поїздів визначаються по таблицях або номограмах в залежності від величини гальмівного коефіцієнта. Гальмівні шляхи пасажирського поїзда на нормованих спусках 6 ‰ і 10 ‰ регламентуються Інструкцією [7].

Вибір параметрів важільної передачі гальмівної системи для пасажирських вагонів з колісочним гальмом здійснюється в відповідності з Інструкцією [4] виходячи з вагових характеристик вагона, а також від типу гальмівної коліски (композиційна або чугунна). Так, наприклад, для пасажирських вагонів з тарою 53-65 т передаточне число важільної передачі для чугунних колісок повинно складати 12, а для композиційних - 5,3 [4].

Очевидно, гальмівна ефективність пасажирських поїздів з дисковими гальмами повинна задовольняти вказаним нормативним вимогам. Разом з тим, суттєві відмінності колісочних і дискових гальмівних систем не дозволяють використовувати існуючі нормативи напряму до дисковим гальмівним системам і вимагають перерахунку (проецирування) їх гальмівної ефективності на колісочний гальм.

В дискових гальмах реалізація гальмівної сили здійснюється щелепними механізмами шляхом прижаття накладок до дисків, розташованими на осях колесних пар, а гальмівна сила приводиться до поверхні катання колеса через відношення радіуса тертя до радіусу колеса.

Розрахунково-експериментальним методом встановлені мінімальні значення удільної гальмівної сили дискового гальма, відповідні єдиному найменшому гальмівному нажаттю чугунних колісок на 100 т ваги пасажирського поїзда (табл. 2).

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 2. Минимальные допустимые по эффективности торможения удельные тормозные силы дискового тормоза

Максимальная скорость движения, км/ч	Удельная тормозная сила	Тормозное нажатие на 100 тс веса поезда, тс	Расчетный коэффициент силы нажатия чугунных колодок
		В пересчете на чугунные колодки	
до 120 км/ч включительно	0,0600	60	0,6
от 120 км/ч до 130 км/ч включительно	0,0660	68	0,68
от 130 км/ч до 140 км/ч включительно	0,0738	78	0,78
от 140 км/ч до 160 км/ч включительно	0,0725	80	0,80

Кроме того, получены формулы для пересчета удельной тормозной силы пассажирского вагона с дисковым тормозом на тормозной коэффициент пассажирского вагона с колодочным тормозом соответственно с композиционными и чугунными колодками (табл. 3).

Таблиця 3. Формулы для пересчета тормозной эффективности дискового тормоза на колодочный

V, км/ч	Композиционные колодки	Чугунные колодки
1	2	3
20	$\delta_{pk} = 3,02 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 5,45 \cdot b_T$
30	$\delta_{pk} = 3,10 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 6,13 \cdot b_T$
40	$\delta_{pk} = 3,19 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 6,75 \cdot b_T$
50	$\delta_{pk} = 3,23 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 7,31 \cdot b_T$
60	$\delta_{pk} = 3,35 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 7,81 \cdot b_T$
70	$\delta_{pk} = 3,45 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 8,27 \cdot b_T$
75	$\delta_{pk} = 3,42 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 8,48 \cdot b_T$
80	$\delta_{pk} = 3,49 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 8,68 \cdot b_T$
90	$\delta_{pk} = 3,55 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 9,06 \cdot b_T$
100	$\delta_{pk} = 3,61 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 9,41 \cdot b_T$
110	$\delta_{pk} = 3,66 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 9,73 \cdot b_T$
120	$\delta_{pk} = 3,71 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 10,03 \cdot b_T$
130	$\delta_{pk} = 3,76 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 10,30 \cdot b_T$
140	$\delta_{pk} = 3,80 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 10,56 \cdot b_T$
150	$\delta_{pk} = 3,85 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 10,80 \cdot b_T$
160	$\delta_{pk} = 3,89 \cdot b_T$	$\delta_{pc} = 11,02 \cdot b_T$

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Выводы

Основное отличие колодочных и дисковых тормозов состоит в реализации тормозной силы: в колодочном тормозе тормозная сила реализуется на поверхности колеса, в дисковом – на тормозном диске.

Пассажирские вагоны для высокоскоростного движения оборудуются электронной системой управления и имеют несколько видов тормозных систем.

Предложенная методика оптимизации по выбору тормозных характеристик позволяет учесть основные ограничения, обусловленные как недопущением юза колеса, так и температурой нагрева.

Предложен аппаратно-программный комплекс, позволяющий исследовать основные процессы торможения в едином режиме времени.

Для приведения тормозной эффективности дискового тормоза к существующей нормативной базе для колодочного тормоза получены формулы для их пересчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гребенюк П.Т. Правила тормозных расчетов / П.Т. Гребенюк. - Труды ВНИИЖТ. - М.: Интекст, 2004. – 112 с.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 260 с.
3. Копченова Н.В.. Вычислительная математика в примерах и задачах / Н.В. Копченова, И.А. Марон. – М.: Наука, 1972. – 367 с.
4. ЦВ-ЦЛ-0013 Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів. К.: Транспорт України, 2005. – 160 с.
5. ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України. – К.: Транспорт України, 2002. -143 с.
6. ЦШ-0001 Інструкція з сигналізації на залізницях України. – К.: ТОВ «Інпрес», 2008. – 160 с.
7. Иноземцев В.Г. Нормы и методы расчета автотормозов / В.Г. Иноземцев, П.Т. Гребенюк. – М.: Транспорт, 1971. – 56 с.
8. Правила технічної експлуатації залізниць України, затверджені Наказом Міністерства України N 411 від 20.12.96. К.: ТОВ «Видавничий дім «Сам», 2003. – 133 с.
9. Гребенюк П.Т. Тяговые расчеты: справочник / П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов, А.И. Скворцова. - М.: Транспорт, 1987. – 272 с.