

Государственное предприятие «Украинский научно-  
исследовательский институт вагоностроения»  
(ГП «УкрНИИВ»)

**А.М. Сафронов, Ю.Я. Водяников, Е.Г. Макеева**

***ТОРМОЗНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ  
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ***

***МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТНЫХ И  
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ С  
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ  
И КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ***

Монография

г. Кременчуг 2018 г.

УДК 629.4.077-592(075.8)

*Рекомендовано к печати научно-техническим советом  
Украинского научно-исследовательского института вагоностроения  
(протокол № 3 от 26.04.2018 г.)*

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. Кельрих М.Б.

д-р техн. наук, проф. Мартынов И.Э.

**Сафронов А.М.**

Тормозная эффективность грузовых вагонов. Методология расчетных и экспериментальных исследований с использованием математических моделей и компьютерного моделирования: монография / А.М. Сафронов, Ю.Я. Водяников, Е.Г. Макеева

ISBN 978-966-97716-1-2

Предложена методология расчетных и экспериментальных исследования тормозной эффективности грузовых вагонов, которая базируется на компьютерном моделировании процессов торможения на основе реализации информационной модели в виде дифференциального уравнения движения вагона при торможении. Приведены математические модели для тормозных систем с композиционными и чугунными колодками, учитывающие основные характеристики вагона и тормозной системы. В основу методологии расчетных и экспериментальных исследований положены универсальные формулы степенных зависимостей параметров торможения. Описаны алгоритмы решения дифференциальных уравнений, реализованных в виде пакета прикладных программ для ЭВМ, написанных на языке VBA (Visual Basic for Application) в среде Excel. Представленная методология значительно расширяет количество параметров тормозного процесса, используемых для анализа тормозной эффективности грузовых вагонов по результатам ходовых тормозных испытаний: фактические значения тормозных коэффициентов и удельных тормозных сил; действительные значения коэффициентов трения колодок; фактические значения коэффициентов сцепления колеса и рельса при торможении; тормозные пути грузового поезда на площадке и нормированных спуска (- 6 ‰ и - 10 ‰) для заданного количества вагонов в составе поезда с учетом нарастания тормозной силы по составу поезда; замедление грузового вагона и поезда в процессе торможения, а также их средние значения. Приведены примеры расчетных и экспериментальных исследований грузовых вагонов. Монография предназначена для инженерно-технических работников, связанных с расчетными и экспериментальными исследованиями тормозных систем подвижного состава, а также для студентов и аспирантов соответствующих специальностей.

Авторское участие в написании монографии: Сафронов А.М. – Предисловие, разделы 2, 3, 4, 5, 7, 8, 11, 12, Заключение; Водяников Ю.Я. – Предисловие, разделы 6, 9, 10, Заключение; Макеева Е.Г. – раздел 1, редактирование текста.

УДК 629.4.077-592(075.8)

© Сафронов А.М. 2018

ISBN 978-966-97716-1-2

# ОГЛАВЛЕНИЕ

	стр.
<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> .....	5
<b>РАЗДЕЛ 1. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ</b> .....	7
1.1 Типовая тормозная система .....	7
1.2 Тормозные системы грузовых вагонов с потележечным торможением .....	11
<b>РАЗДЕЛ 2. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЕЛИЧИНУ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ СИЛЫ НАЖАТИЯ КОЛОДОК НА КОЛЕСА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ</b> .....	15
<b>РАЗДЕЛ 3. ОСОБЕННОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В ТОРМОЗНЫХ ЦИЛИНДРАХ ЧЕРЕЗ АВТОРЕЖИМ</b> .....	21
<b>РАЗДЕЛ 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ</b> .....	30
4.1 Исследования фрикционных свойств тормозной колодки на инерционном стенде .....	30
4.2 Исследования температурного воздействия на коэффициент трения композиционной колодки .....	44
4.3 Расчетные зависимости для определения фактических коэффициентов трения по результатам ходовых тормозных испытаний вагонов .....	47
4.4 Расчетно-экспериментальные исследования температуры нагрева колеса по результатам ходовых тормозных испытаний грузового вагона .....	49
<b>РАЗДЕЛ 5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТОРМОЖЕНИЯ ГРУЗОВОГО ВАГОНА</b> .....	53
5.1 Функциональные зависимости между варьируемыми выходными параметрами .....	57
5.2 Определение фактического значения расчетного тормозного коэффициента с использованием компьютерного моделирования .....	61
5.3 Методология пересчета тормозного пути отдельного вагона на тормозную эффективность грузового поезда .....	61
5.4 Описание пакета прикладных программ .....	65
<b>РАЗДЕЛ 6. МЕТОДОЛОГИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ</b> .....	71
6.1 Стационарные испытания тормозной системы вагона .....	72
6.2 Методология ходовых тормозных испытаний .....	72
6.3 Технология проведения ходовых тормозных испытаний методом «бросания» .....	75
6.4 Аппаратно-программный измерительный комплекс для определения и оценки тормозной эффективности единиц подвижного состава .....	76
6.5 Описание программного комплекса для записи и обработки первичной информации при ходовых тормозных испытаниях .....	80
<b>РАЗДЕЛ 7. МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ</b> .....	85
7.1 Определение параметров тормозной системы грузового вагона с осевой нагрузкой 245 кН/ось (25,0 тс/ось) .....	93
<b>РАЗДЕЛ 8. ТОРМОЗНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГРУЗОВОГО ВАГОНА С ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ 245 КН/ОСЬ (25 ТС/ОСЬ )</b> .....	97
8.1 Расчетные исследования тормозной эффективности .....	98
8.2 Стационарные испытания тормозной системы вагона .....	101
8.3 Ходовые тормозные испытания вагона .....	106
8.4 Температура нагрева колеса при экстренном торможении в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения .....	116
8.5 Выводы .....	117
<b>РАЗДЕЛ 9. ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА ПЛАТФОРМЫ МОДЕЛИ 13-4107</b> .....	118
9.1 Исследования тормозной эффективности вагона в груженом состоянии при композиционных колодках .....	119
9.2 Исследования тормозной эффективности вагона в порожнем состоянии при композиционных колодках .....	124
9.3 Температура нагрева колеса при экстренном торможении в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения .....	128
9.4 Выводы .....	129
<b>РАЗДЕЛ 10. ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОЛУВАГОНА МОДЕЛИ 12-7023 НА ТЕЛЕЖКАХ МОДЕЛИ 18-7020</b> .....	130
10. 1 Исследования тормозной эффективности вагона в груженом состоянии .....	131

10.2 Исследования тормозной эффективности вагона в порожнем состоянии при композиционных колодках .....	138
10.3 Температура нагрева колеса при экстренном торможении в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения .....	142
10.4 Выводы .....	143
<b>РАЗДЕЛ 11. ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА - ПЛАТФОРМЫ МОДЕЛИ 13-4128</b> .....	145
11.1 Исследования тормозной эффективности вагона в груженом состоянии .....	146
11.2 Исследования тормозной эффективности вагона в порожнем состоянии .....	151
11.3 Температура нагрева колеса при экстренном торможении в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения .....	155
11.4 Выводы .....	155
<b>РАЗДЕЛ 12. ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ МОДЕЛИ 15-9049 МЕТОДОМ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ ТОРМОЖЕНИЙ</b> .....	157
12.1 Исследования тормозной эффективности вагона в груженом состоянии .....	158
12.2 Исследования тормозной эффективности вагона в порожнем состоянии .....	164
12.3 Температура нагрева колеса при экстренном торможении в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения .....	168
12.4 Выводы .....	169
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b> .....	170
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ</b> .....	172

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Устойчивая работа железнодорожного транспорта во многом определяется техническим уровнем вагонного парка. Поэтому задачам по созданию вагонов нового поколения, отличающихся улучшенными потребительскими и эксплуатационными характеристиками, совершенствованием системы ремонта и технического обслуживания вагонного парка, придается первостепенное значение. Для обеспечения этого ведутся работы по созданию типоразмерного ряда грузовых тележек по допускаемым осевым нагрузкам 196; 245; 265; 294 кН (20, 25, 27, 30 тс) и скоростям движения до 140 км/ч.

В вагонах нового поколения закладываются более совершенные узлы и детали, использование которых позволит существенно улучшить показатели безопасности движения, на порядок уменьшить число отцепов вагонов в текущий ремонт.

Переход на новые технологии производства вагонов, деталей ходовых частей, автосцепного устройства, тормозного оборудования вагонов позволит увеличить их безремонтные пробеги с (120—160) тыс. км до 1 млн. км.

Отдельные грузы, перевозимые грузовыми вагонами, являются опасными и высокоопасными как для людей, так и для окружающей среды (аммиак, хлор, взрывчатые вещества, радиоактивные отходы и т.п.), поэтому задачи по обеспечению безопасности движения грузовых поездов, а также сохранности грузов являются первостепенными. Такие задачи должны быть направлены на улучшение динамических и прочностных качеств конструкции, надежности и эффективности тормозной системы грузовых вагонов.

Важнейшим фактором по обеспечению безопасности движения грузовых поездов является тормозная система. Дальнейшее развитие грузовых вагонов в направлении повышения скоростей и осевых нагрузок в одну из основных выдвигает задачи совершенствования методов расчетных и экспериментальных исследований тормозной эффективности (величины тормозного пути при экстренном пневматическом торможении с максимальной (конструкционной) скоростью в начале торможения). В этих условиях ограничение экспериментальных исследований только оценкой тормозного пути одиночного вагона является недостаточной. Поэтому основной целью ходовых тормозных испытаний вагона должно стать не только определение его тормозного пути при различных скоростях в начале торможения, но и оценка способности вагона обеспечить тормозную эффективность грузового поезда как на площадке, так и на нормированных спусках, а также оценка основных параметров процесса торможения, влияющих на тормозную эффективность.

Исходя из изложенного, 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. Указанные исследования требуют более совершенных способов и методов по оценки тормозной эффективности как вагонов, так и новых тормозных систем.

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. Такие исследования невозможно провести без применения компьютерного моделирования.

В процессе отработки новой конструкции вагона на стадии проектирования и выбора его основных рациональных параметров и характеристик параллельно с расчетами проводятся экспериментальные исследования в лабораториях на моделях, макетах, натурных узлах и опытных образцах вагонов.

Основной целью расчетных и экспериментальных исследований единиц подвижного состава железных дорог, в частности вагонов, является определение и оценка тормозной эффективности, а также параметров тормозной системы на соответствие нормативным требованиям.

Объем и степень подробности испытаний зависит от того, на каком этапе создания конструкции вагона они выполняются.

Наиболее полная и достоверная информация о технических характеристиках и тормозных свойствах вагона может быть получена в процессе ходовых тормозных испытаний на эксплуатационных участках железнодорожного пути различного состояния или на специально приспособленных для этих целей испытательных полигонах.

В общем случае задачами исследования тормозных систем подвижного состава должно являться определение таких параметров как:

- изменение давлений в тормозных приборах, а также их временные характеристики при торможении и отпуске;
- фактические силы нажатия колодок на колеса при торможении;
- фактические расчетные тормозные коэффициенты (удельные тормозные силы), реализуемые тормозной системой при торможении в заданном диапазоне скоростей;
- фактические силы трения колодок;
- фактические коэффициенты сцепления колеса и рельса;

- замедление (изменение скорости в единицу времени) вагона при торможении;
- величины тормозных путей вагона в заданном диапазоне скоростей в начале торможения;
- величины тормозных путей одиночного вагона в пересчете на поезд на площадке и нормированных спусках.

Вместе с тем, большинство из указанных параметров не могут быть определены в процессе экспериментальных исследований, так как их получение связано со значительными техническими трудностями, а также с материальными затратами. Очевидно, в данном случае требуется иной подход для решения указанной задачи. Выходом, по нашему мнению, может стать совместное использование экспериментальных исследований и компьютерного моделирования.

Как правило, ходовые тормозные испытания проводятся для одиночного вагона методом «бросания», что позволяет получить наиболее достоверные тормозные пути при различных скоростях в начале торможения. Тормозные пути в пересчете на поезд, а также тормозные коэффициенты определяются косвенным методом по таблицам или номограммам, что обуславливает приближенное значение этих параметров. Широко употребляемый в тормозной практике термин «тормозная эффективность» не имеет количественного измерения, а подразумеваемая при этом длина тормозного пути неоднозначна, так как зависит от множества факторов: скорости торможения, уклона, типа тормозных колодок, силы нажатия и т.д. Косвенные показатели тормозной эффективности: расчетный тормозной коэффициент и удельная тормозная сила – ориентированы на оценку только максимальных тормозных параметров без учета динамики их изменения и дают лишь приближенную характеристику для совершенства тормозных устройств. В этой связи, с учетом современных требований, возникает потребность оценки тормозной системы грузового вагона с учетом таких параметров как:

- фактические значения тормозных путей вагона и поезда (при заданном количестве вагонов) при различных режимах торможения на площадке и нормированных спусках;
- динамика изменения тормозных коэффициентов в процессе торможения и их приведение к нормативным требованиям, что обуславливает пересчет на чугунные колодки;
- динамика изменения действительных коэффициентов трения;
- динамика изменения коэффициентов сцепления колеса с рельсом при торможении;
- динамика изменения замедления вагона и поезда (при заданном количестве вагонов) при различных режимах торможения на площадке и нормированных спусках;
- действительные значения сил нажатия колодок в пересчете на чугунные на 981 кН (100 тс) веса поезда.

## РАЗДЕЛ 1

# ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

## 1.1 ТИПОВАЯ ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА

Пневматическая часть тормоза (рис. 1.1) включает воздухораспределитель 483М-01, камеру 295М 001, тормозной цилиндр модели 188Б, авторежим 265А-1, запасной резервуар Р7-78, концевые краны 4304, разобщительный кран №4300, соединительные рукава Р-17Б.

Передача усилия (рис. 1.2) от тормозного цилиндра к тормозным колодкам, прижимаемым к колесам при торможении и отводимым при отпуске, осуществляется посредством тормозной рычажной передачи, представляющей собой систему тяг, затяжек и рычагов, взаимодействующих с триангелями, на которых установлены башмаки с тормозными колодками. Регулировка рычажной передачи по мере износа тормозных колодок осуществляется с помощью авторегулятора модели РТП-675-М.

Ручной привод стояночного тормоза соединен с горизонтальным рычагом с помощью тяги и червячной пары.

Особенностью тормозной системы грузовых вагонов является одностороннее нажатие тормозных колодок на колесные пары тележек (рис. 1.3).

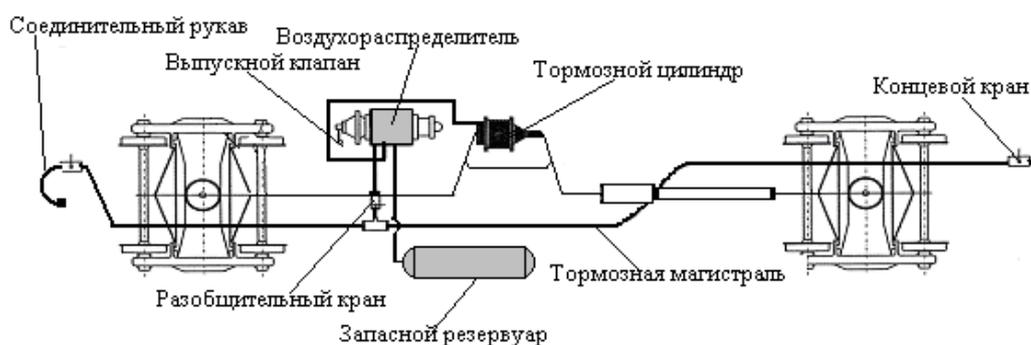


Рисунок 1.1 – Пневматическая часть тормозной системы грузового вагона

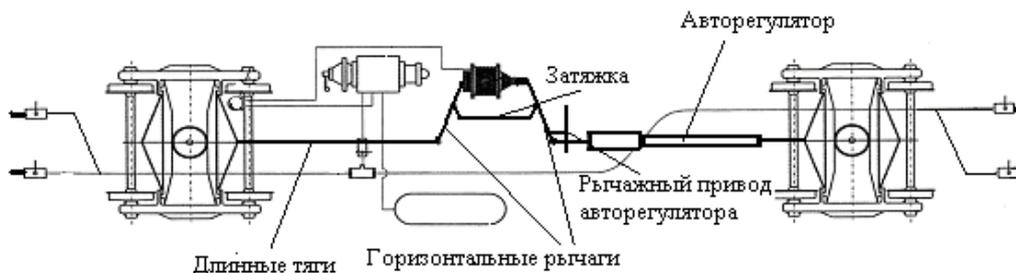


Рисунок 1.2 – Механическая часть тормозной системы грузового вагона

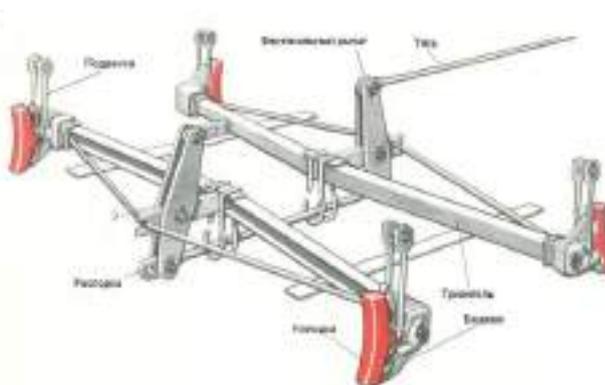


Рисунок 1.3 – Рычажная система тележки для грузового вагона

Для вагонов бункерного типа рычажная передача является несимметричной (рис. 1.4), что обусловлено наличием в подвагонном пространстве бункеров с люками, позволяющими автоматизировать разгрузку вагонов.

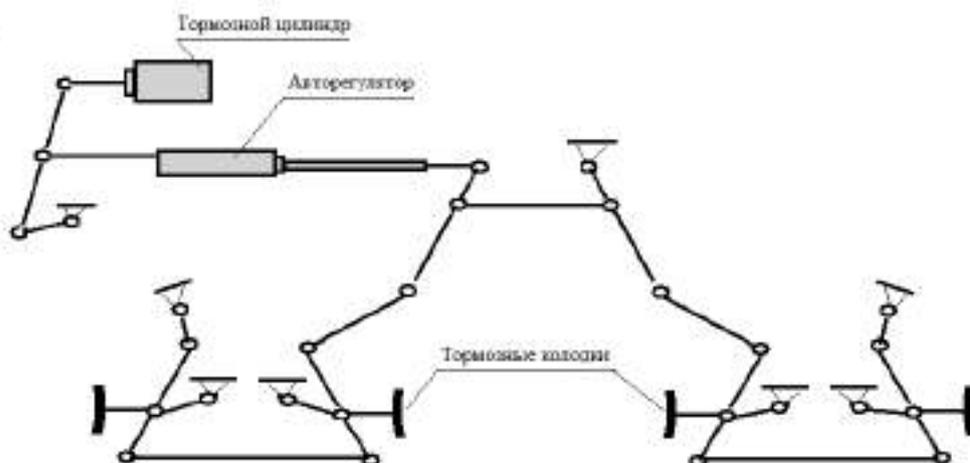


Рисунок 1.4 - Рычажная передача бункерного вагона

В эксплуатации находится около двадцати моделей вагонов бункерного типа (рис. 1.5 – 1.7).



Рисунок 1.5 - Бункерный вагон для перевозки зерна

Ограничение свободного пространства под вагоном между стенками бункеров обуславливает необходимость установки воздухораспределителя (ВР), запасного резервуара (ЗР) и тормозного цилиндра (ТР) сверху на одной из консольных частей рамы вагона. Такое расположение тормозных приборов определяет несимметричность рычажной передачи (см. рис. 1.4) и является отличительной особенностью от типовой тормозной системы.

Исследования показали, что большинство вагонов бункерного типа имеют существенные недостатки, причем в тормозной системе этих специализированных вагонов в эксплуатации возникают как общеизвестные неисправности, проявляющиеся во всех типах грузовых вагонов, так и другие, характерные только для бункерных вагонов, у которых в механической части автотормоза используются дополнительные передаточные узлы.

Обследование технического состояния тормозного оборудования вагонов бункерного типа [6, 7] выявили ряд существенных недостатков, так у цементовозов с несимметричной тормозной рычажной передачей во многих случаях выход штока превышал максимально допустимое значение, а также имели место разрывы колец отводящих устройств. У окатышевозов наблюдались износы и изгиб большой поддерживающей скобы, вызванные взаимодействием с элементами ТРП, у полувагонов бункерного типа для перевозки



Рисунок 1.6 - Бункерный вагон для перевозки цемента



Рисунок 1.7 - Хоппер-дозатор

горячего агломерата имели место случаи потери их тормозной эффективности, приводящие к нарушению безопасности движения поездов, у вагонов-хопперов с увеличением выхода штока ТЦ более предельно допустимой величины происходило взаимодействие торца промежуточного рычага с хребтовой балкой, что вызывало потерю эффективности торможения, кроме того у некоторых вагонов, таких как цементовозы и крытые вагоны-хопперы для перевозки зерна, в механической части тормоза присутствовал недопустимый завал вертикальных рычагов тележки, приводящий к чрезмерному сближению с надрессорной балкой или

контакту с осью колесной пары. Вместе с этим у 80 % вагонов присутствовал клиновидный износ колодок, что свидетельствует о плохой работе отводящих устройств. Очевидно отмеченные недостатки могут оказывать влияние на тормозную эффективность бункерных вагонов.

Экспериментальные исследования показали значительное различие в силах нажатия при полномерных и изношенных тормозных колодках (рис. 1.8 и 1.9), при этом расчетный коэффициент силы нажатия для порожнего вагона при изношенных колодках ( $\delta_p = 0,282$ ) в 1,24 раза меньше, чем при полномерных ( $\delta_p = 0,351$ ), для груженого – в 1,17 раза соответственно  $\delta_p = 0,142$  и  $\delta_p = 0,166$ .

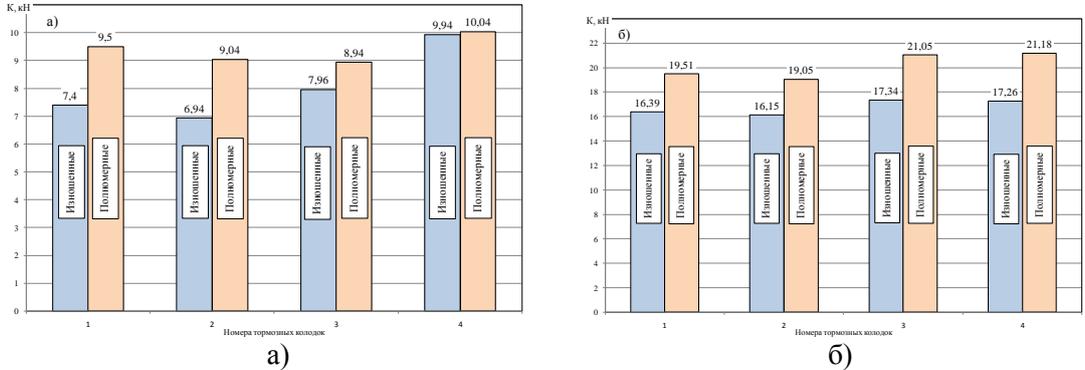


Рисунок 1.8 - Действительные силы нажатия тормозных полномерных колодок на колеса для а) порожнего и б) груженого вагонов

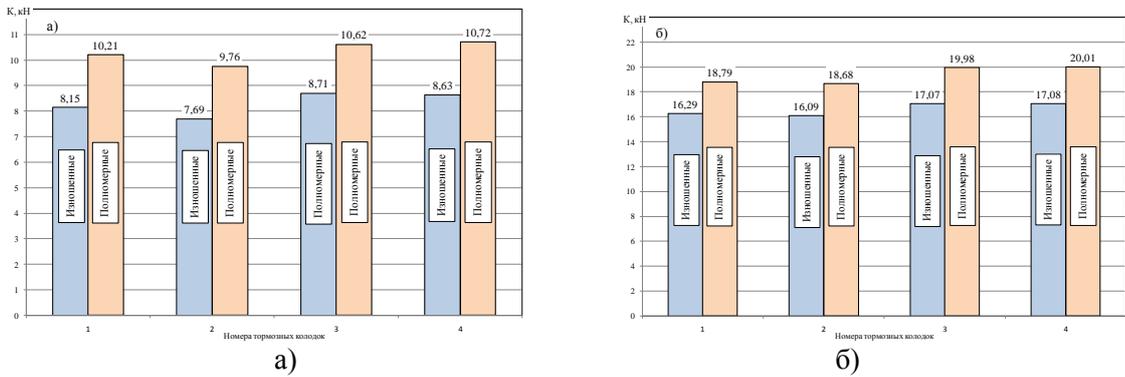


Рисунок 1.9 - Расчетные силы нажатия тормозных изношенных колодок на колеса для а) порожнего и б) груженого вагонов

Недостатком несимметричной рычажной передачи является повышенный разброс сил нажатия колодок при торможении вагона.

Результаты измерений сил нажатия подвергались статистическому анализу. В качестве статистического закона распределения сил нажатия колодок на колеса принимался нормальный закон распределения, для которого функции распределения и плотности вероятности имеют вид [8, 9, 10]:

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-a)^2}{2 \cdot \sigma^2}} dx, \quad (1.1)$$

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \cdot e^{-\frac{(x-a)^2}{2 \cdot \sigma^2}}, \quad (1.2)$$

где  $a$  и  $\sigma^2$  – математическое ожидание и дисперсия случайной величины.

Доверительные интервалы для математического ожидания определяются по формуле [3]:

$$\bar{x} - z_{p_1} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} < a < \bar{x} + z_{p_2} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}}, \quad (1.3)$$

где  $\bar{x}$  – выборочное среднее из  $n$  независимых значений;

$z_p$  – квантиль нормируемого нормального распределения.

Результаты статистического анализа представлены на рис. 1.10 и 1.11.

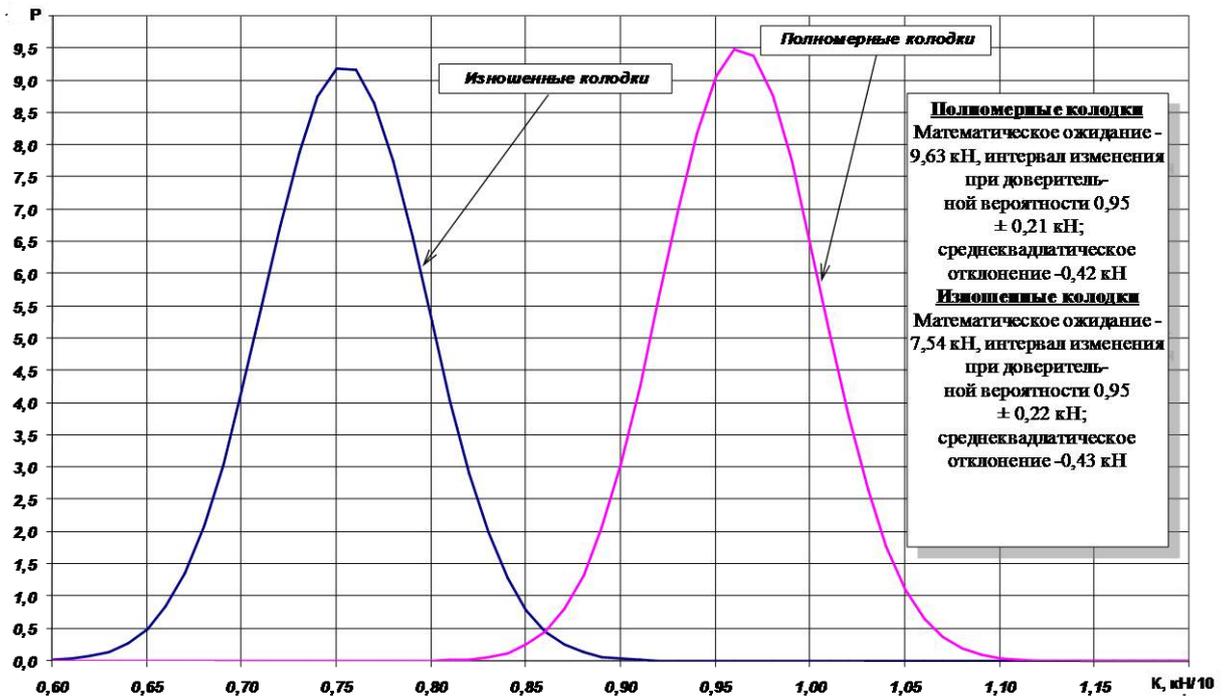


Рисунок 1.10 - Статистические характеристики сил нажатия тормозных колодок для порожнего бункерного вагона с типовой рычажной передачей

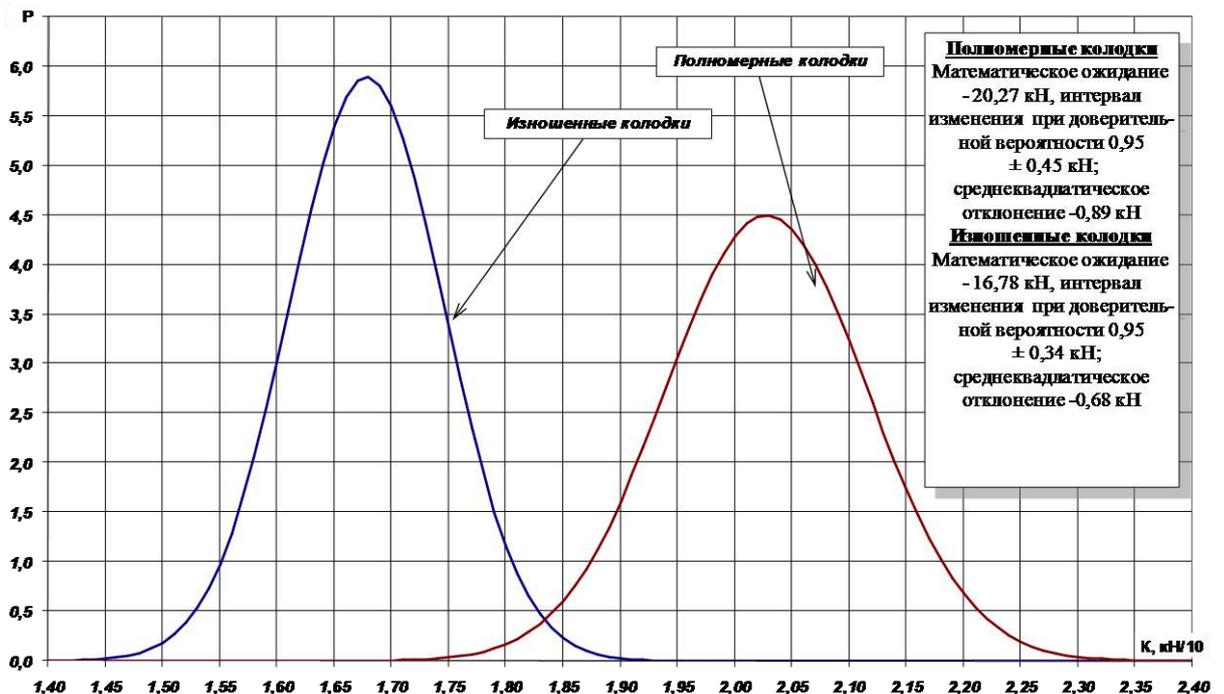


Рисунок 1.11 - Статистические характеристики сил нажатия тормозных колодок для груженого бункерного вагона с типовой рычажной передачей

## 1.2 ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ПОТЕЛЕЖЕЧНЫМ ТОРМОЖЕНИЕМ

В настоящее время все большее распространение получают тормозные системы с потележечным торможением (рис. 1.12), призванные более равномерно распределить тормозные силы на тележки.

Пневматическая часть тормоза (рис. 1.12) включает воздухораспределитель 483М, камеру 295М, два тормозных цилиндра модели 10", авторежим 265А-1, запасной резервуар Р7-78, концевые краны 4304, разобщительный кран № 4300, соединительные рукава Р-17Б.

Передача усилия от тормозного цилиндра к тормозным колодкам, прижимаемым к колесам при торможении и отводимым при отпуске, осуществляется посредством тормозной рычажной передачи, представляющей собой систему тяг, затяжек и рычагов, взаимодействующих с триангелями, на которых установлены башмаки с тормозными колодками. Регулировка рычажной передачи по мере износа тормозных колодок осуществляется с помощью авторегулятора модели РТРП-300.

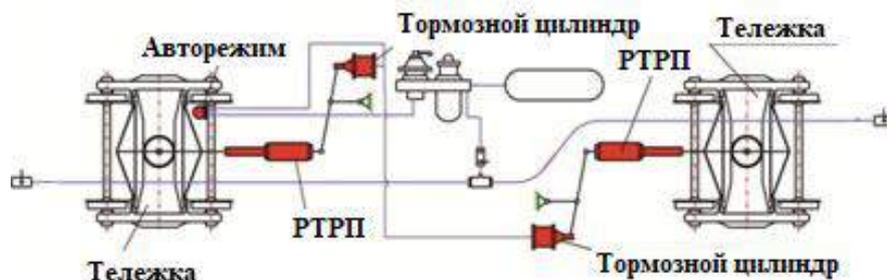


Рисунок 1.12 – Тормозная система грузового вагона с потележечным торможением

Тормозные системы с потележечным торможением на каждую тележку для бункерных вагонов в значительной степени упрощают рычажную передачу (рис. 1.13).

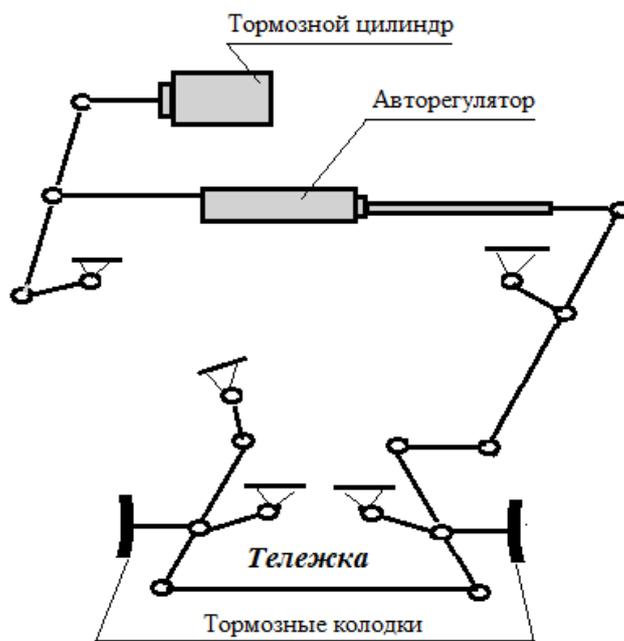


Рисунок 1.13 - Рычажная передача тормозной системы бункерного вагона с потележечным торможением

Результаты измерения сил нажатия колодок на колеса для бункерных вагонов с потележечным торможением показали (рис. 1.14 и 1.15), что различие тормозных коэффициентов для порожнего вагона при полномерных ( $\delta_p = 0,324$ ) и изношенных колодках ( $\delta_p = 0,285$ ) не превышает 13 %, а для груженого – не более 2,7 % при расчетных коэффициентах соответственно  $\delta_p = 0,165$  (полномерные) и  $\delta_p = 0,161$  (изношенные).

Результаты статистического анализа показали, что при потележечном торможении разброс сил нажатия колодок на колеса снижается (рис. 1.16 и 1.17).

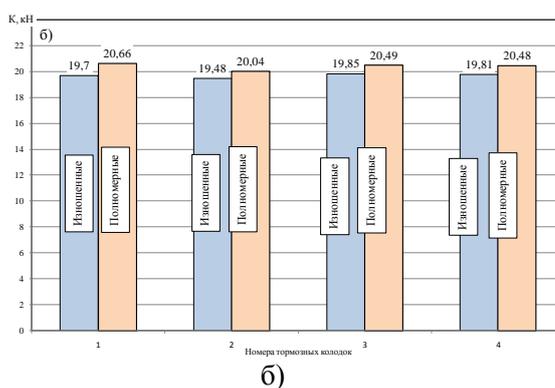
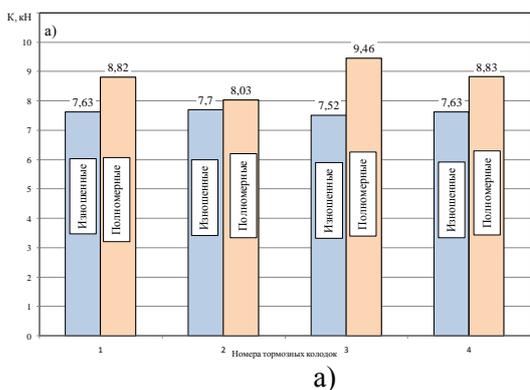


Рисунок 1.14 - Действительные силы нажатия тормозных колодок на колеса для а) порожнего и б) груженого вагонов с потележечным торможением

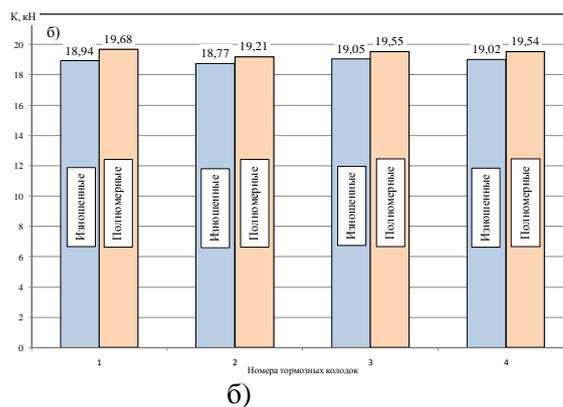
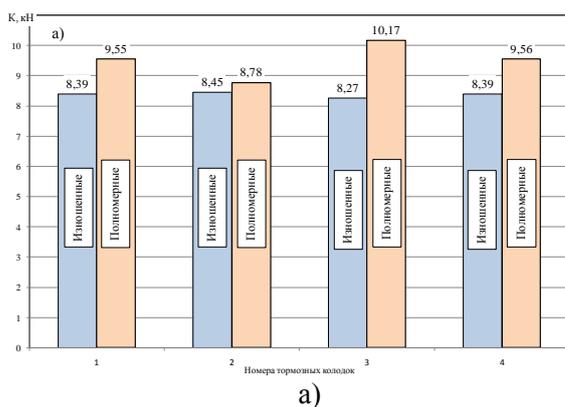


Рисунок 1.15 - Расчетные силы нажатия тормозных колодок на колеса для а) порожнего и б) груженого вагонов с потележечным торможением.

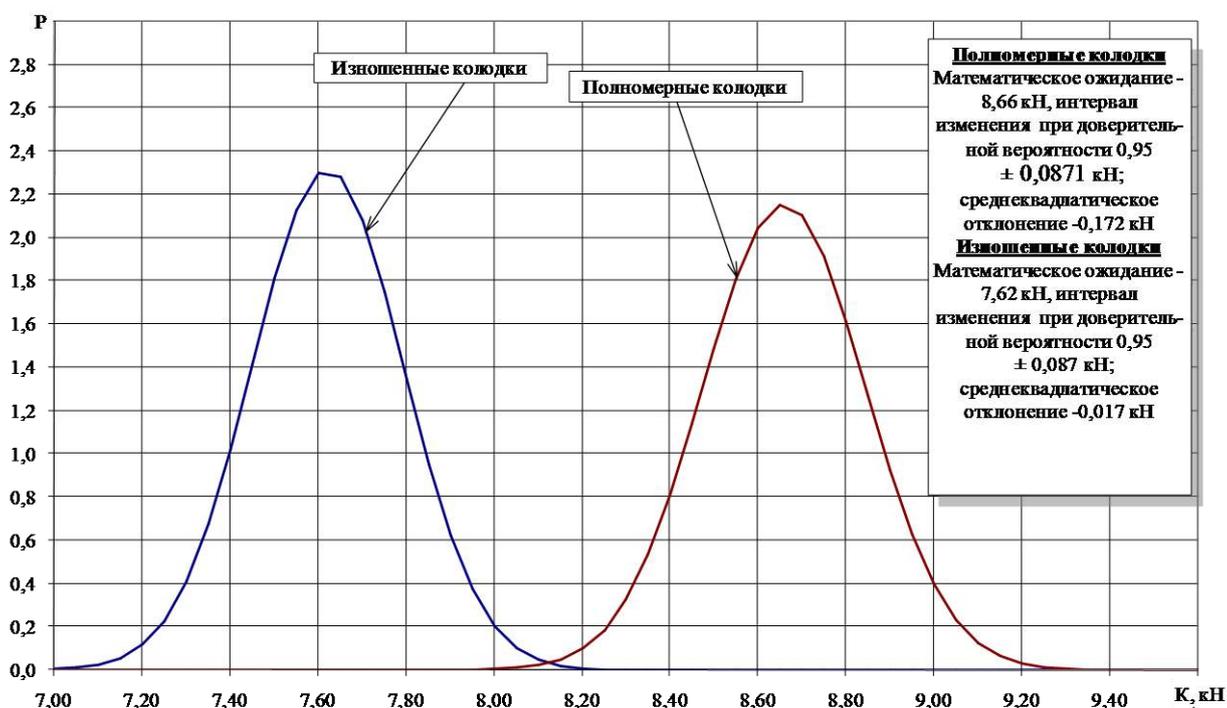


Рисунок 1.16 - Статистические характеристики сил нажатия тормозных колодок для порожнего бункерного вагона с потележечным торможением

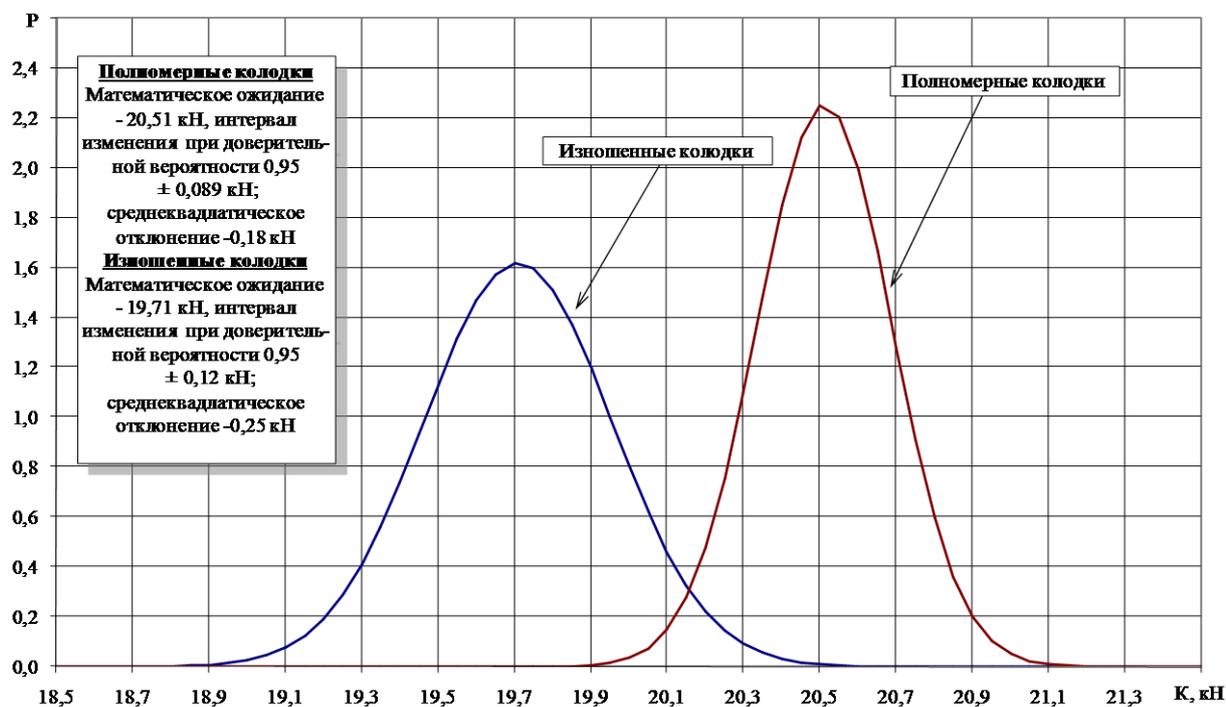


Рисунок 1.17 - Статистические характеристики сил нажатия тормозных колодок для груженого бункерного вагона с потележечным торможением

На основании выполненных исследования было установлено, что применение тормозных систем с потележечным торможением на бункерных вагонах позволяет:

- 1 В значительной степени упростить тормозную рычажную передачу и устранить большинство отмеченных недостатков;
- 2 Более равномерно распределить силы нажатия колодок на колеса при торможении;
- 3 Повысить тормозную эффективность при изношенных колодках.

## РАЗДЕЛ 2

### ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЕЛИЧИНУ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ СИЛЫ НАЖАТИЯ КОЛОДОК НА КОЛЕСА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Конструктивные параметры тормозной системы, а также давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре при торможении должны соответствовать нормативным значениям [1, 2].

Важнейшим показателем тормозной эффективности грузового вагона является расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок на колеса (далее тормозной коэффициент), определяемый как отношение суммарной расчетной силы нажатия колодок ( $K_p$ ) к брутто вагона [1]:

Тормозной коэффициент определяется по формуле [1]:

$$\delta_p = \frac{K_p \cdot n}{T + Q}; \quad (2.1)$$

где  $K_p$  - расчетная сила нажатия тормозной колодки, определяемая по формуле:

для композиционных колодок [1]:

$$K_{p,к} = 1,22 \cdot K \frac{K + 20}{4K + 20}; \quad (2.2)$$

для чугунных колодок [1]:

$$K_{p,ч} = 2,22 \cdot K \frac{K + 6,25}{5K + 6,25}; \quad (2.3)$$

где  $K$  - действительная сила нажатия тормозной колодки;

$n$  - количество тормозных колодок;

$T$  - тара вагона;

$Q$  - грузоподъемность вагона;

Из выражений (2.2 и 2.3) вытекает, что при заданной осевой нагрузке, основным параметром, определяющим тормозную эффективность грузовых четырехосных вагонов, является действительная сила нажатия колодки на колесо при торможении, а также коэффициент трения тормозной колодки и колеса.

Величина действительной силы нажатия в основном зависит от передаточного числа рычажной передачи, выхода штока тормозного цилиндра и давления, реализуемого в тормозном цилиндре при торможении.

Однако, как показывают экспериментальные исследования [3], на величину действительной силы нажатия колодок могут оказывать и такие факторы как износ тормозных колодок, величина выхода штока тормозного цилиндра, а также неравномерное распределение усилий между тормозными колодками, которые вызывают появление ползунов и наваров на поверхности колеса при торможении [4].

С целью оценки влияния указанных факторов на силу нажатия тормозных колодок на колеса были проведены экспериментальные исследования на четырехосном грузовом полувагоне с осевой нагрузкой 230 кН (23,5 тс) и типовой тормозной системой.

Измерение сил нажатия осуществлялось с помощью силоизмерительных датчиков, которые устанавливались между башмаком и колесом, силы нажатия записывались на компьютер и моделировалось в виде диаграмм.

Анализ диаграмм, приведенных на рис. 2.1 и 2.2, показывает, что силы нажатия колодок на колеса распределяются неравномерно как для порожнего, так и для груженого вагонов [5]. Такая неравномерность обусловлена особенностью рычажной передачи, для которой усилие от штока тормозного цилиндра передается на тяги, затем посредством вертикальных рычагов и распорки – на триангели, которые перемещаются и прижимают тормозные колодки к поверхностям катания колесных пар. В случае полномерных колодок ( $h = 65$  мм) наибольшие суммарные силы нажатия реализуются на колесных парах тележки со стороны штока тормозного цилиндра, причем в пределах одной тележки максимальное усилие реализуется на внешних колесных парах (рис. 2.3 и 2.4).

Влияние толщины (износа) тормозных колодок на величину действительных сил нажатия оценивалось путем измерения сил нажатия при толщинах колодок 50 мм (износ  $\Delta h = 15$  мм) и 25 мм (износ  $\Delta h = 40$  мм). Выполненные исследования показали, что с увеличением износа колодок действительные силы нажатия уменьшаются (рис. 2.5), причем при износе колодок более 8 мм наибольшие усилия перераспределяются на внутренние колесные пары тележек (рис. 2.6).

Суммарные значения сил нажатия (расчетные и действительные), а также тормозной коэффициент имеют линейную зависимость от величины износа тормозных колодок (рис. 2.7).

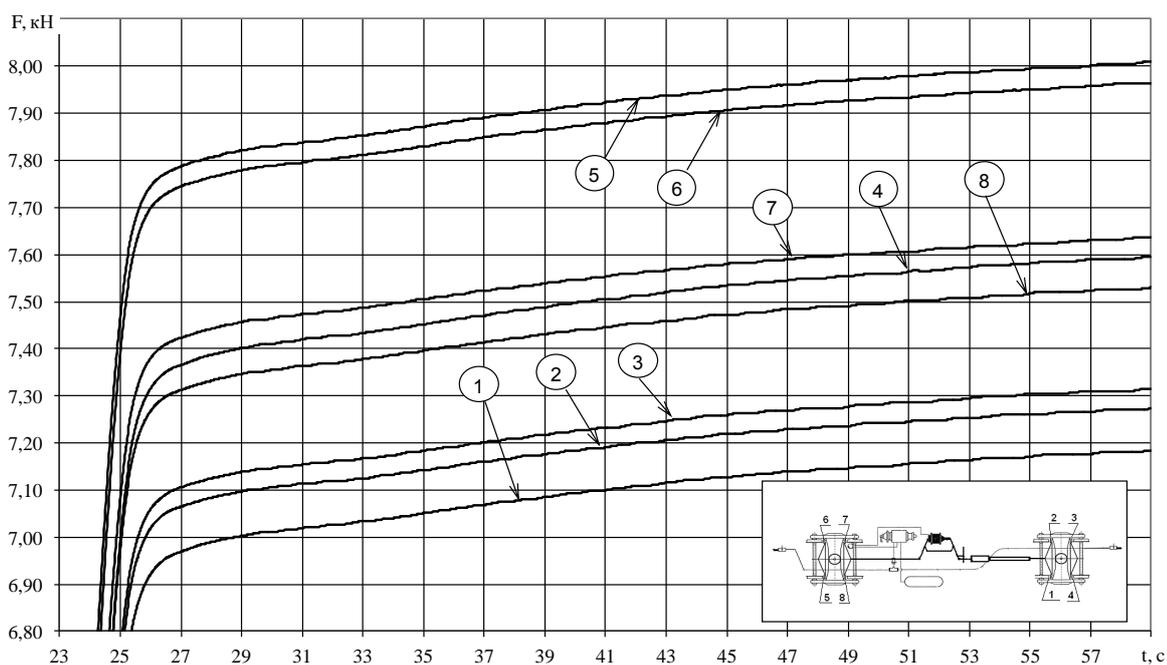


Рисунок 2.1 - Диаграмма изменения сил нажатия при экстренном торможении для порожнего вагона

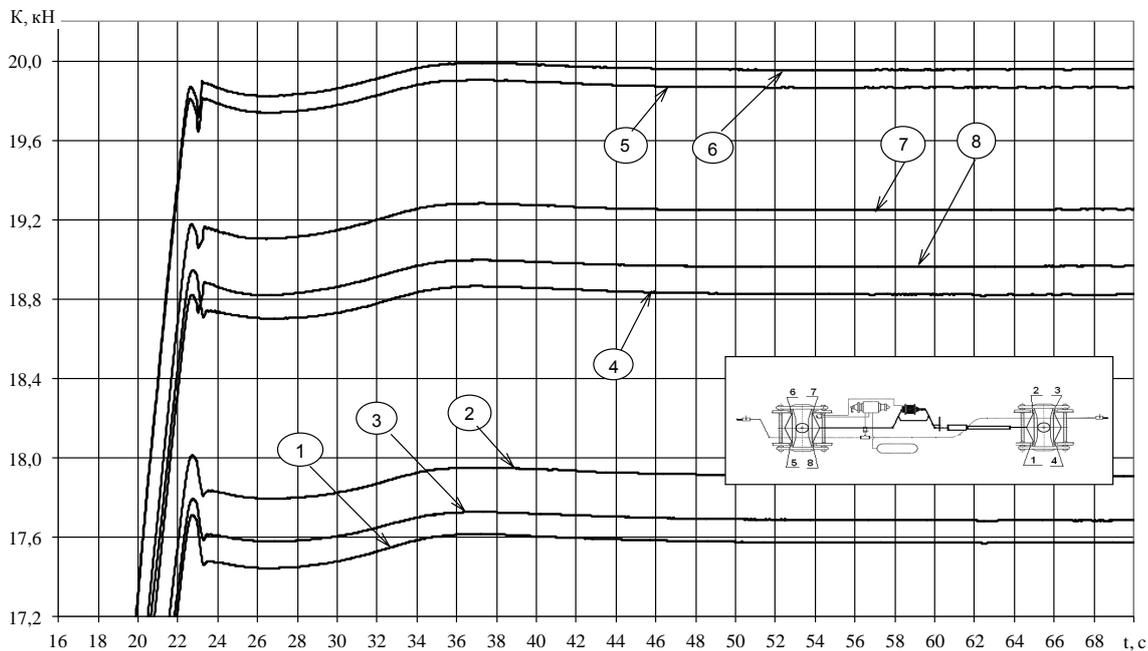


Рисунок 2.2 - Диаграмма изменения сил нажатия при экстренном торможении для груженого вагона

Градиенты изменения действительной силы нажатия и тормозного коэффициента составляют соответственно  $(-0,3204 \text{ кН/мм})$  и  $(-0,00027 \text{ 1/мм})$ . Так, например, при износе тормозных колодок на 10 мм, действительная сила нажатия уменьшается на величину  $\Delta K_f = 0,3204 \cdot 10 = 3,204 \text{ кН}$ , а тормозной коэффициент на величину  $\Delta \delta = 0,00027 \cdot 10 = 0,0027$ . При минимально допустимой толщине колодок

14 мм (износ 51 мм) величина действительной силы нажатия и тормозного коэффициента уменьшаются соответственно на 16,34 кН и 0,013 (10,4 % и 8,5 %).

Полученные результаты исследований позволяют получить прогнозируемую тормозную эффективность грузового вагона при максимально изношенных колодках.

Исследования влияния величины выхода штока тормозного цилиндра на силу нажатия колодок на колеса проводились при полномерных колодках.

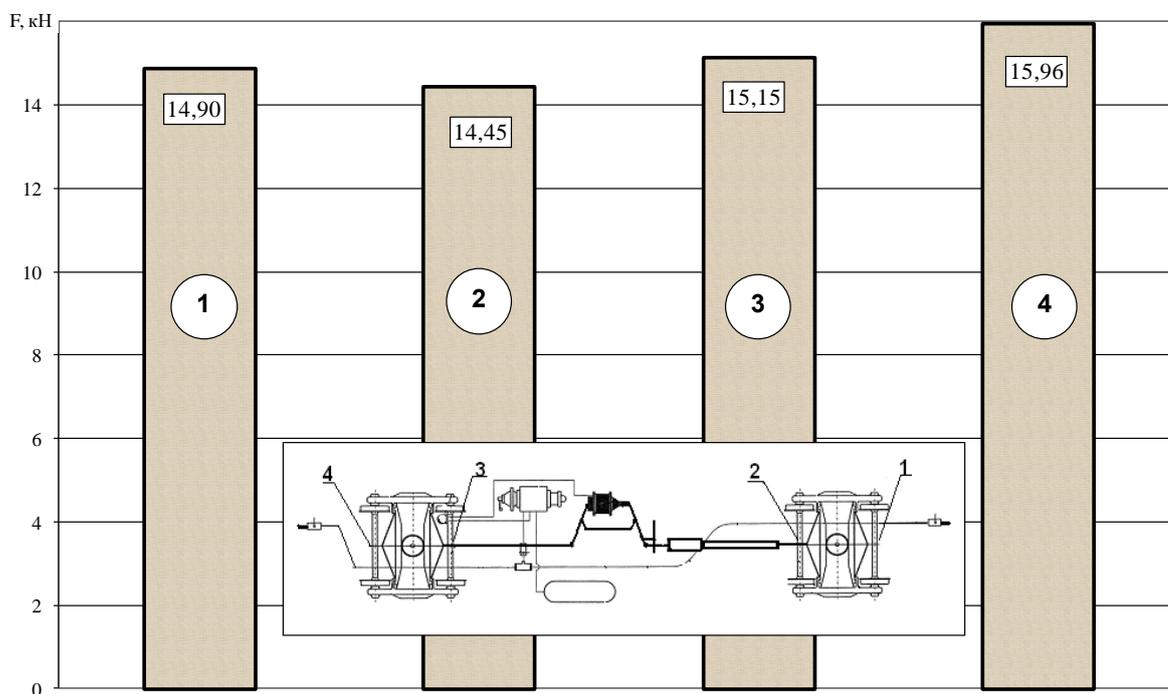


Рисунок 2.3 - Распределение суммарных сил нажатия полномерных колодок на колесные пары при экстренном пневматическом торможении для порожнего вагона

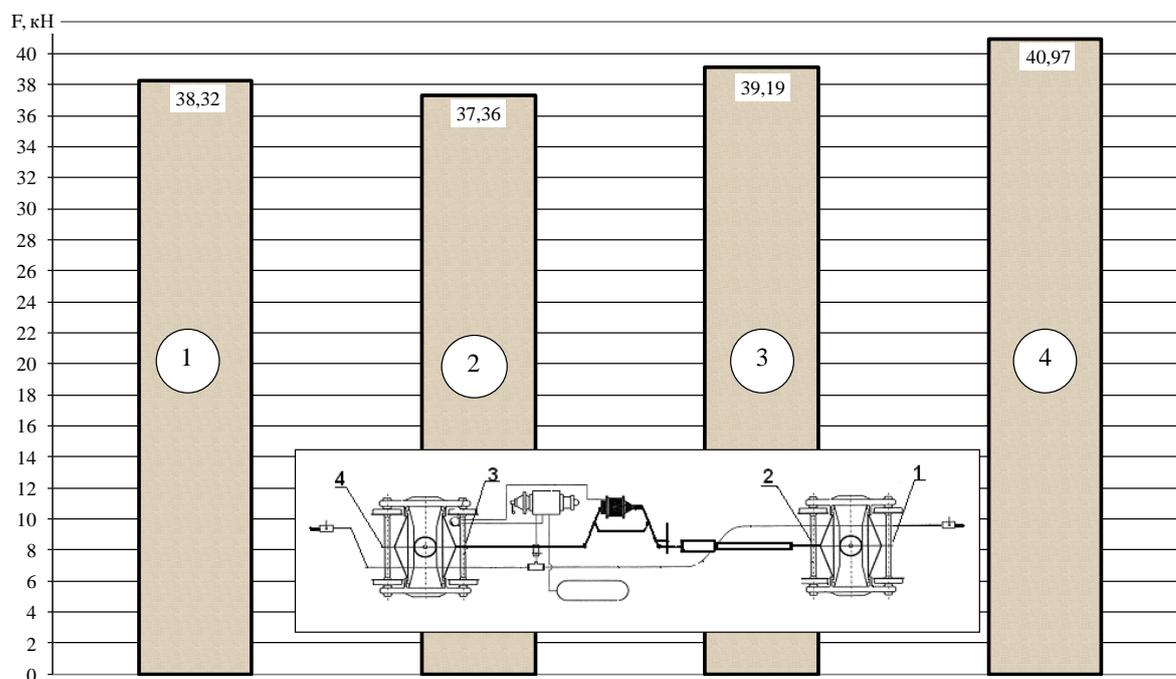


Рисунок 2.4 - Распределение суммарных сил нажатия полномерных колодок на колесные пары при экстренном пневматическом торможении для груженого вагона

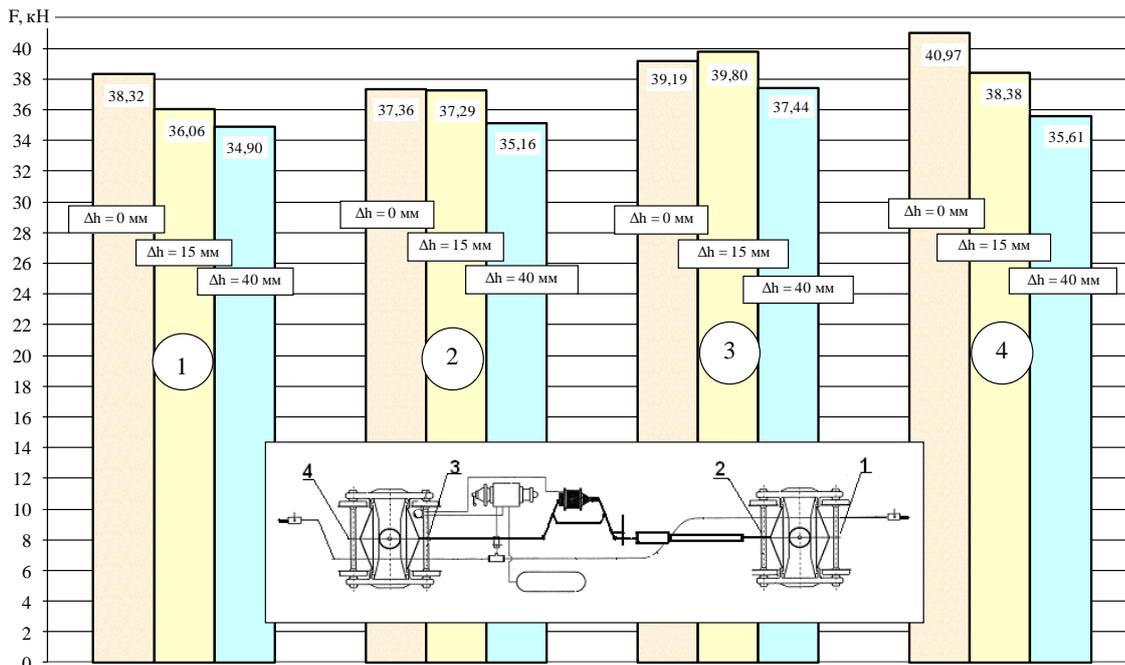


Рисунок 2.5 - Действительные силы нажатия колодок на колесные пары при износе колодок для грузового вагона

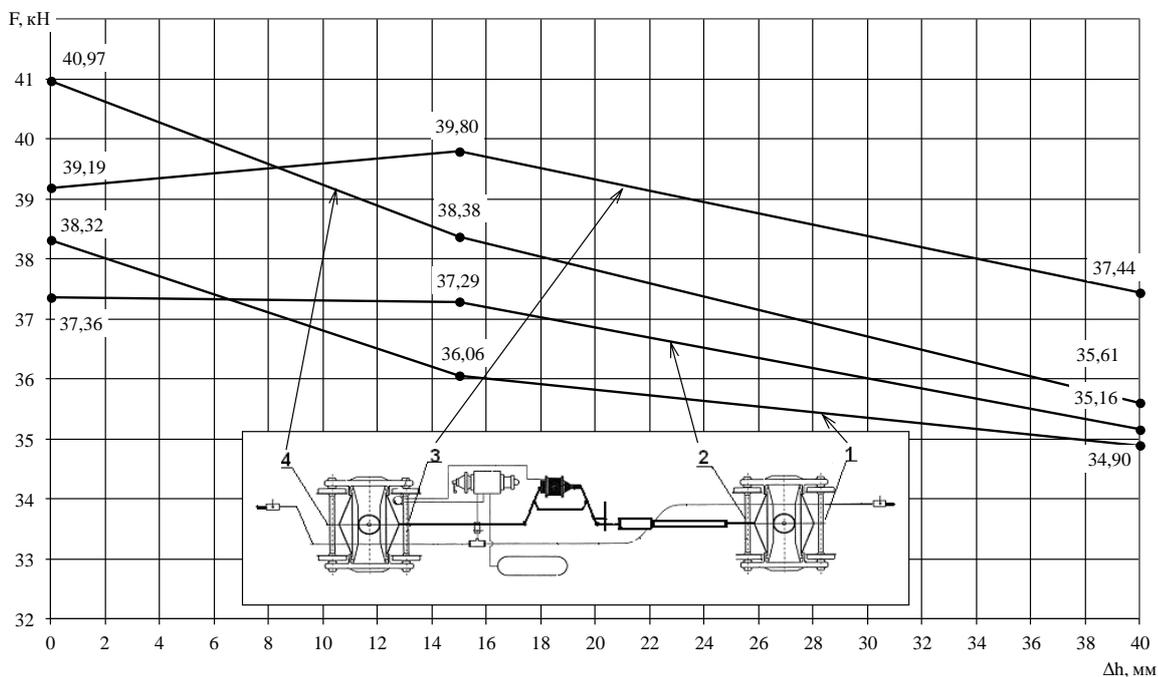


Рисунок 2.6 - Перераспределение действительных сил нажатия в зависимости от износа колодок

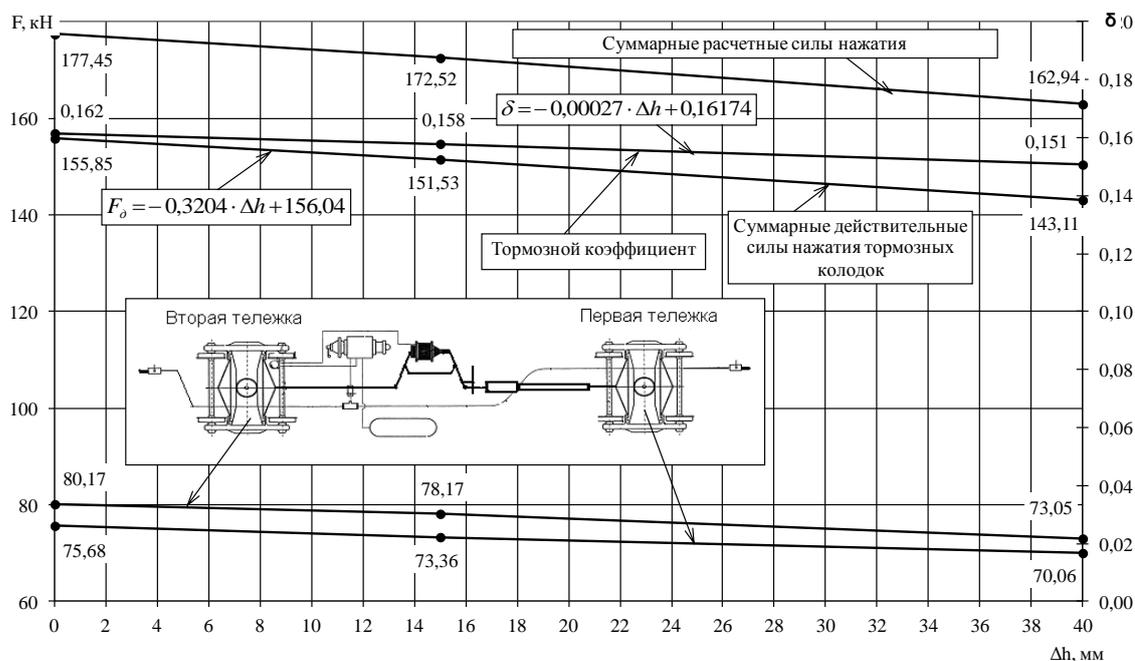


Рисунок 2.7 - Изменение силовых характеристик тормозной системы грузового вагона в зависимости от износа тормозных колодок

Результаты исследования свидетельствуют, что с увеличением выхода штока действительная сила нажатия колодок уменьшается (рис. 2.8), причем наибольшее снижение действительных сил нажатия проявляется при выходе штока более 94 мм (рис. 2.9).

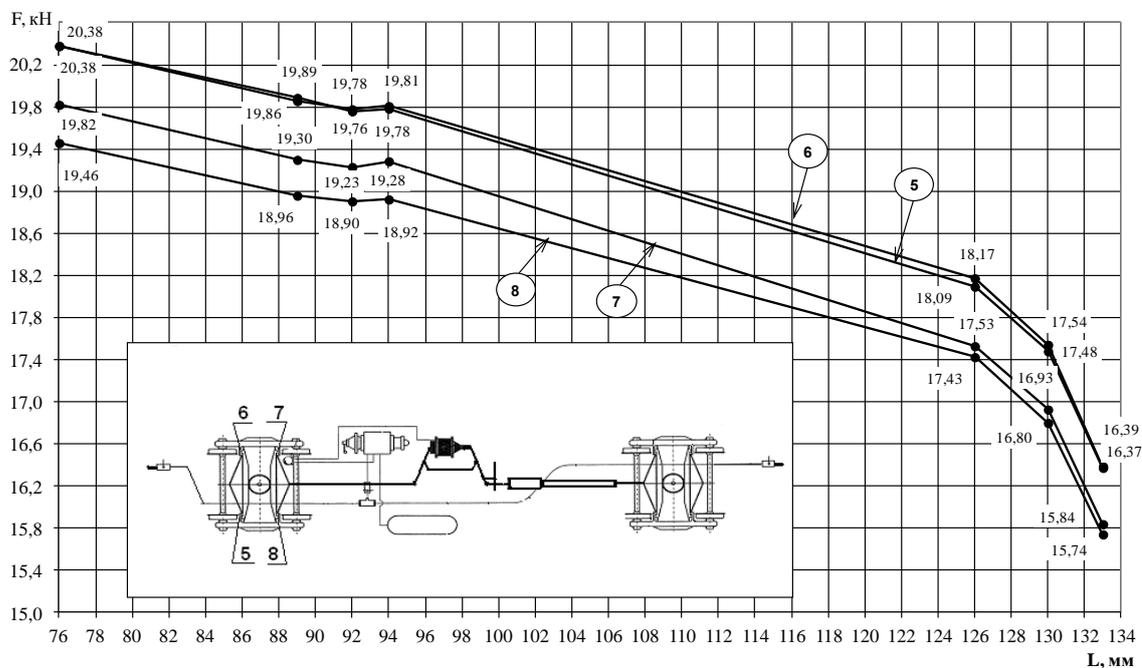


Рисунок 2.8 - Действительные силы нажатия колодок на колеса при различных значениях выхода штока тормозного цилиндра

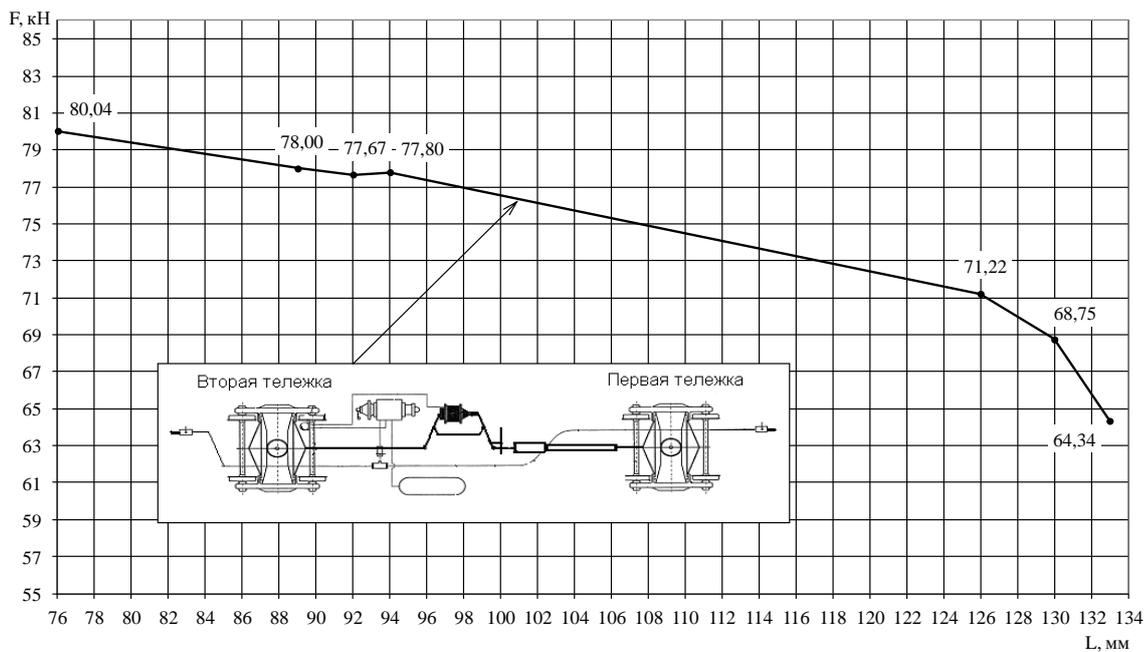


Рисунок 2.9 - Суммарные действительные силы нажатия колодок на колесные пары тележки при различных значениях выхода штока тормозного цилиндра

На основе выполненных исследований было установлено:

- 1 Величины действительных сил нажатия колодок на колеса распределяются неравномерно, при полномерных колодках наибольшие силы нажатия приходятся на внешние колесные пары, при износе колодок более 8 мм – на внутренние.
- 2 Износ тормозных колодок вызывает уменьшение как действительных сил нажатия, так и тормозного коэффициента, градиент снижения для действительной силы и тормозного коэффициента составляет соответственно 0,3204 кН/мм и 0,00027 1/мм.
- 3 Для четырехосного грузового полувагона уменьшение суммарной действительной силы нажатия и тормозного коэффициента при максимально изношенных колодках составили соответственно 10,4 % и 8,5 %.
- 4 Максимальное значение выхода штока тормозного цилиндра не должно превышать 100 мм.

## РАЗДЕЛ 3

### ОСОБЕННОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В ТОРМОЗНЫХ ЦИЛИНДРАХ ЧЕРЕЗ АВТОРЕЖИМ

Авторежим 265А-1 предназначен для автоматического регулирования давления сжатого воздуха в тормозном цилиндре в зависимости от степени загрузки вагона.

Таблица 3.1 - Техническая характеристика авторежима

Наименование	Характеристика
Давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре при полном торможении, кПа (кгс/см <sup>2</sup> ):	
Порожний режим	120-160 (1,2-1,6)
Груженный режим	300-390 (3,0-3,9)
Максимальный ход демпферного поршня, мм	34-40
Габаритные размеры, мм	286x206x385
Масса тары, кг	20

Целью исследования является оценка работоспособности авторежима путем замера давлений в тормозном цилиндре порожнего и груженого вагона с композиционными (воздухораспределитель включен на средний режим) и чугунными колодками (воздухораспределитель включен на груженный режим) при экспериментальных торможениях как в стационарных, так и в поездных условиях.

Согласно [1], расчетные давления в тормозных цилиндрах при наличии авторежима на вагоне должны составлять (с массой тары вагона менее 27 т) значения, приведенные в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Нормативные значения давлений в тормозных цилиндрах грузовых вагонов

Режим включения воздухораспределителя	Расчетная величина давления*, кПа (кгс/см <sup>2</sup> )	
	Порожний вагон	Груженный вагон
Средний	130/160 (1,3/1,6)	300/340 (3,0/3,4)
Груженный	160/200 (1,6/2,0)	400/450 (4,0/4,5)

Примечание \* в числителе – для определения эффективности тормоза, в знаменателе – для определения отсутствия юза.

В качестве критерия оценки работоспособности авторежима принимался диапазон реализуемых давлений в тормозном цилиндре при среднем (композиционные колодки) и груженом (чугунные колодки) включении воздухораспределителя.

Исследования проводились как в стационарных (в том числе на специальных стендах), так и в поездных условиях. Информация, собранная в процессе проведения исследования, подвергалась первичной качественной и последующей количественной обработке.

Целью первичной обработки являлся отсев явно недостоверного материала, оценка полноты и однородности оставшейся информации и ее ранжирование.

Ранжирование материалов исследования заключалось в систематизации первичной информации по интервалам длиной 10 кПа (0,1 кгс/см<sup>2</sup>).

Первичная обработка статистических данных может быть представлена вычислительным процессом [9], исходными данными для которых являются величины реализуемых авторежимом давлений в тормозном цилиндре в *i*-ом интервале значений давлений  $P_i$ , общее количество замеренных значений ( $N$ ) и количество значений  $P_i$  в *i*-ом интервале ( $n_i$ ) и состоящая в определении:

величины частоты появления  $P_i$  в *i*-ом интервале

$$q_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (3.1)$$

накопленной интервальной частоты для *i*-го интервала

$$r_i = \sum_{k=1}^i q_k = \sum_{k=1}^i \frac{n_k}{N_k} \quad (3.2)$$

Для отсева значений, которые не попадают в статистическую закономерность и обусловленные факторами выходящими за границу физического процесса используется неравенство [9]:

$$\frac{P_i^{\max(\min)} - m}{s} > T_{p,n} \quad (3.3)$$

где,  $P_i^{\max(\min)}$  - максимальное (минимальное) значения из выборочной совокупности случайных величин;

$m$  - математическое ожидание замеренных значений;

$s$  - среднеквадратичное отклонение;

$T_{p,n}$  - критическое значение  $T_p$  ( $p$  - процентная точка нормированного выборочного отклонения), обусловленное критическим значением распределения Стьюдента  $d_{p,n-2}$  [10].

$$T_{p,n} = \frac{d_{p,n-2} \sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2 + d_{p,n-1}^2}} \quad (3.4)$$

где,  $d_{p,n-2}$  - процентные точки Т-распределения Стьюдента.

Гистограммы распределения давлений реализуемых авторежимом в стационарных и поездных условиях представлены на рис. 3.1-3.4, а эмпирические вероятности – на рис. 3.5-3.8.

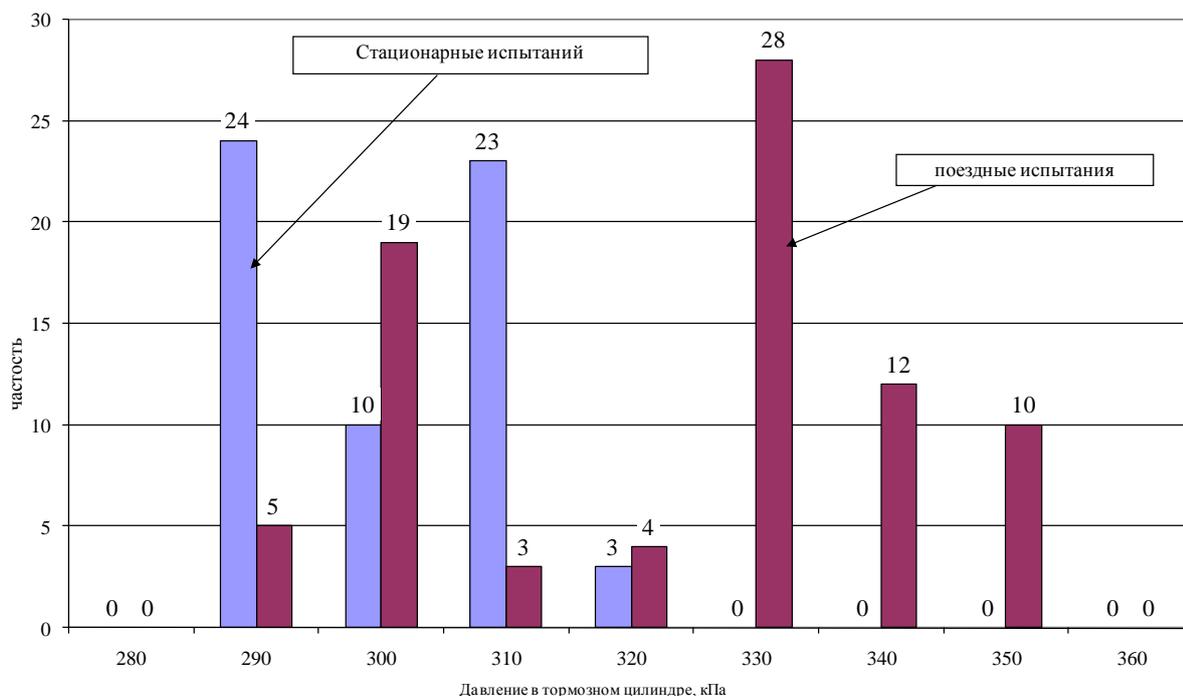


Рисунок 3.1 - Гистограмма распределения давления в тормозном цилиндре груженого вагона при композиционных колодках

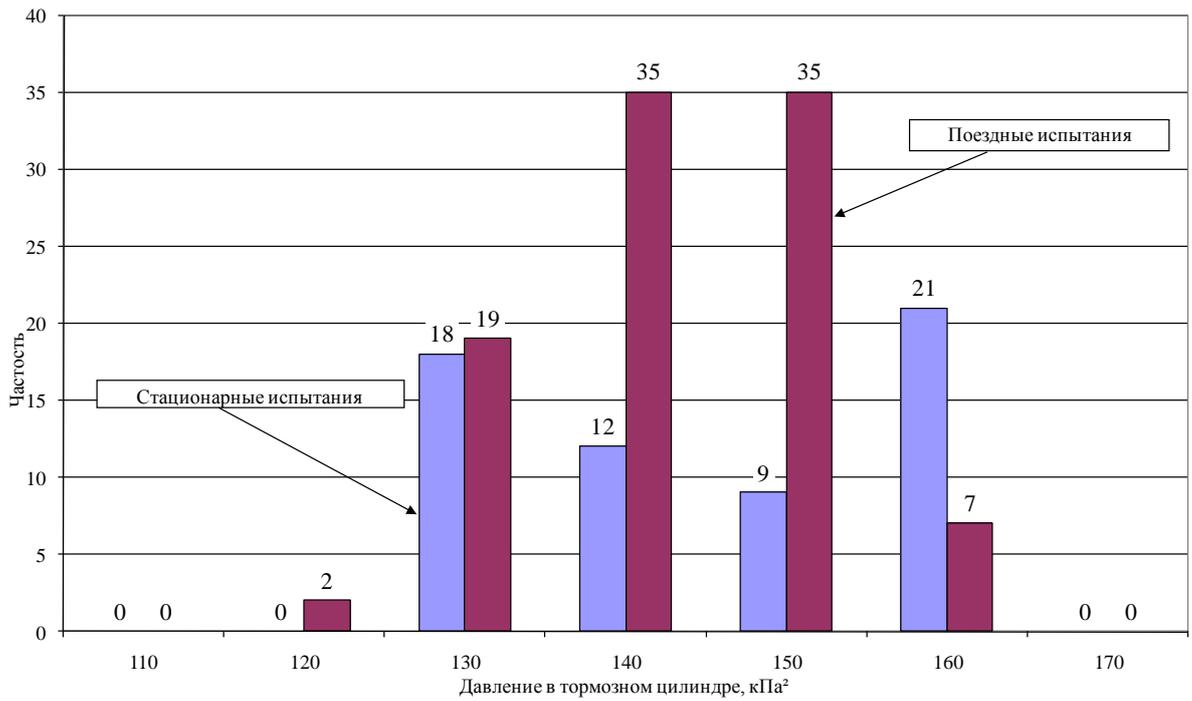


Рисунок 3.2 - Гистограмма распределения давления в тормозном цилиндре порожнего вагона при композиционных колодках

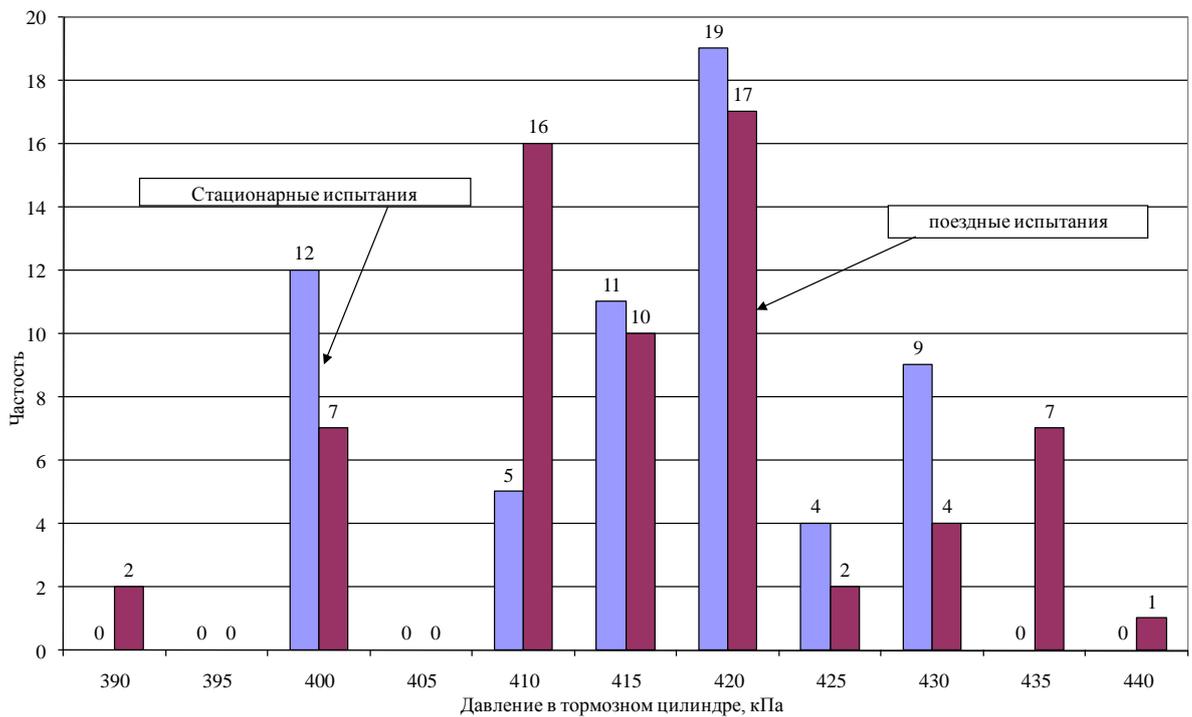


Рисунок 3.3 - Гистограмма распределения давления в тормозном цилиндре груженого вагона при чугунных колодках

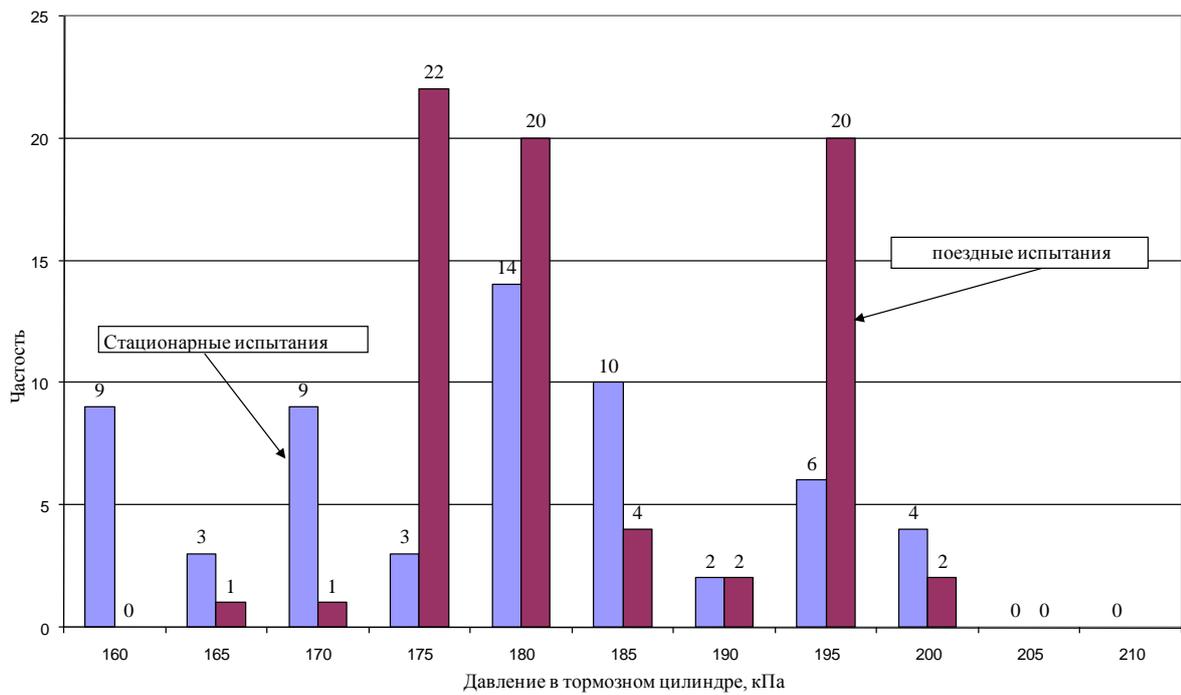


Рисунок 3.4 - Гистограмма распределения давления в тормозном цилиндре порожнего вагона при чугунных колодках

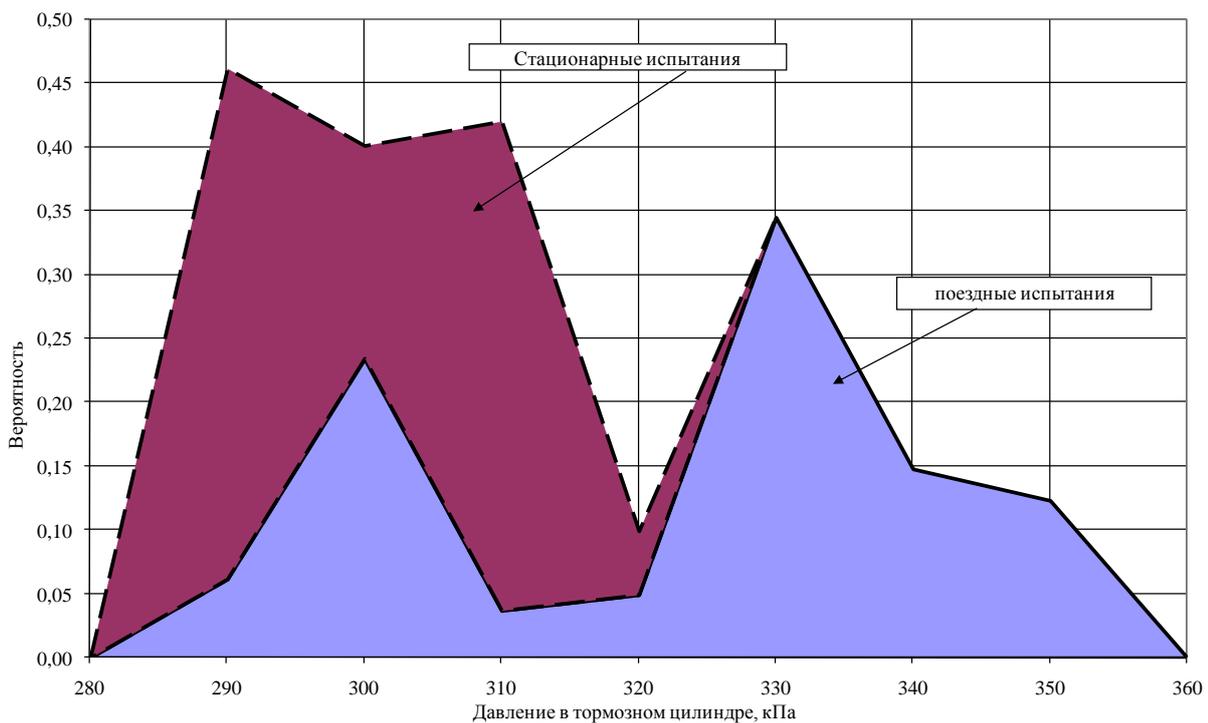


Рисунок 3.5 - Эмпирическое распределение вероятности величины давления в тормозном цилиндре груженого вагона при композиционных колодках

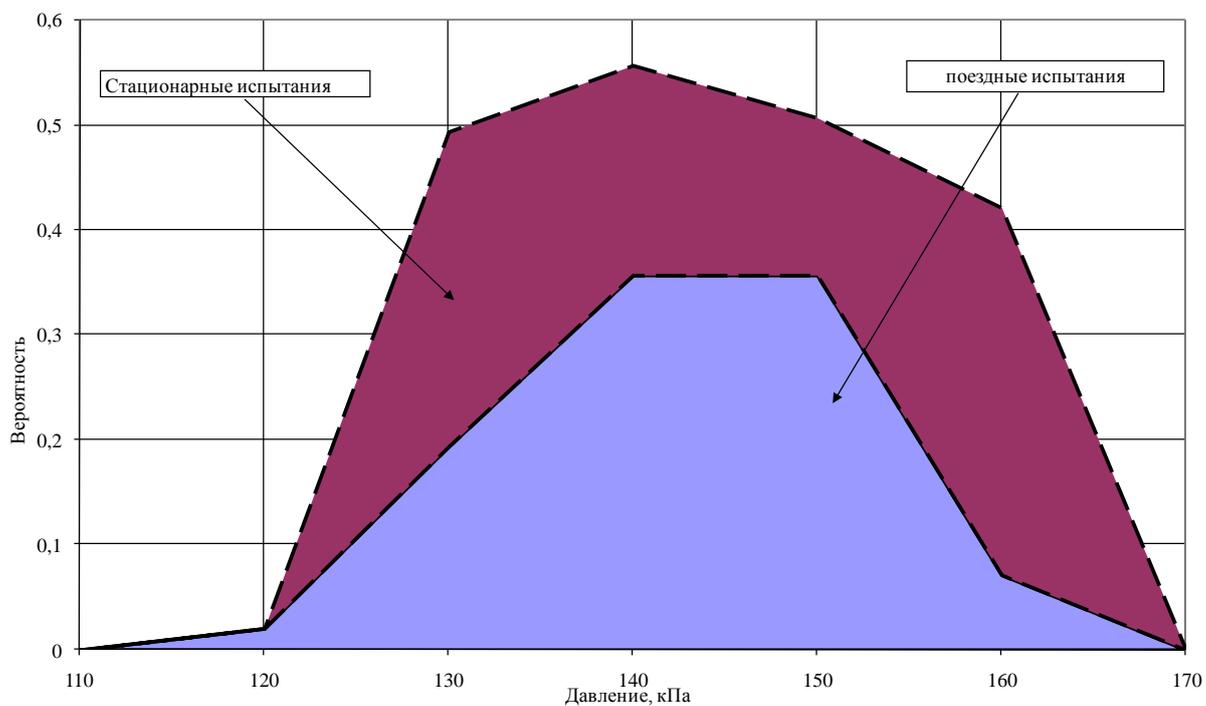


Рисунок 3.6 - Эмпирическое распределение вероятности величины давления в тормозном цилиндре порожнего вагона при композиционных колодках

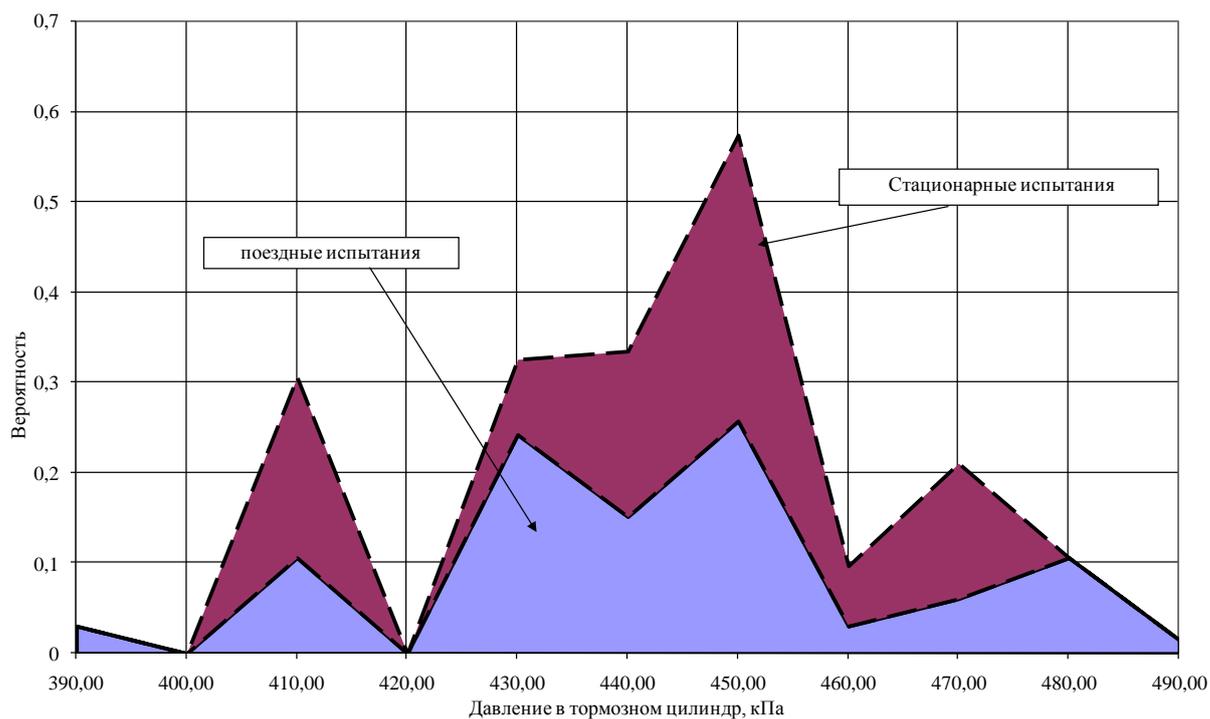


Рисунок 3.7 - Эмпирическое распределение вероятности величины давления в тормозном цилиндре груженого вагона при чугунных колодках

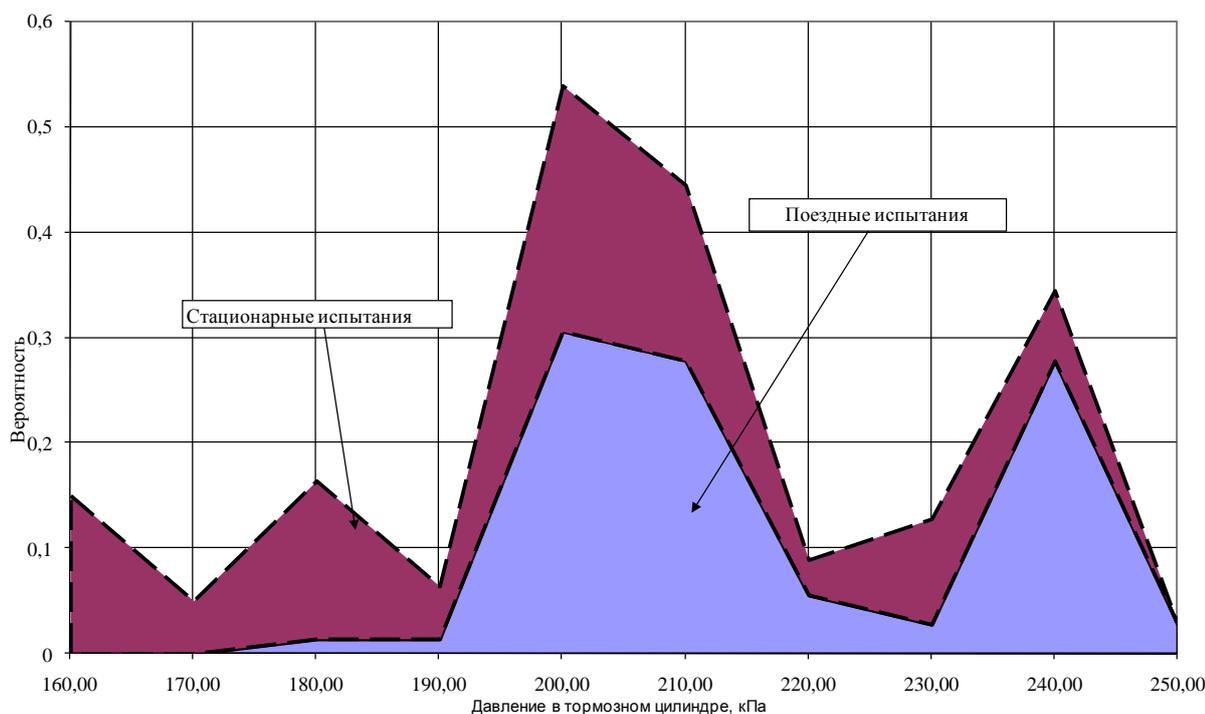


Рисунок 3.8 - Эмпирическое распределение вероятности величины давления в тормозном цилиндре порожнего вагона при чугунных колодках

В качестве статистических характеристик оценки работоспособности авторежима принимались: математическое ожидание; среднеквадратическое отклонение; доверительная вероятность математического ожидания.

Статистическая обработка состоит в определении [8]:

- математического ожидания

$$\bar{m}_{\Delta_i} = \frac{\sum_{j=1}^{n_i} h_{ij}}{n_i}; \quad (3.5)$$

где  $h_{ij}$  - значения  $j$ -ой случайной величины в  $i$ -ом интервале;

$n_i$  - количество измерений в  $i$ -ом интервале;

$m_{\Delta_i}$  - математическое ожидание случайного размера в  $i$ -ом интервале

- среднеквадратического отклонения:

$$S_{\Delta_i} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{n_i} (h_{ij} - m_{\Delta_i})^2}{n_i - 1}}. \quad (3.6)$$

Случайные размеры в каждом временном срезе группировались на классы (интервалы) по правилу Штюргеса [7]:

$$k \approx 1 + \lg(n_{ij}); \quad (3.7)$$

где  $k$  - число классов.

Проверка нулевой гипотезы о равенстве (однородности) средних оценивается с помощью критерия Стьюдена.

Оценкой  $\sigma^2$  служит выборочная полная (общая) дисперсия  $S^2$ , а интервальной оценкой математического ожидания  $a$  - выборочное общее среднее  $\bar{m}_{\Delta_i}$ . Доверительные интервалы для  $a$  и

$\sigma^2$  для  $p = \sum_{j=1}^{n_i} n_{ij} - 1$  степеней свободы определялись из выражений:

$$\bar{m}_{\Delta_i} - \frac{S_i}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij}}} t_{\alpha,p} < a < \bar{m}_{\Delta_i} + \frac{S_i}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij}}} t_{\alpha,p}; \quad (3.8)$$

$$\bar{m}_{\Delta_i} - \frac{S_i}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij}}} t_{\alpha,p} < a < \bar{m}_{\Delta_i} + \frac{S_i}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij}}} t_{\alpha,p}; \quad (3.9)$$

$$\frac{S_i^2 \left( \sum_{j=1}^{n_i} n_{ij} - 1 \right)}{\chi_{P_1}^2} < \sigma^2 < \frac{S_i^2 \left( \sum_{j=1}^{n_i} n_{ij} - 1 \right)}{\chi_{P_2}^2}. \quad (3.10)$$

Значения  $t_{\alpha,p}$ ,  $\chi_{P_1}^2$  и  $\chi_{P_2}^2$  определяются по таблицам в зависимости от числа степеней свободы и выборочного уровня доверительной вероятности ( $P=0,95$ ).

Результаты статистической обработки представлены в таблице 3.3 и на рис. 3.9 - 3.12.

Таблица 3.3 - Статистические показатели давлений (кПа), полученные по результатам испытаний

Статистические показатели	Стационарные испытания				Поездные испытания			
	Композиционные колодки		Чугунные колодки		Композиционные колодки		Чугунные колодки	
	Груженный	Порожний	Груженный	Порожний	Груженный	Порожний	Груженный	Порожний
Математическое ожидание	309,8	144,3	316,1	178,5	321,9	141,3	316,4	188,4
Стандартное отклонение	8,7	12,0	9,8	12,0	19,0	10,3	11,1	08,9
Интервал изменения матожидания с доверительной вероятностью 0,95	307,6-312,0	141,3-147,4	313,6-318,6	175,5-181,5	317,7-326,0	139,2-143,3	313,8-319,1	186,3-190,5

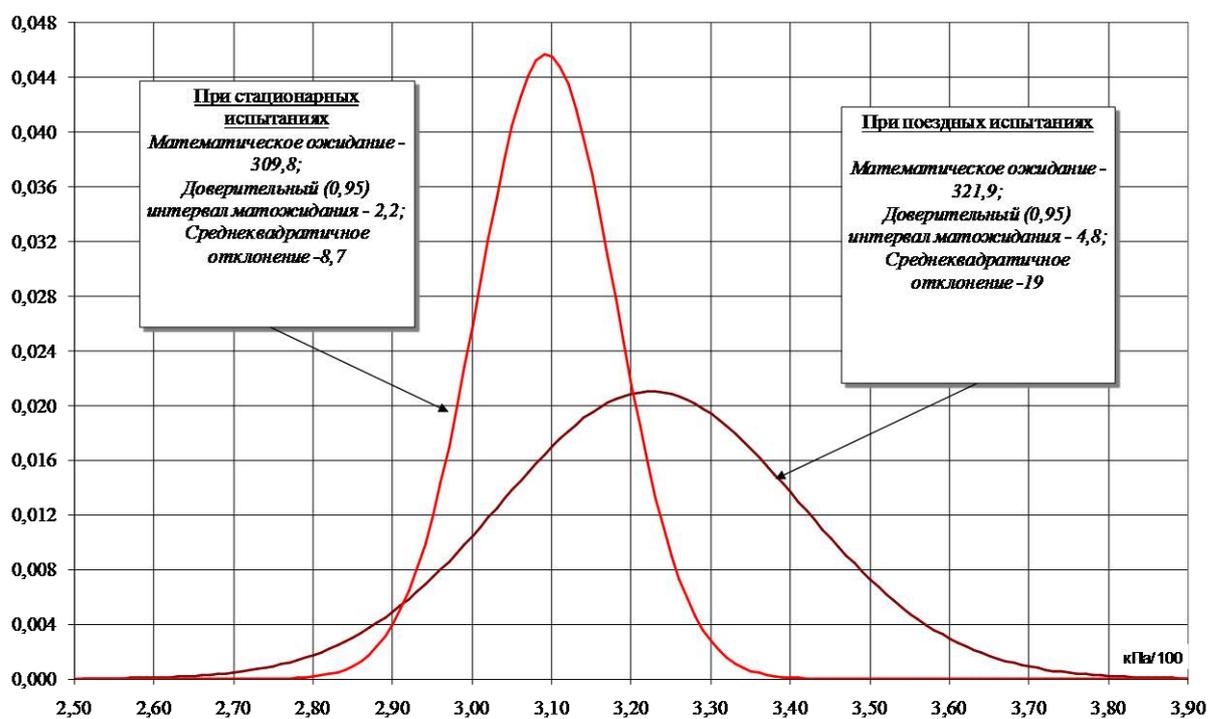


Рисунок 3.9 - Плотность вероятности распределения величин давлений для среднего режима воздухораспределителя при композиционных колодках

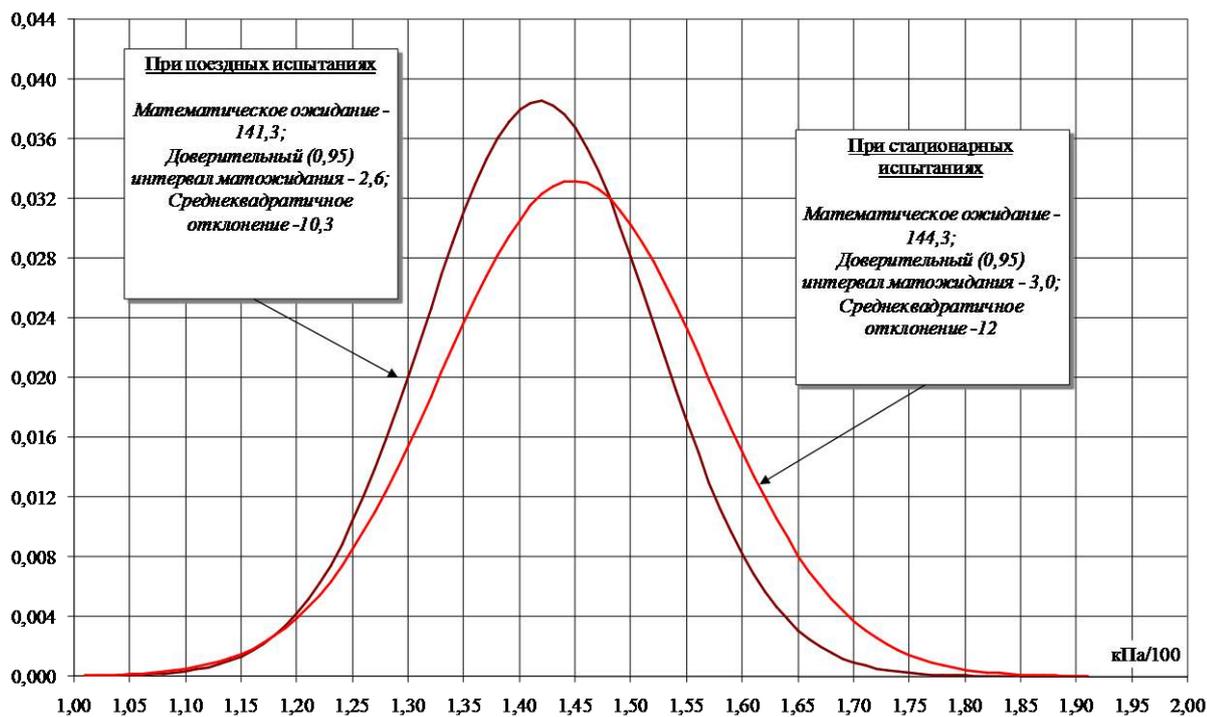


Рисунок 3.10 - Плотность вероятности распределения величин давлений для порожнего режима воздухораспределителя при композиционных колодках

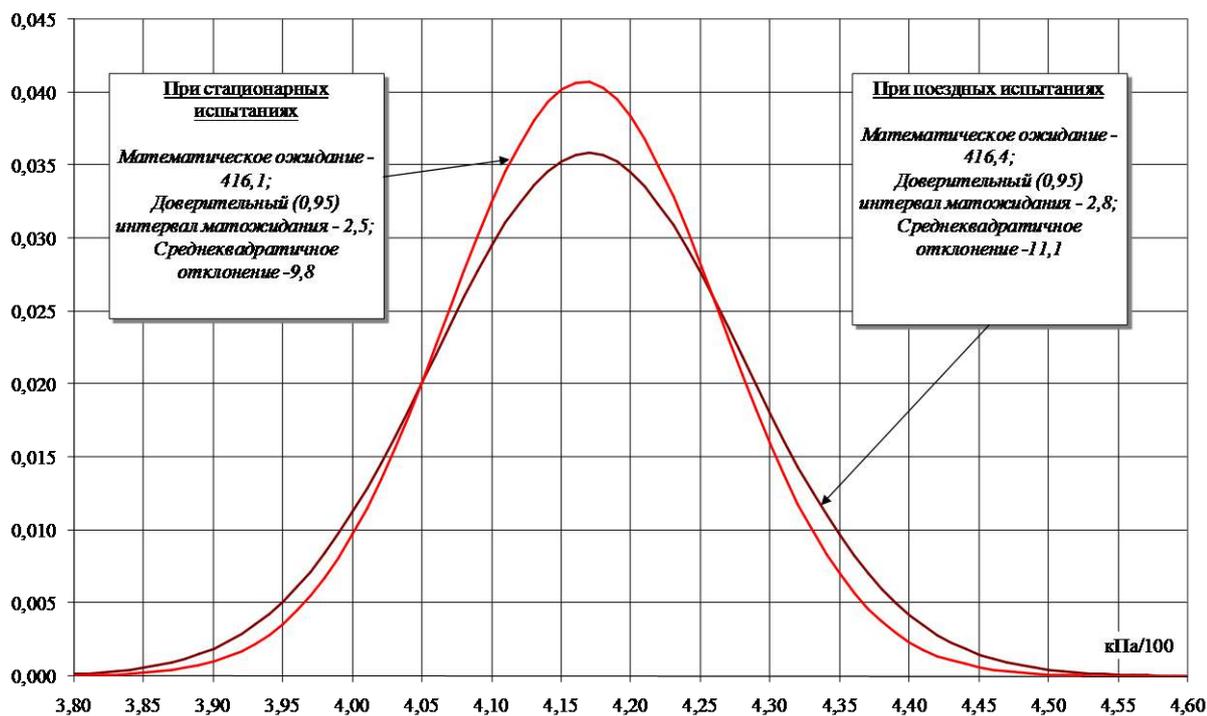


Рисунок 3.11 - Плотность вероятности распределения величин давлений для груженого режима воздухораспределителя при чугунных колодках

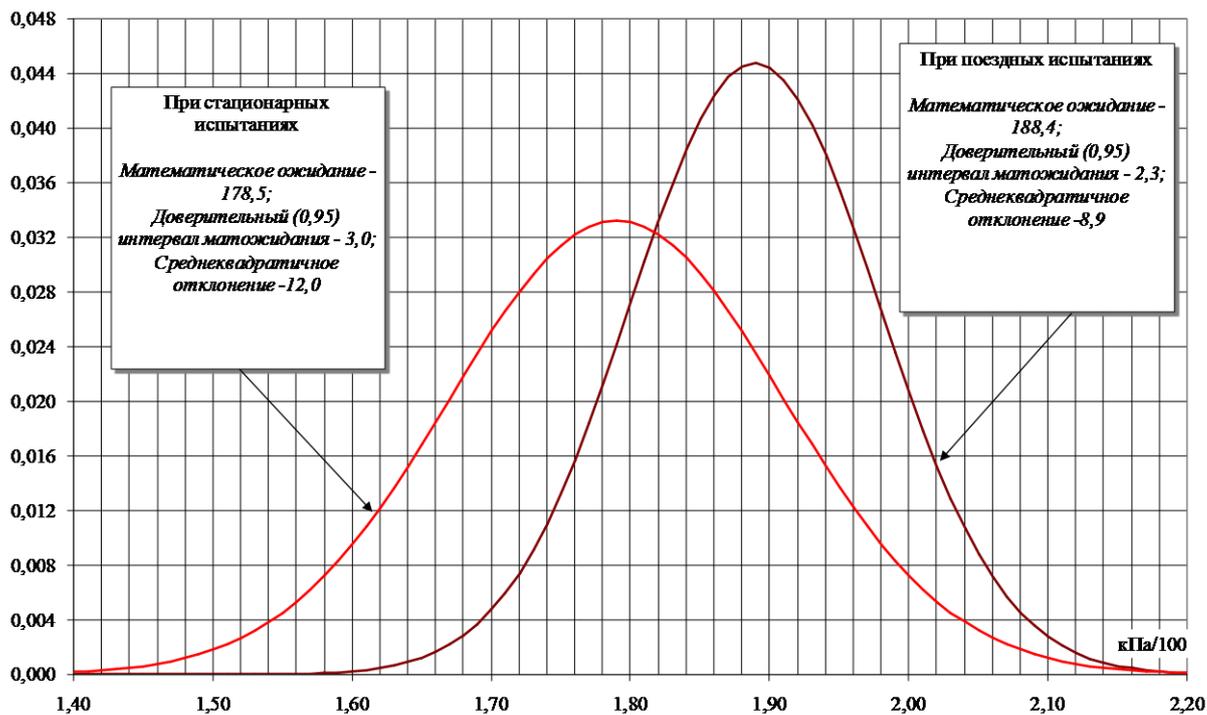


Рисунок 3.12 - Плотность вероятности распределения величин давлений для порожнего режима воздухораспределителя при чугунных колодках

Наименьшая вероятность изменения давления в тормозном цилиндре в интервале значений, указанных в таблице 3.2, получена для воздухораспределителя на среднем режиме торможения при композиционных колодках.

Выполненные исследования свидетельствуют:

1. При торможении вагона в процессе движения, давления в тормозных цилиндрах смещаются в область более высоких значений по сравнению со стационарными условиями;
2. Изменение давления в тормозных цилиндрах имеет дискретный характер;
3. Вероятность реализуемого авторежимом давления в тормозных цилиндрах, которое меньше минимального (табл. 3.2), составляет: для композиционных колодок при порожнем режиме – 0,138 (13,8 %), при груженом – 0,125 (12,5 %); для чугунных колодок - соответственно 0,001 (0,1 %) и 0,07 (7 %);
4. Вероятность реализуемого авторежимом давления в тормозных цилиндрах, которое больше максимального (табл. 3.2), составляет: для композиционных колодок при порожнем режиме – 0,35 (3,5 %), при груженом – 0,169 (16,9 %); для чугунных колодок соответственно - 0,087 (8,7 %) и 0,001 (0,1 %);
5. Авторежим более стабильно поддерживает диапазон изменения давлений в тормозном цилиндре при включении воздухораспределителя на груженый режим.

## РАЗДЕЛ 4

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ

В тормозных системах подвижного состава железных дорог в основном применяются пневматические фрикционные тормозные системы, в которых реализация тормозной силы осуществляется фрикционной парой колодка-колесо (колодочный тормоз). Поэтому одной из основных характеристик тормозной системы вагона, определяющей тормозную эффективность, является коэффициент трения, реализуемый между колодкой и колесом при торможении вагона. Исследования по определению коэффициента трения посвящены работы [12-16].

Важнейшим требованием к фрикционной паре колодка-колесо является обеспечение стабильного значения коэффициента трения в широком диапазоне изменения температуры и скорости движения при торможении.

Сила прижатия фрикционных пар определяется параметрами рычажной передачи и давлениями в тормозных цилиндрах, а коэффициент трения зависит в основном от свойств материала тормозной колодки.

#### 4.1 ИССЛЕДОВАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ НА ИНЕРЦИОННОМ СТЕНДЕ

Фрикционные свойства новых тормозных колодок, а также влияние температуры нагрева на величину коэффициента трения колодки и колеса определяют на тормозном инерционном стенде (рис. 4.1) путем выполнения серий длительных остановочных торможений.



Рисунок 4.1 - Инерционный стенд для испытания колодок

Режимы нагружения колодки при испытаниях на стенде должны адекватно отображать условия эксплуатации грузового вагона (эксплуатационные нагрузки), а также учитывать основные характеристики (вагона):

- осевую нагрузку;
- максимальную допустимую скорость;
- диаметр колеса колесной пары;
- максимально допустимый тормозной путь при максимальной скорости в начале торможения.

Для выбора момента инерции инерционных масс стенда используется уравнение (4.1), выражающее равенство кинетической энергии поступательного движения вагона, приходящейся на одну тормозную колодку и вращательного движения инерционных масс стенда:

$$\frac{J_{cm} \cdot \omega^2}{2} = \frac{M_{ваг} \cdot V^2}{2 \cdot m}; \quad (4.1)$$

преобразуя которое получим:

$$J_{cm} = \frac{M_{ваг} \cdot V^2}{\omega_{cm}^2 \cdot m} = \frac{M_{ваг} \cdot R_{кол}^2}{m}; \quad (4.2)$$

где  $\omega_{cm}$  - частота вращения, 1/с;

$J_{cm}$  - момент инерции инерционных масс стенда, кг·м<sup>2</sup>;

$M_{ваг}$  - масса вагона, кг;

$V$  - максимальная скорость движения вагона, м/с;

$m$  - число тормозных колодок установленных на вагоне;

$R_{кол}$  - радиус колеса, м.

Основным параметром характеризующим массу вагона, является нагрузка от колесной пары на рельсы (осевая нагрузка), поэтому момент инерции определяется через осевую нагрузку ( $q_{ос}$ , кН/ось), а нагружение колодки как отношение осевой нагрузки к количеству колодок воздействующих на одну колесную пару грузового вагона при торможении.

На рисунке 4.2 представлены номограммы и аналитические выражения для определения (выбора) момента инерции инерционных масс тормозного стенда для испытания тормозной колодки в зависимости от осевой нагрузки вагона.

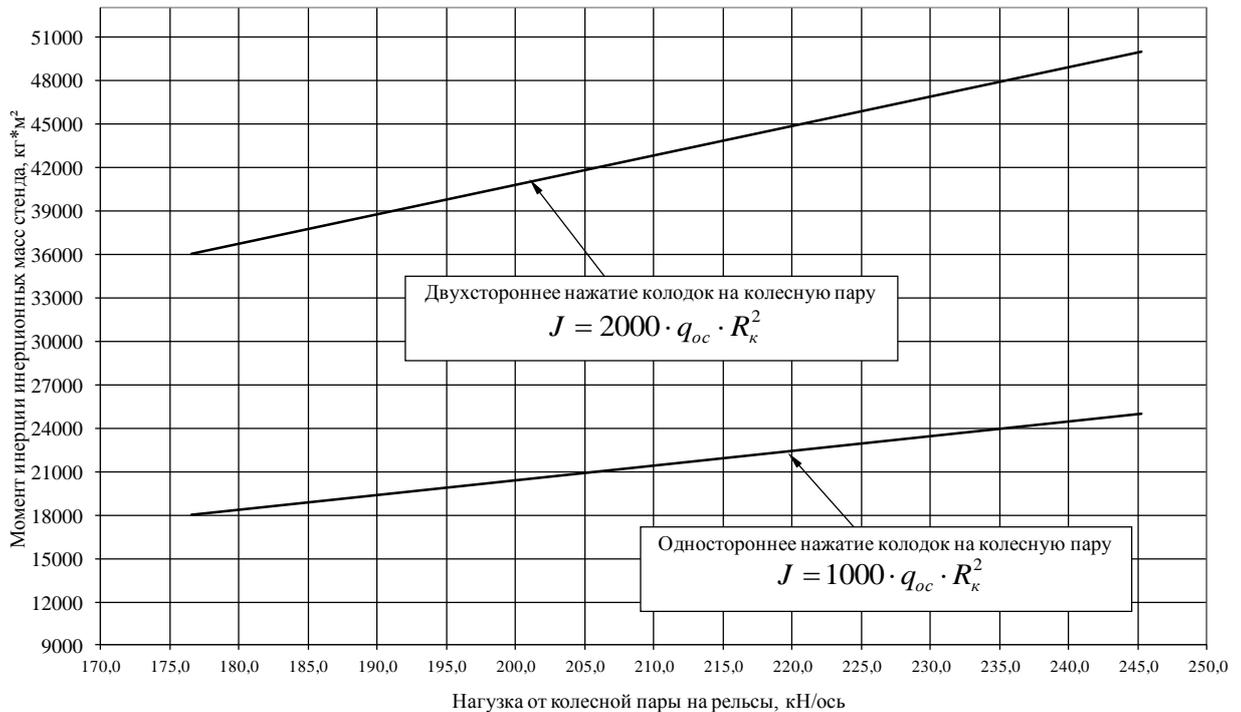


Рисунок 4.2 - Номограммы для определения момента инерции инерционных масс стенда.

Для большинства отечественных грузовых вагонов максимальная осевая нагрузка для груженого вагона составляет 230 кН (23,5 тс/ось), а радиус колеса – 0,479 м, тогда при одностороннем нажатии колодок на колеса момент инерции инерционных масс стенда составит:

$$J = 1000 \cdot 23,5 \cdot 0,479^2 = 5392 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Частота вращения колесной пары определяется в зависимости от заданной начальной скорости  $V$  (м/с) и диаметра колеса  $D_k$  (м):

$$n = \frac{V}{\pi \cdot D_k} \quad (4.3)$$

Процедура исследования фрикционных свойств тормозной колодки должна обеспечивать возможность непрерывного измерения и регистрации параметров:

- начало торможения;
- скорость  $V$  (круговая частота) колесной пары, м/с, (об/мин);
- число оборотов колесной пары от начала торможения до текущего момента времени и до полной остановки;
- тормозной путь  $S$ , измеренный от начала торможения до текущего момента времени и до полной остановки, м;
- время  $t$  от начала торможения до текущего момента, с;
- сила нажатия  $F_b$ , которая прикладывается к тормозным колодкам, Н;
- сила торможения  $F_t$ , Н;
- температуры на поверхности контакта колодки и колеса в  $^{\circ}\text{C}$ , которая регистрируется в не менее чем в 3-х точках, на глубине 1 мм от поверхности трения колеса с колодкой. Точки измерения должны быть расположены на оси симметрии колодки: одна в средней части, две другие на расстоянии 30 мм от торцов.

Все измерения должны выполняться и регистрироваться с помощью датчиков, при этом должна вестись непрерывная запись параметров торможения.

Исследования фрикционных свойств исследуемой колодки проводятся при сухих и влажных условиях, а также при повышенном температурном воздействии.

Среднее значение коэффициента трения  $\mu_m$  определяется путем интегрирования мгновенного значения коэффициента трения  $\mu_a$  по тормозному пути  $S_2$  (путь от момента достижения силы нажатия  $F_b$  величины 95 %  $F_b$  -максимальной силы нажатия) до остановки (рис. 4.3).

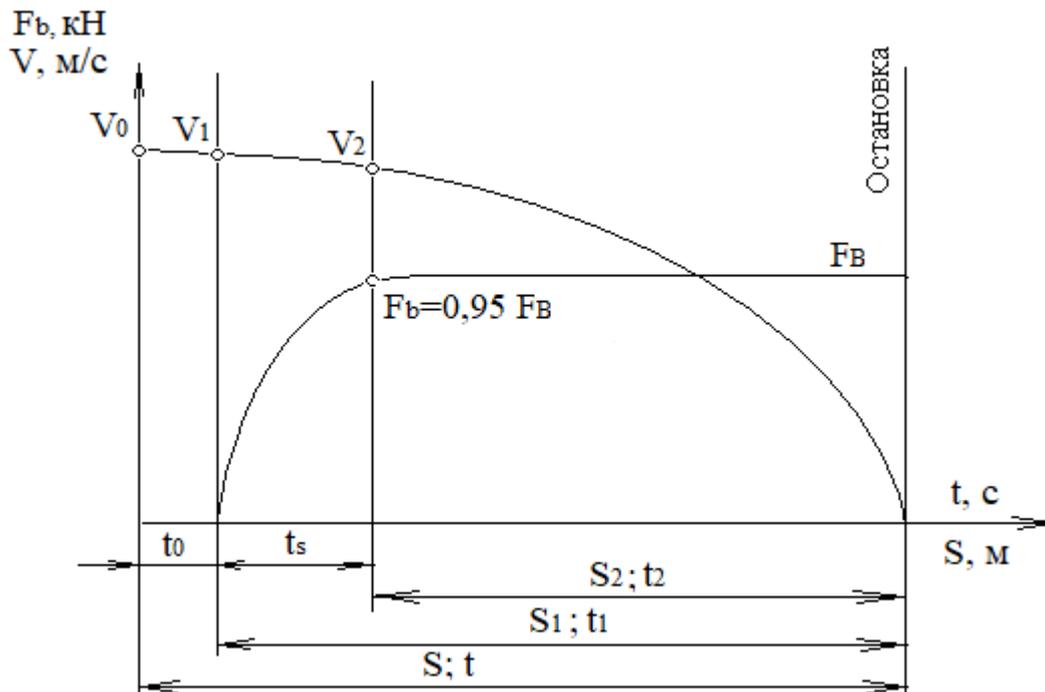


Рисунок 4.3 – Измеряемые характеристики

( $F_b$ -общее номинальное контактное усилие на колесо, кН;  $F_b$  - общее мгновенное контактное усилие на колесо, кН;  $V_0$  - фактическая скорость в начале торможения, м/с;  $V_1$  - скорость в начале возрастания усилия, м/с;  $V_2$  - скорость в момент достижения усилия  $F_b = 0.95F_b$ , м/с;  $S$  - тормозной путь от начала торможения до остановки, м;  $t$  - общее время торможения, с;  $S_1$ - тормозной путь от начала возрастания усилия  $F_b$  до остановки, м;  $t_1$ - время торможения, соответствующее  $S_1$ , с;  $S_2$  - тормозной путь от начала достижения усилия  $F_b = 0.95F_b$  до остановки, м;  $t_2$  - время торможения, соответствующее  $S_2$ ).

$$\mu_m = \frac{1}{S_2} \cdot \int_0^{S_2} \mu_a \cdot dS \quad (4.4)$$

Мгновенное значение коэффициента трения  $\mu_a$  в любой момент времени торможения определяется отношением силы торможения  $F_t$ , которая соответствует этому моменту, к силе нажатия  $F_b$  :

$$\mu_a = \frac{F_t}{F_b} \quad (4.5)$$

Среднее значение коэффициента трения  $\overline{\mu_{m,i}}$  для скорости  $V_i$  определяется по формуле:

$$\overline{\mu_{m,i}} = \frac{\sum_{j=1}^k S_{2,j} \cdot \overline{\mu_{a,j}}}{\sum_{j=1}^k S_{2,j}}, \quad (4.6)$$

где  $\overline{\mu_{a,j}}$  - среднее значение мгновенных коэффициентов трения, полученных для скорости  $V_i$  при  $j$ -ом торможении; где  $S_{2,j}$  - тормозной путь

$$\overline{\mu_{a,j}} = \sum_{l=1}^{n_j} \frac{\mu_{a,l,j}}{n_j} \quad (4.7)$$

$\mu_{a,l,j}$  - мгновенный коэффициент трения, соответствующий  $l$ -му измерению при  $j$ -ом торможении со скоростью  $V_i$ ;

$n_j$  - число измеренных значений мгновенных коэффициентов трения при  $j$ -ом торможении со скоростью  $V_i$ ;

Полученные значения фактических коэффициентов трения оцениваются на соответствие значениям, определяемым по эмпирическим формулам [15, 17]:

для композиционных колодок:

$$\varphi_o = 0,44 \cdot \frac{K_o + 20}{4 \cdot K_o + 20} \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150} \quad (4.8)$$

для чугунных колодок:

$$\varphi_o = 0,6 \cdot \frac{16 \cdot K_o + 100}{80 \cdot K_o + 100} \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100} \quad (4.9)$$

где  $K_o$  - действительная сила нажатия колодки на колесо.

Средние нормативные эмпирические значения коэффициентов трения определяются при действительной силе нажатия 10 кН (1 тс) для композиционных колодок и 20 кН (2 тс) для чугунных, а минимальные и максимальные значения - при  $\pm 50\%$  отклонении от средних величин (рис. 4.4 – 4.5).

#### 4.1.1 Результаты исследования фрикционных свойств тормозной колодки

Исследованиям подвергалась композиционная тормозная колодка условного типа W700 в количестве трех экземпляров, выбранных из партии случайным образом (рис. 4.6)

В качестве иллюстрации, приведены результаты исследования фрикционных свойств (коэффициентов трения) опытной композиционной колодки № 1. Температура и сила трения измерялись при силе нажатия колодки на колесо 10 кН и 20 кН при сухих и влажных условиях в диапазоне скоростей 50-140 км/ч.

Массив мгновенных значений коэффициентов трения, измеренный в процессе торможения (рис. 4.7), группировался по интервалам скоростей и температур, при этом в каждом интервале определялась средняя температура и средний коэффициент трения. В таблице 4.1 показана динамика изменения коэффициентов трения.

Анализ результатов исследования показал, что коэффициенты трения (табл. 4.2) в том числе статические (табл. 4.3) соответствуют нормативным требованиям, а износ колодок меньше допустимых величин (табл. 4.4).

#### 4.1.2 Статистический анализ результатов при нормальных (сухих) условиях

Испытания при сухих условиях проводились для скоростей 50, 70, 90, 120, и 140 км/ч при начальной температуре 50 °С и номинальной силе нажатия 10 кН и 20 кН. Для статистической обработки вся совокупность измеренных параметров разбивалась на отдельные массивы по скоростям торможения с интервалом 5 км/ч, в качестве начальной принималась скорость 20 км/ч.

В качестве статистического закона распределения силы нажатия колодки на колесо принимался нормальный закон распределения, для которого функция распределения и плотность вероятности имеют вид [8, 9]:

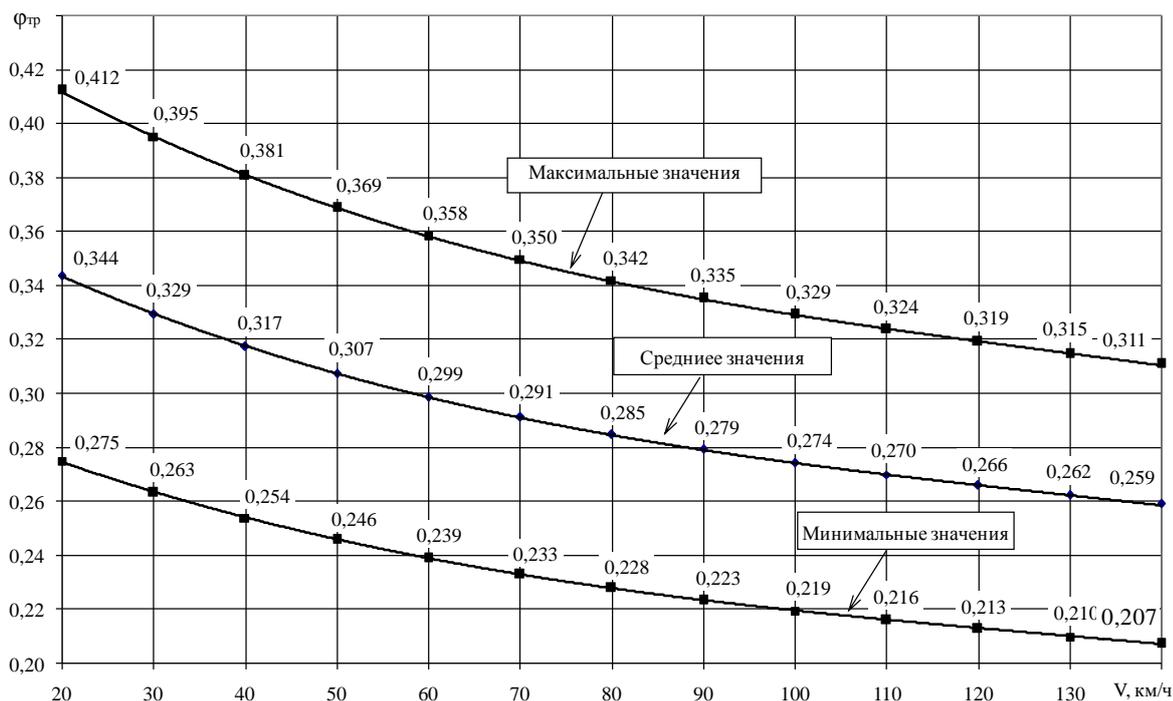


Рисунок 4.4 - Нормативные значения коэффициентов трения при силе нажатия колодки 10 кН

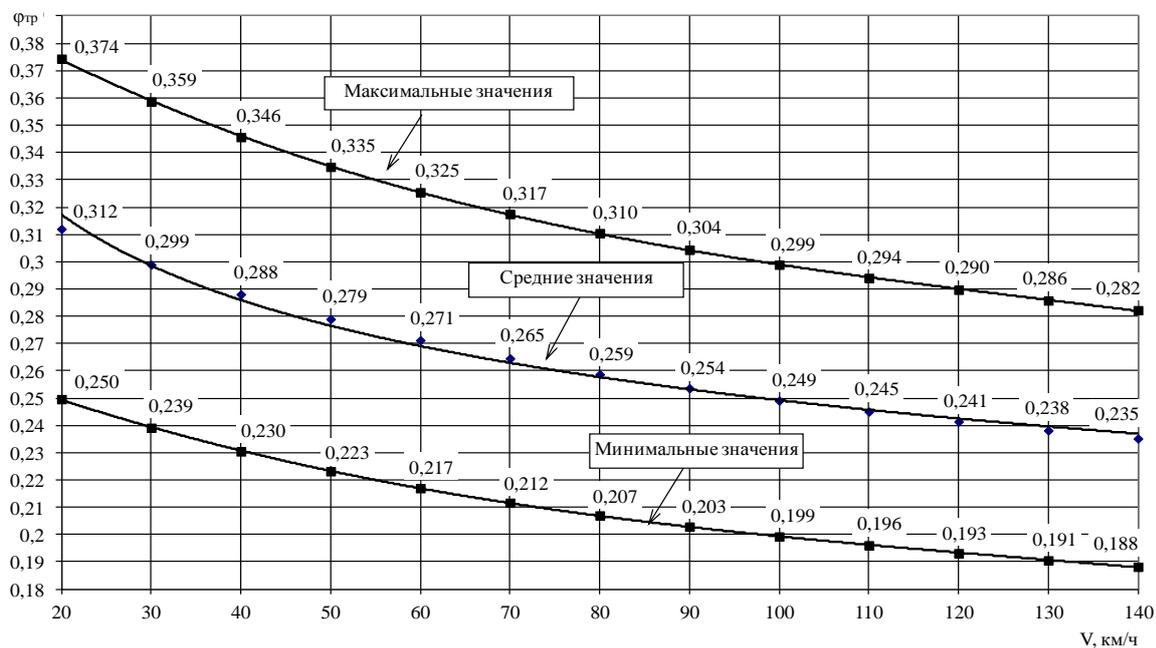


Рисунок 4.5 – Нормативные значения коэффициентов трения при силе нажатия колодки 20 кН



Рисунок 4.6 – Композиционные тормозные колодки

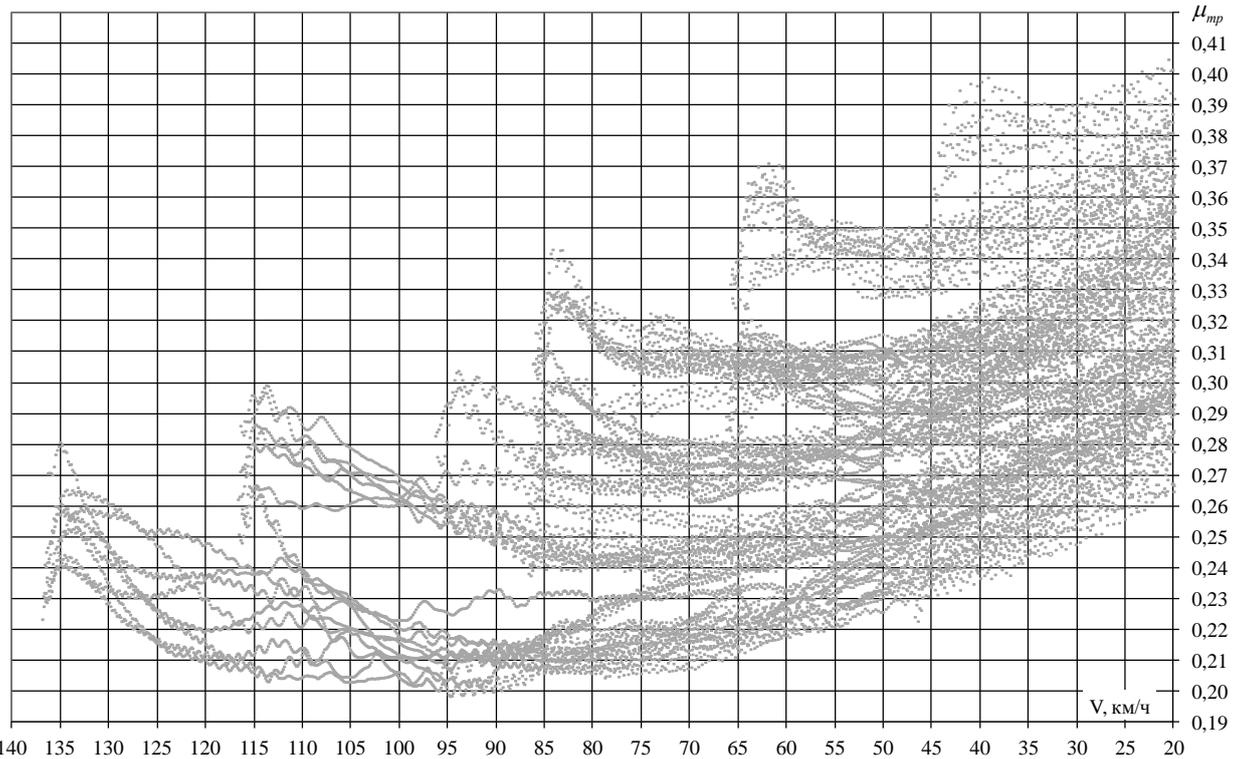


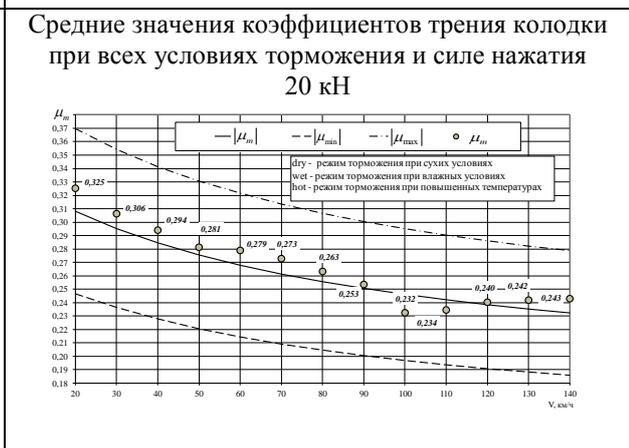
Рисунок 4.7 – Массив мгновенных значений коэффициентов трения, измеренных в процессе исследования

Таблица 4.1. Динамика изменения коэффициентов трения

Сила нажатия 10 кН		Сила нажатия 20 кН	
1		2	
Тормозная колодка № 1			
Средние значения коэффициентов трения колодки при силе нажатия 10 кН и осевой нагрузке 200 кН.		Средние значения коэффициентов трения колодки при силе нажатия 20 кН и осевой нагрузке 200 кН	
Средние значения коэффициентов трения колодки при силе нажатия 10 кН и осевой нагрузке 245 кН		Средние значения коэффициентов трения колодки при силе нажатия 20 кН и осевой нагрузке 245 кН	



Тормозная колодка № 2



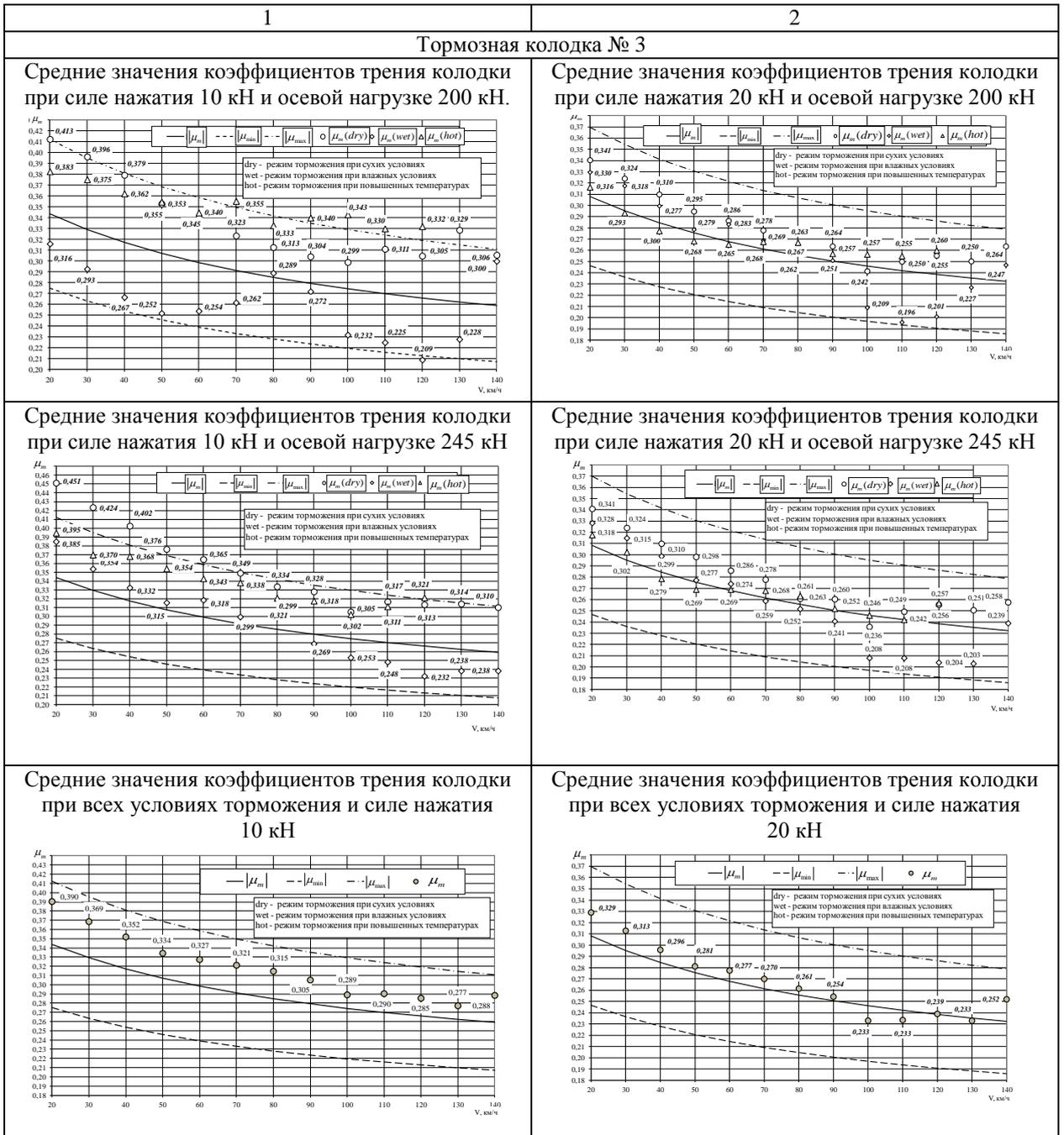
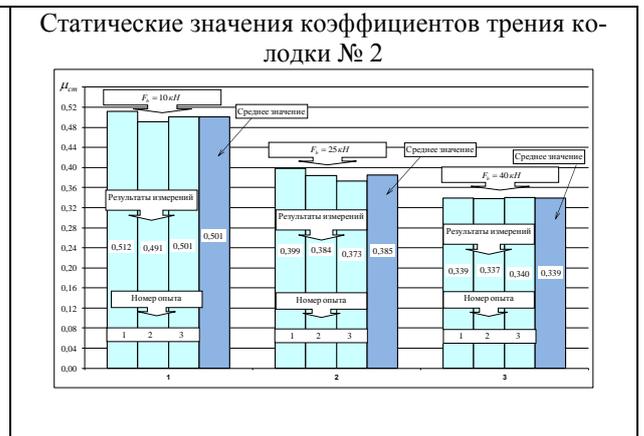
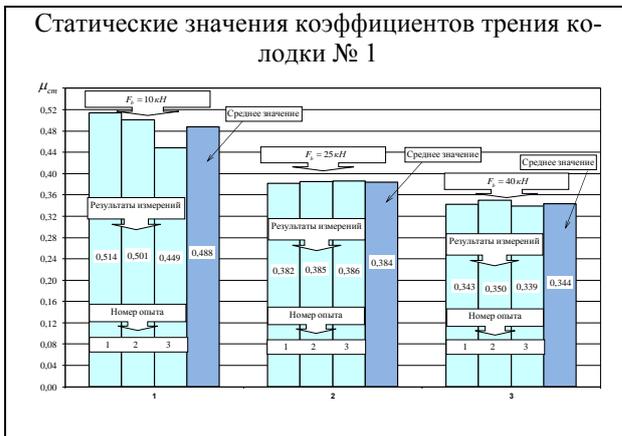


Таблица 4.2 - Статические значения коэффициентов трения колодок



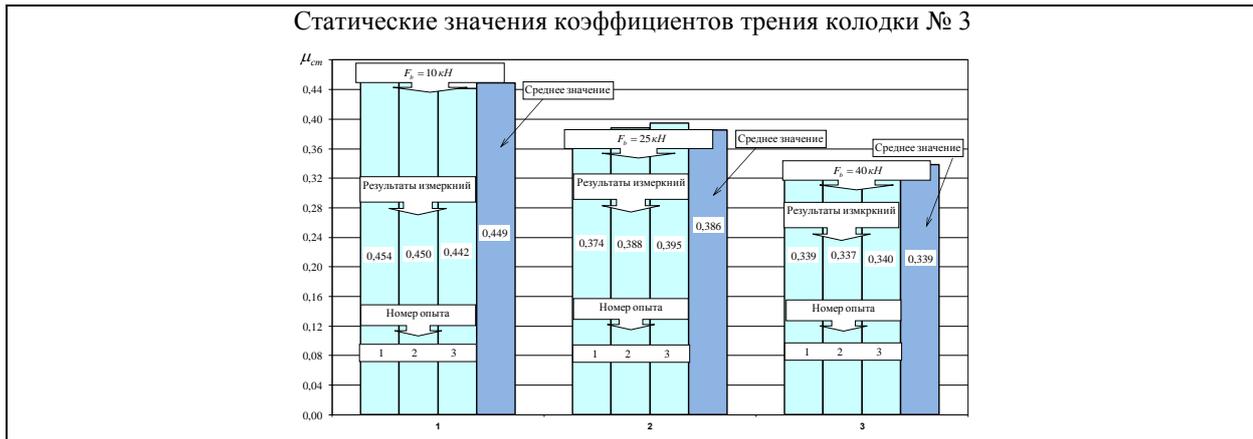


Таблица 4.3 - Средние значения коэффициентов трения колодок

V, км/ч	$\mu_m$	Номера колодок			$\mu_{\text{среднее}}$
		№ 1 ( $\mu_1$ )	№ 2 ( $\mu_2$ )	№ 3 ( $\mu_3$ )	
1	2	3	4	5	6
При силе нажатия 10 кН					
50	0,246-0,369	0,324	0,327	0,332	0,328
60	0,239-0,358	0,317	0,321	0,330	0,323
70	0,233-0,350	0,305	0,311	0,321	0,312
80	0,228-0,342	0,293	0,304	0,315	0,304
90	0,223-0,335	0,270	0,286	0,309	0,288
100	0,219-0,329	0,266	0,271	0,286	0,274
110	0,216-0,324	0,255	0,281	0,289	0,275
120	0,213-0,266	0,260	0,279	0,286	0,275
130	0,21-0,315	0,287	0,275	0,265	0,276
140	0,207-0,311	0,291	0,278	0,308	0,292
При силе нажатия 20 кН					
50	0,220-0,331	0,293	0,328	0,279	0,300
60	0,214-0,321	0,290	0,323	0,276	0,296
70	0,209-0,314	0,277	0,312	0,268	0,296
80	0,204-0,307	0,267	0,304	0,258	0,276
90	0,200-0,301	0,252	0,288	0,250	0,263
100	0,197-0,295	0,244	0,274	0,233	0,25
110	0,194-0,290	0,234	0,275	0,234	0,248
120	0,191-0,286	0,236	0,275	0,238	0,25
130	0,188-0,282	0,257	0,276	0,225	0,253
140	0,186-0,279	0,263	0,292	0,245	0,267

Таблица 4.4 - Статические коэффициенты трения

Сила на- жатия колодки, кН	Номер колодки			$\mu_{\text{ст, среднее}}$
	№ 1	№ 2	№ 3	
1	3	4	5	6
10	0,514	0,501	0,449	0,488
25	0,382	0,385	0,386	0,384
40	0,343	0,350	0,339	0,344

Таблица 4.5 - Износ колодок

Номер колодки	Износ колодок, г	
	Сила нажатия 10 кН ( $ \Delta W  = 100 \text{ г}$ )	Сила нажатия 20 кН ( $ \Delta W  = 200 \text{ г}$ )
1	38,6	53,4
2	32,8	48,9
3	37,1	56,1

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \sigma}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-a)^2}{2 \cdot \sigma^2}} dx \quad (4.10)$$

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \sigma}} \cdot e^{-\frac{(x-a)^2}{2 \cdot \sigma^2}} \quad (4.11)$$

где  $a$  и  $\sigma^2$  математическое ожидание и дисперсия случайной величины  $x$ .  
Доверительные интервалы для математического ожидания определялись по формуле [8-10]:

$$\bar{x} - z_{p_1} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} < a < \bar{x} + z_{p_2} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} \quad (4.12)$$

где  $\bar{x}$  - выборочное среднее из  $n$  независимых значений;

$z_p$  - квантиль нормированного нормального распределения.

Показанные на рис. 4.8 и 4.9 плотности распределения вероятности мгновенных коэффициентов трения свидетельствуют (колодка № 3), что с уменьшением скорости разброс изменения их значений увеличивается. Нестабильность коэффициента трения при малых скоростях вращения колеса может быть обусловлено влиянием температуры как самого колеса, так и фрикционными характеристиками тормозной колодки, однако это утверждение требует экспериментального подтверждения. Как правило, при испытаниях на инерционном стенде температура измеряется только на колесе.

Статистические характеристики коэффициентов трения приведены в таблице 4.4.

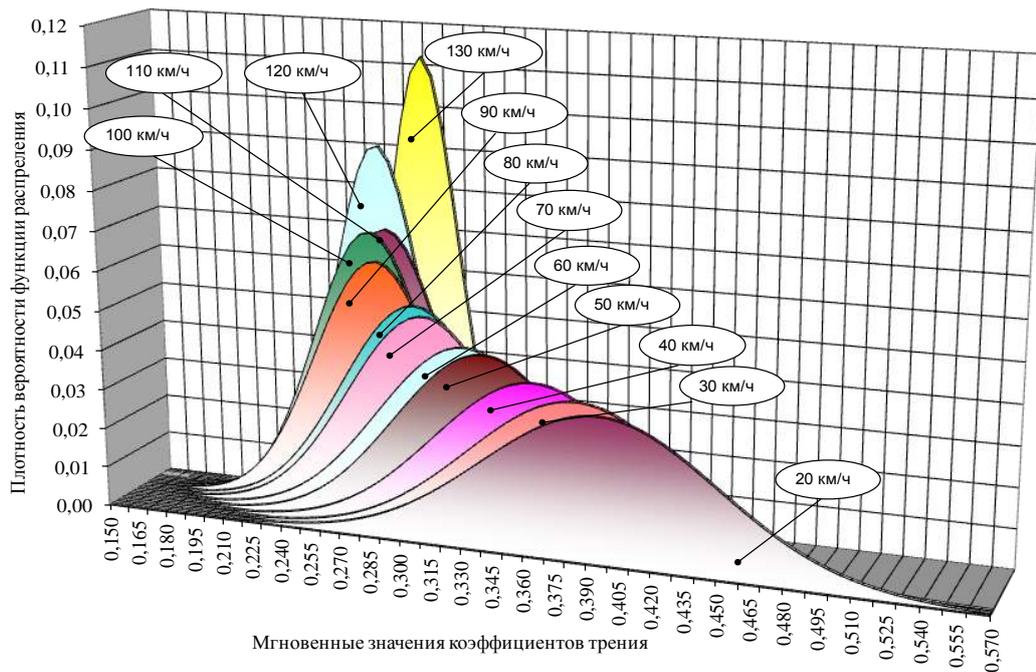


Рисунок 4.8 - Плотность распределения мгновенных значений коэффициентов трения при силе нажатия колодки на колесо 10 кН

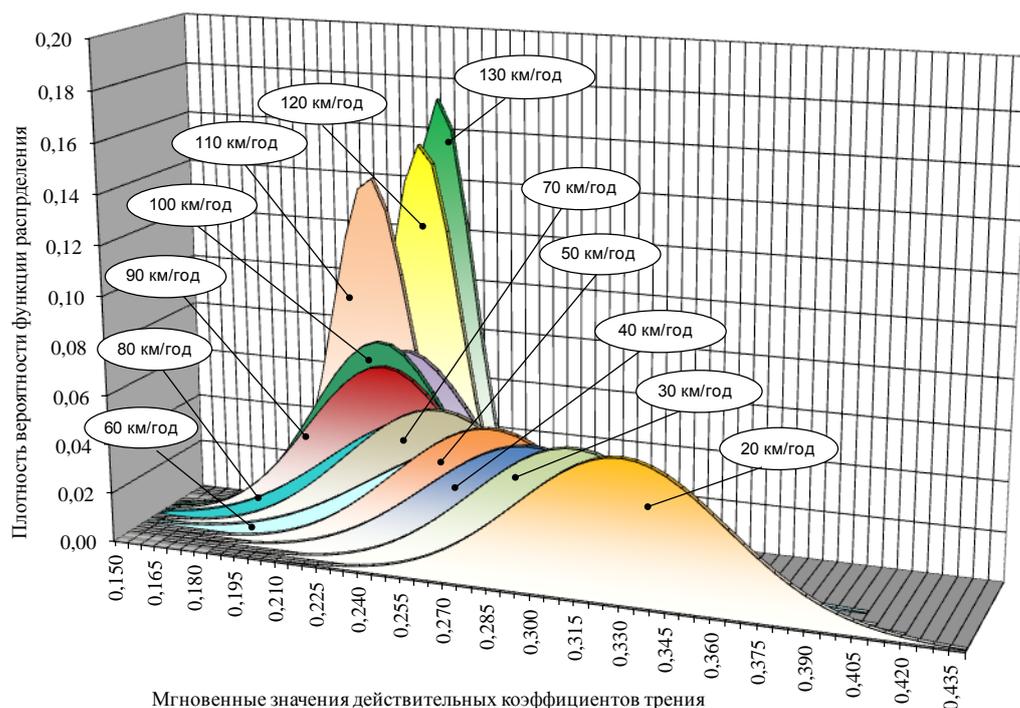


Рисунок 4.9 - Плотность распределения мгновенных значений коэффициентов трения при силе нажатия колодки на колесо 20 кН

Таблица 4.6 - Статистические характеристики мгновенных значений коэффициентов трения

Скорость, км/ч	Сила нажатия колодки на колесо 10 кН		Сила нажатия колодки на колесо 20 кН	
	Математическое ожидание при доверительной вероятности 0,95	Стандартное отклонение	Математическое ожидание при доверительной вероятности 0,95	Стандартное отклонение
1	2	3	4	5
20	0,392 ± 0,0077	0,0553	0,327 ± 0,0064	0,0349
25	0,379 ± 0,0075	0,0546	0,316 ± 0,0066	0,0368
30	0,380 ± 0,0072	0,0523	0,310 ± 0,0062	0,0351
35	0,368 ± 0,0068	0,0513	0,300 ± 0,0062	0,0360
40	0,359 ± 0,0064	0,0488	0,294 ± 0,0064	0,0371
45	0,350 ± 0,0061	0,0471	0,282 ± 0,0062	0,0332
50	0,332 ± 0,0063	0,0436	0,279 ± 0,0066	0,0349
55	0,326 ± 0,0062	0,0427	0,276 ± 0,0071	0,0376
60	0,321 ± 0,0063	0,0431	0,275 ± 0,0077	0,0415
65	0,319 ± 0,0062	0,0433	0,257 ± 0,0071	0,0329
70	0,299 ± 0,0062	0,0382	0,256 ± 0,0072	0,0341
75	0,297 ± 0,0059	0,0363	0,251 ± 0,0075	0,0336
80	0,293 ± 0,0061	0,0370	0,251 ± 0,0081	0,0377
85	0,292 ± 0,0068	0,0405	0,234 ± 0,0066	0,0256
90	0,271 ± 0,0067	0,0314	0,232 ± 0,0076	0,0284
95	0,272 ± 0,0071	0,0337	0,226 ± 0,0070	0,0239
100	0,266 ± 0,0062	0,0285	0,229 ± 0,0071	0,0254
105	0,266 ± 0,0059	0,0268	0,234 ± 0,0076	0,0260
110	0,272 ± 0,0063	0,0283	0,236 ± 0,0079	0,0269
115	0,280 ± 0,0070	0,0309	0,233 ± 0,0093	0,0282
120	0,266 ± 0,0063	0,0220	0,221 ± 0,0053	0,0140

Конец таблицы 4.6

1	2	3	4	5
125	0,270 ± 0,0040	0,0146	0,229 ± 0,0046	0,0114
130	0,282 ± 0,0148	0,0513	0,238 ± 0,0050	0,0128
135	0,295 ± 0,0058	0,0204	0,248 ± 0,0056	0,0115

Несмотря на то, что средние значения коэффициентов трения (рис. 4.10 и 4.11) находятся в заданном нормируемом диапазоне допустимых значений коэффициентов трения [17], тем не менее для оценки тормозных свойств исследуемой колодки необходимо учитывать вероятность попадания мгновенного значения коэффициента трения в допустимый интервал ( $|\mu(V)|_{min}, |\mu(V)|_{max}$ )

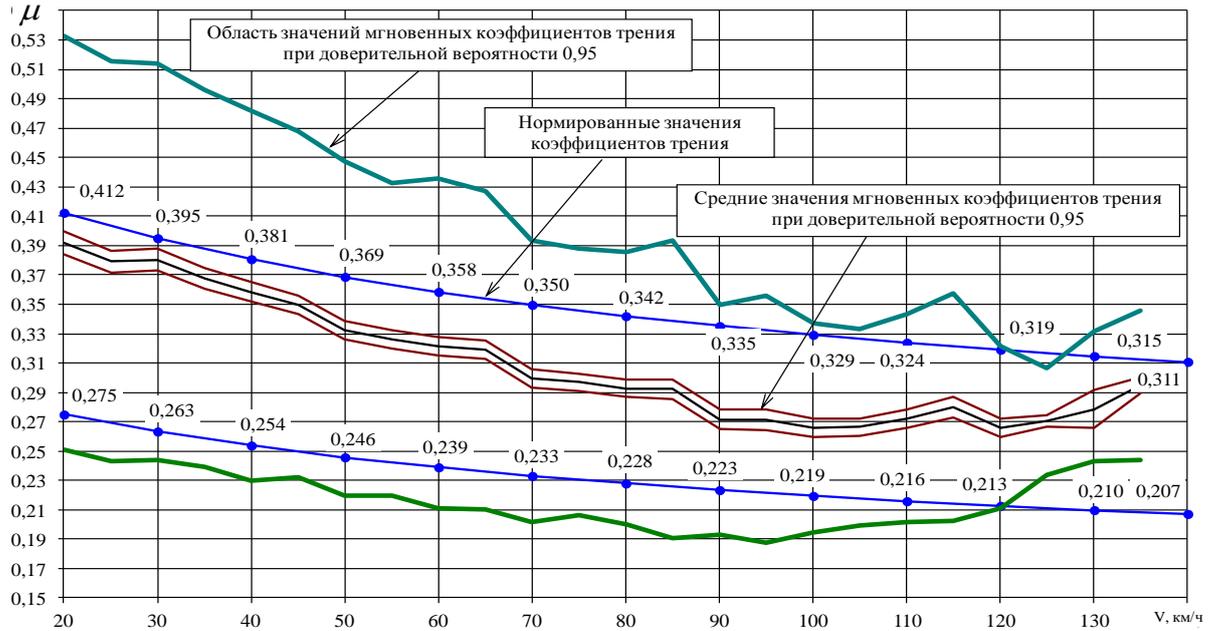


Рисунок 4.10 – Статистическое распределение коэффициентов трения при силе нажатия 10 кН

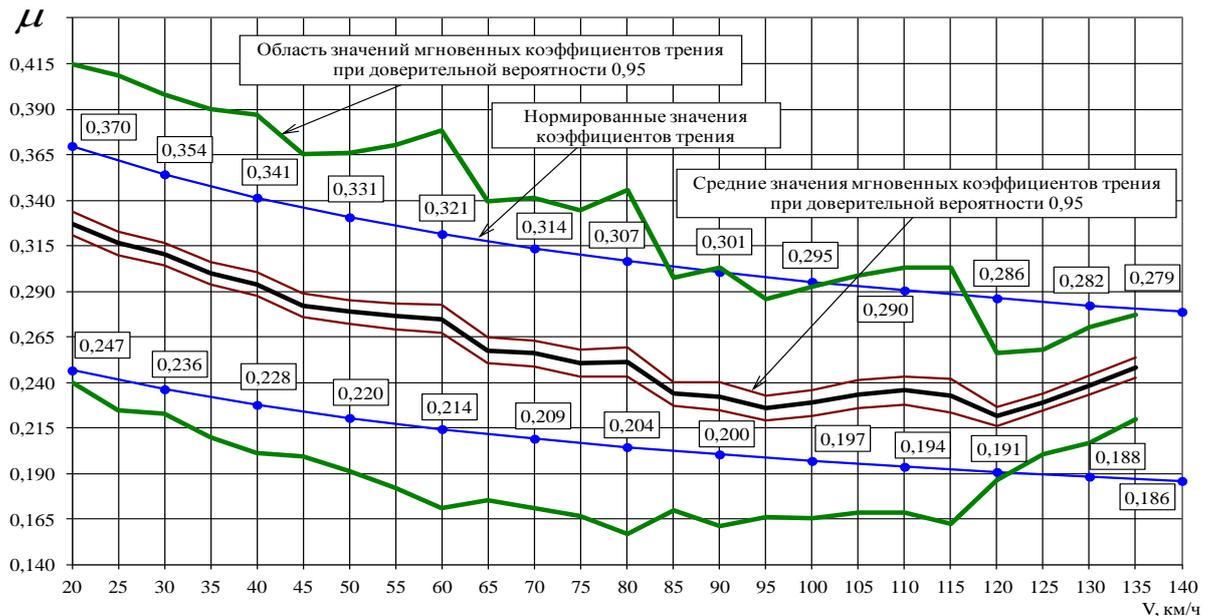


Рисунок 4.11- Статистическое распределение коэффициентов трения при силе нажатия 20 кН

Вероятность попадания случайной величины равна интегралу от плотности вероятности в этих пределах [8]:

$$P(|\mu(V)|_{\min} \leq \mu < |\mu(V)|_{\max}) = \int_{\mu_1}^{\mu_2} p(\mu) \cdot d\mu = F(|\mu(V)|_{\max}) - F(|\mu(V)|_{\min}) \quad (4.13)$$

где  $|\mu(V)|_{\min}$  и  $|\mu(V)|_{\max}$  - соответственно минимальное и максимальное нормируемые значения коэффициентов трения, установленные [17] для скорости  $V$ .

Выполненные расчеты показали, что вероятность попадания мгновенных значений коэффициентов трения в нормированный интервал при силе нажатия 10 кН составляет для скоростей до 60 км/ч 0,6-0,79, для остальных – более 0,8, при силе нажатия 20 кН эта вероятность превышает 0,84 для всего диапазона скоростей (рис. 4.12).

Важное значение при анализе фрикционных свойств тормозной колодки имеют максимальные и минимальные значения коэффициентов трения, так как высокие значения коэффициентов трения могут привести к повреждениям поверхности колесных пар при торможении, а низкие – к недостаточной тормозной эффективности вагона.

Вероятность превышения коэффициентов трения колодки максимальной нормированной величины определяется по формуле (4.14) [8], а вероятность того, что коэффициенты трения будут ниже минимальной нормированной величины - по формуле (4.15) [8].

$$P(\mu \geq |\mu(V)|_{\max}) = \int_{\mu_1}^{\infty} p(\mu) \cdot d\mu = 1 - F(|\mu(V)|_{\max}) \quad (4.14)$$

$$P(\mu \leq |\mu(V)|_{\min}) = \int_{-\infty}^{\mu_1} p(\mu) \cdot d\mu = F(|\mu(V)|_{\min}) \quad (4.15)$$

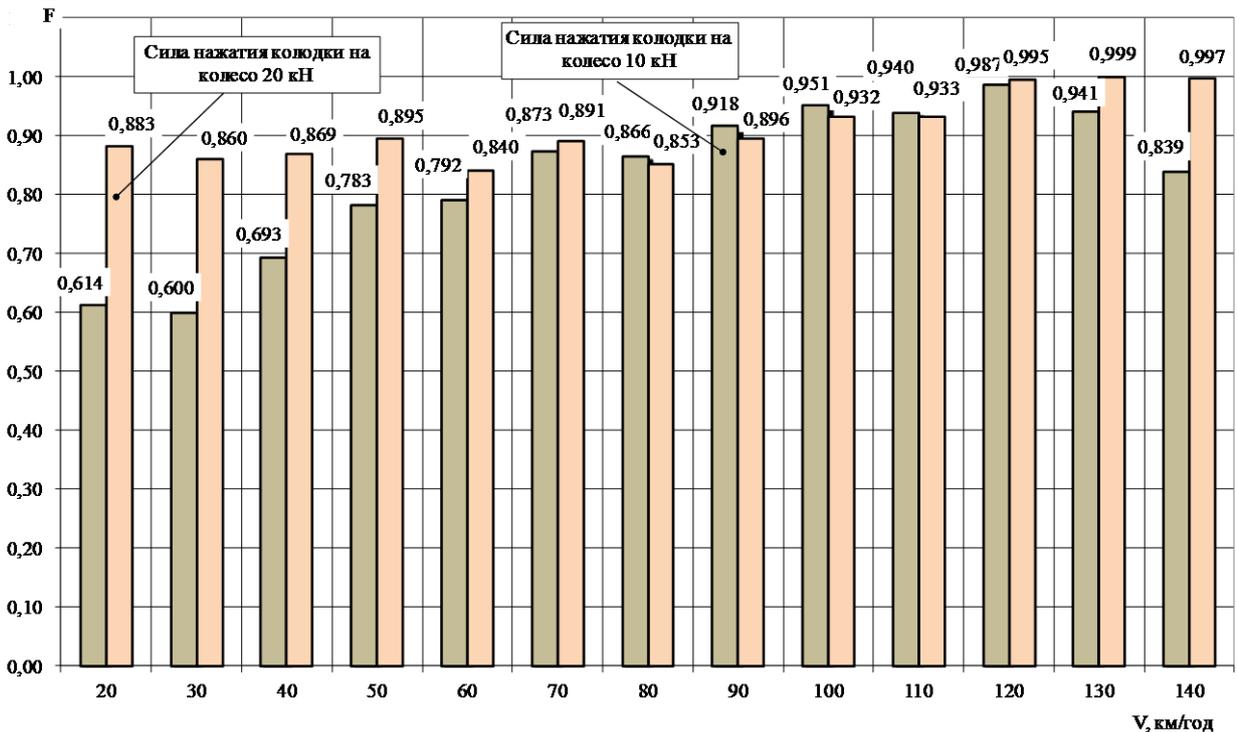


Рисунок 4.12- Вероятность попадания мгновенных значений коэффициентов трения в нормируемый интервал [17]

Расчетные исследования свидетельствуют, что при силе нажатия 20 кН вероятности выхода значений коэффициентов трения за нормированный интервал не превышает 0,13 (рис. 4.13 и 4.13), при силе нажатия 10 кН превышение коэффициентов трения максимальных нормативных значений для скоростей до 40 км/ч включительно составляет более 0,33 (рис. 4.14).

Высокая вероятность превышения коэффициентов трения максимальных нормативных значений требует проведение анализа по условию недопущения юзовой ситуации. В качестве критерия использовался предельный коэффициент сцепления колес с рельсами [1].

Результаты расчета показали, что максимальная вероятность появления ползунов составляет 0,053 (рис. 4.15), т.е. из ста вагонов эксплуатирующихся на исследуемых композиционных колодках пять вагонов могут иметь ползуны на колесных парах, обусловленные коэффициентом трения тормозной колодки.

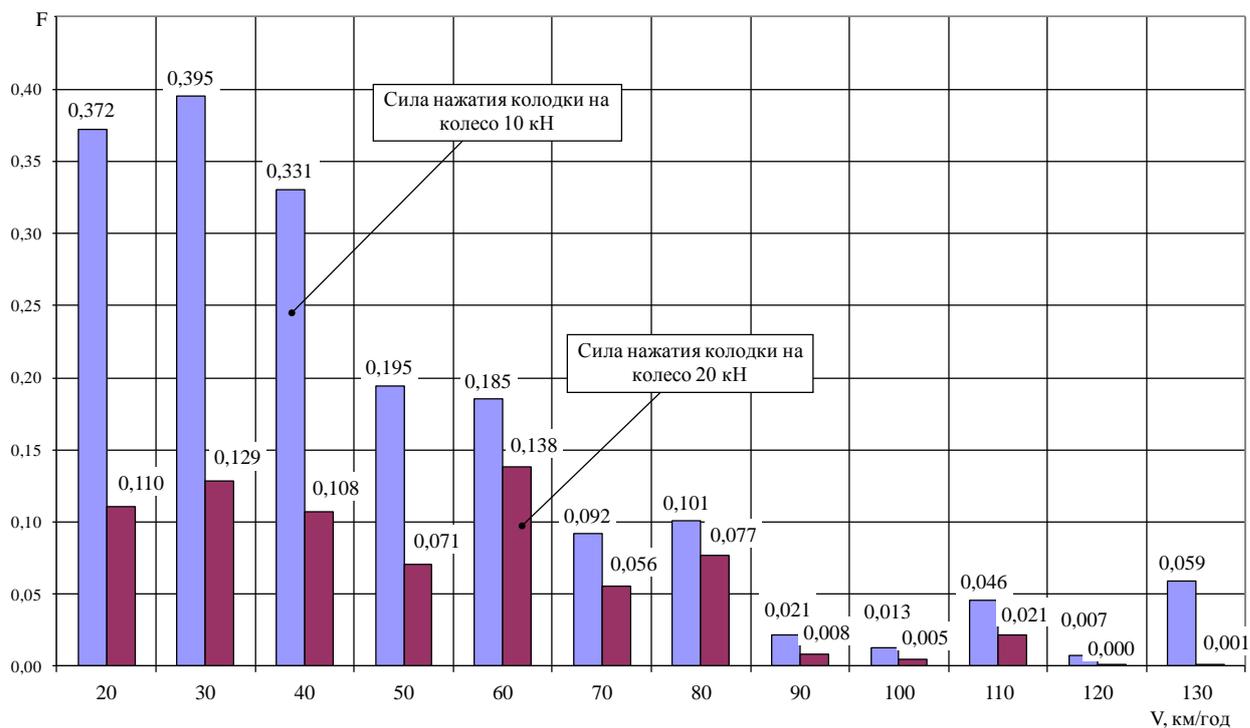


Рисунок 4.13 - Вероятность превышения коэффициентов трения нормированных максимальных значений [17]

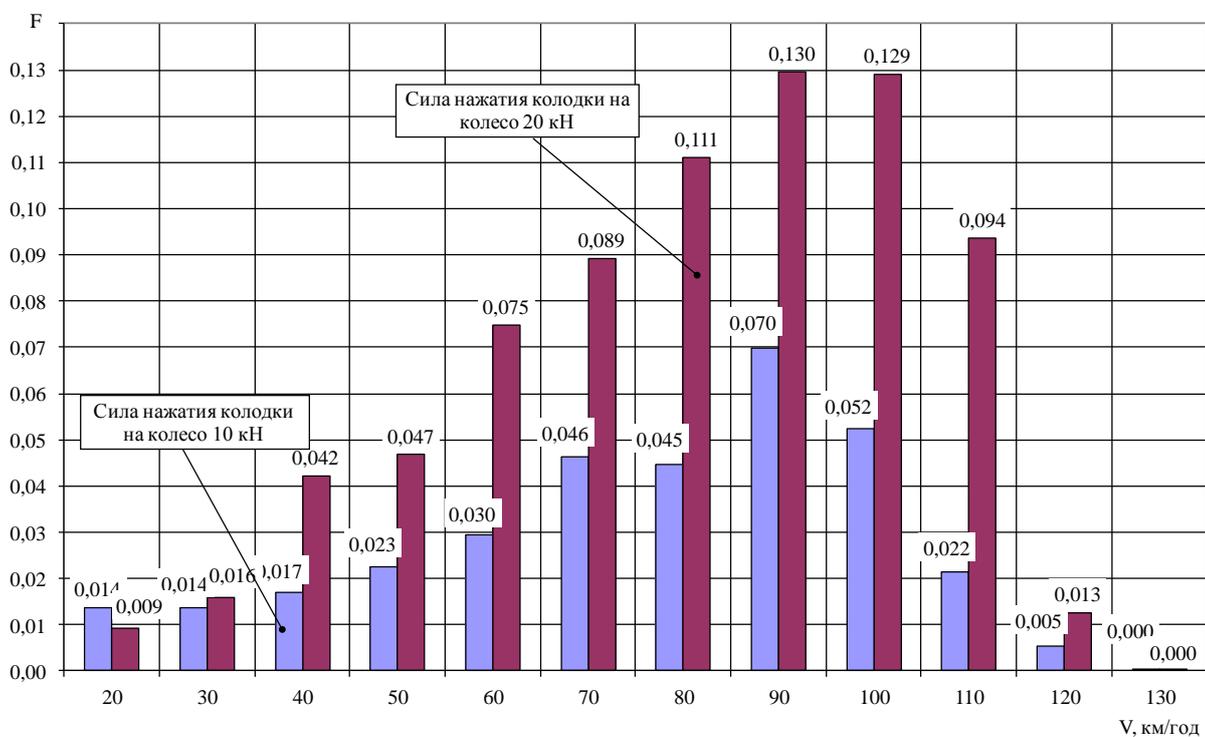


Рисунок 4.14 - Вероятность того, что коэффициенты трения будут меньше нормированных минимальных значений [17]

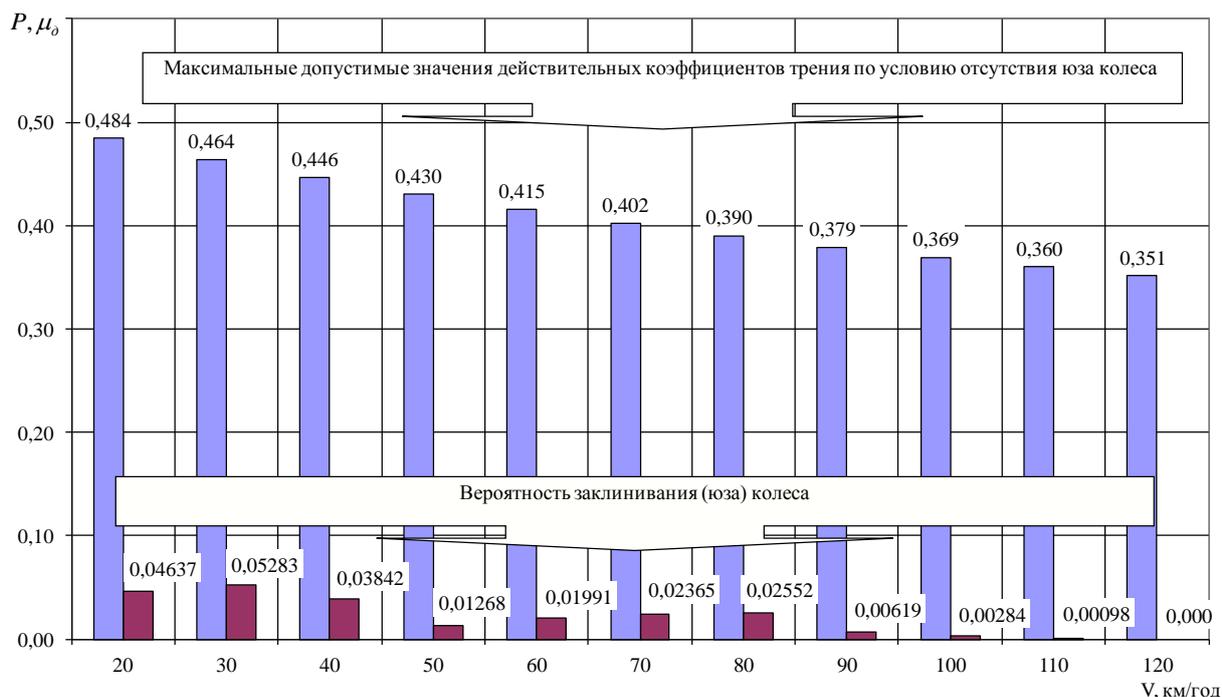


Рисунок 4.15 - Вероятность появления ползунов на колесных парах и предельно допустимые значения действительных коэффициентов трения по условию недопущения юза

Изложенная методика на основе применения методов математической статистики позволяет проводить более глубокий анализ фрикционных свойств тормозных колодок подвижного состава.

#### 4.2 ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ КОМПОЗИЦИОННОЙ КОЛОДКИ

Исследование закономерностей изменения коэффициента трения от температуры на натуральных образцах в реальных условиях эксплуатации связано со значительными трудностями, поэтому общие закономерности и характер зависимости коэффициента трения от температуры определяют на инерционных стендах (см. рис. 4.1), а уточнение фактических характеристик – в процессе экспериментальных исследований на натуральных образцах в реальных условиях эксплуатации.

Распределение мгновенных значений коэффициентов трения от температуры, полученных при стендовых испытаниях колодки № 1, приведены на рис. 4.16 и 4.17. Усредненные статистические кривые показывают: как при сухих, так и при влажных условиях, имеются пороговые значения температур, характеризующиеся точками перегиба изменения значений коэффициентов трения.

При сухих условиях торможения можно выделить три области: первая область характеризуется увеличением коэффициента трения с ростом температуры, две другие области снижением коэффициента трения, которые отличаются скоростью снижения, для влажных условий снижение коэффициента трения является более равномерным (рис. 4.18 и 4.19).

При силе нажатия тормозной колодки на колесо 10 кН коэффициент трения увеличивается до температуры 85 °С, в остальном диапазоне возрастания температуры величина коэффициента трения снижается, причем при сухих условиях торможения в диапазоне изменения температуры от 85 °С до 180 °С средняя скорость снижения составила минус 0,000339 1/°С, а в диапазоне от 180 °С до 250 °С – минус 0,001184 1/°С, при влажных условиях средняя скорость снижения коэффициента трения составила минус 0,000479 1/°С.

При силе нажатия тормозной колодки на колесо 20 кН коэффициент трения увеличивается до температуры 120 °С, в остальном диапазоне возрастания температуры величина коэффициента трения снижается, причем при сухих условиях торможения в диапазоне изменения температуры от 120 °С до 250 °С средняя скорость снижения составила минус 0,000764 1/°С, а в диапазоне от 250 °С до 310 °С – минус 0,000844 1/°С, при влажных условиях средняя скорость снижения коэффициента трения составила минус 0,00037 1/°С.

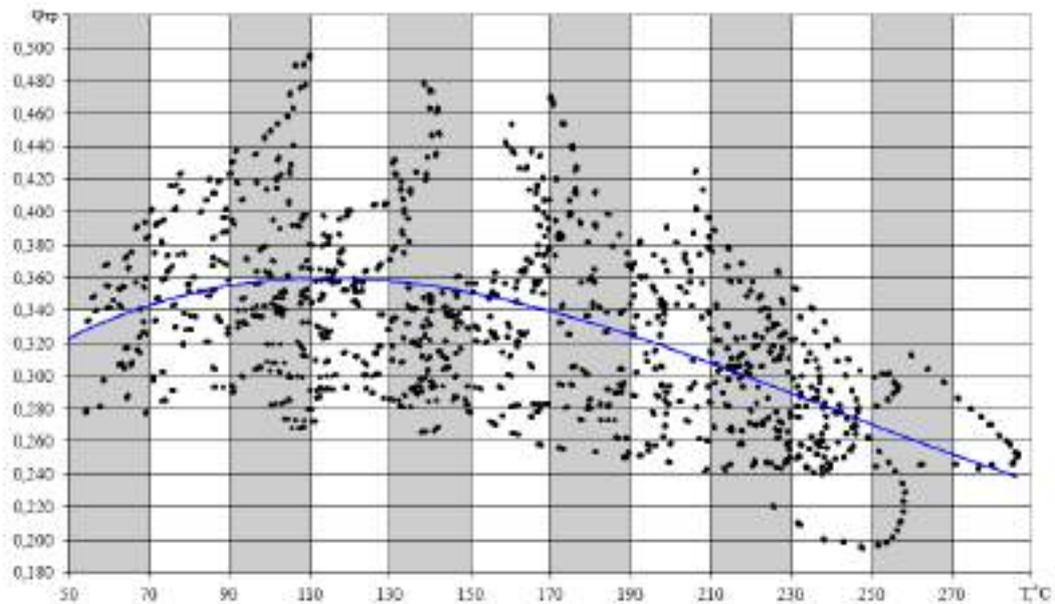


Рисунок 4.16 – Распределение коэффициентов трения в зависимости от температуры при силе нажатия 10 кН

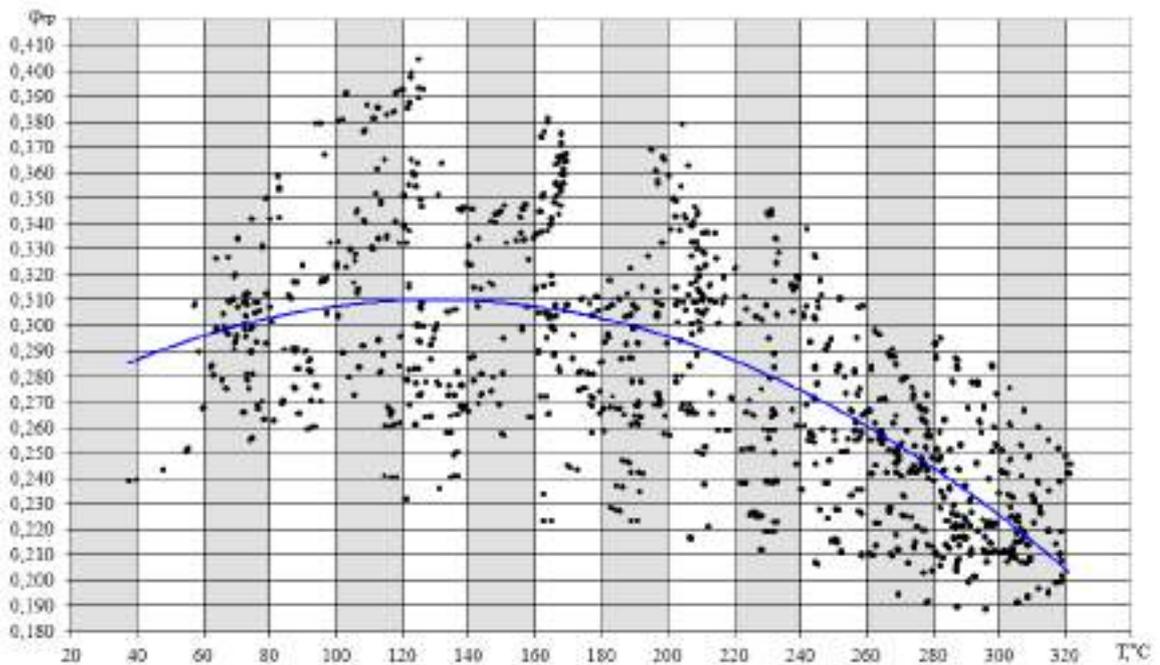


Рисунок 4.17 – Распределение коэффициентов трения в зависимости от температуры при силе нажатия 20 кН

Выполненные исследования свидетельствуют о неоднозначной зависимости коэффициента трения от температуры:

- 1 Пороговые значения температур, до достижения которых коэффициент трения увеличивается, составили при силе нажатия колодки на колесо 10 кН - 85 °С, при силе нажатия колодки на колесо 20 кН - 120 °С.
- 2 Статистические кривые свидетельствуют о наличии двух диапазонов значений температур, характеризующиеся различными скоростями снижения коэффициента трения от температуры:
  - при силе нажатия 10 кН скорость снижения коэффициента трения составила минус 0,000339 1/°С в диапазоне изменения температуры (85-180) °С и минус 0,001184 1/°С в диапазоне изменения температуры (180 – 250) °С;
  - при силе нажатия 20 кН скорость снижения коэффициента трения составила минус 0,000764 1/°С в диапазоне изменения температуры 120-250 °С и минус 0,0008441 1/°С в диапазоне изменения температуры (250 – 310) °С;

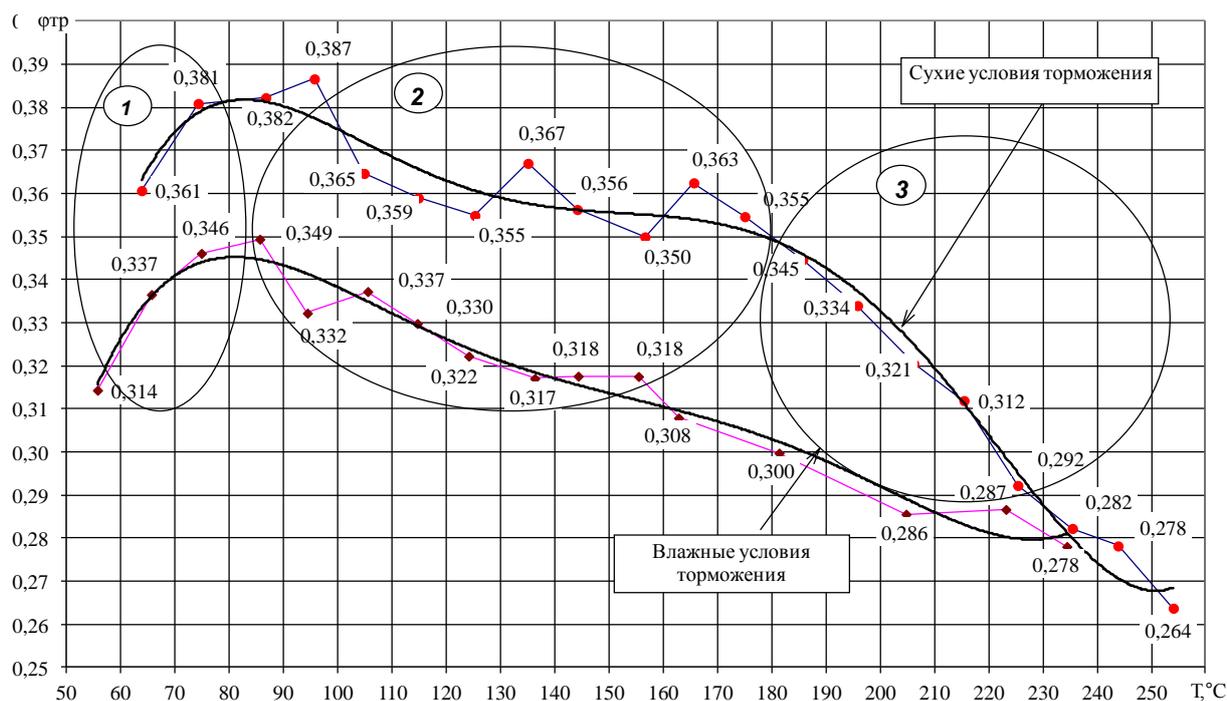


Рисунок 4.18 - Изменение коэффициента трения с ростом температуры на поверхности колеса при силе нажатия колодки на колесо 10 Кн

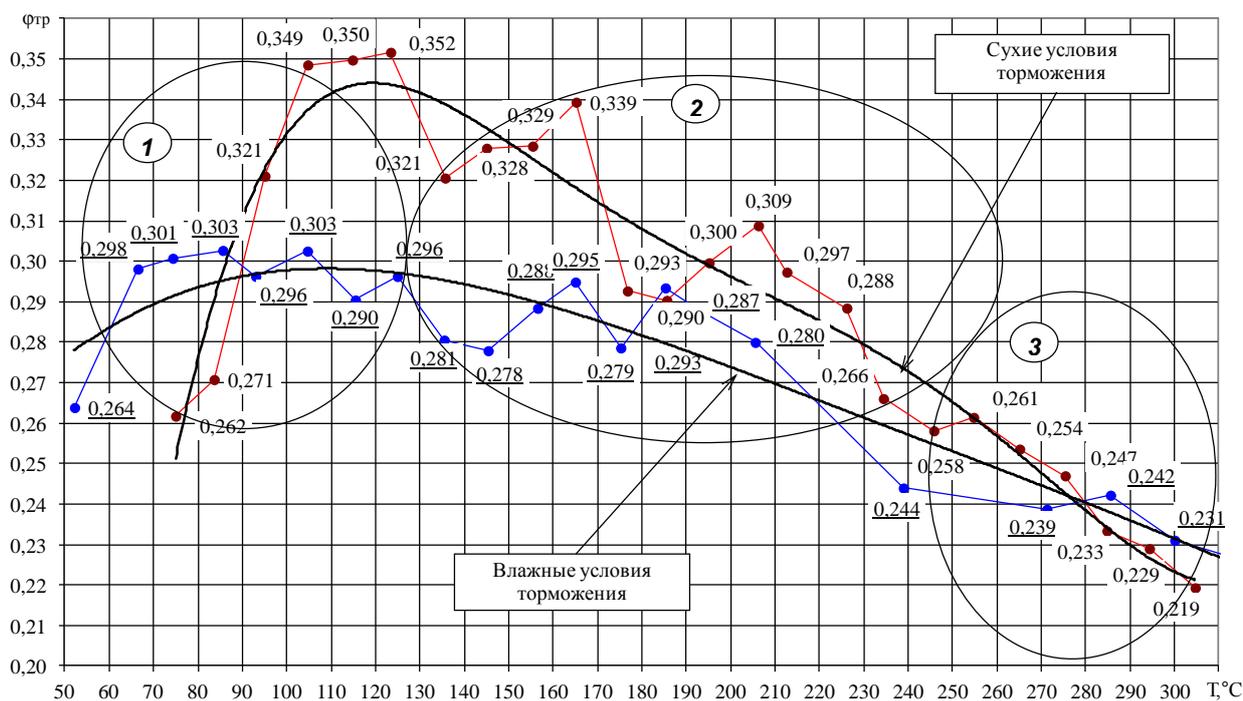


Рисунок 4.19 - Изменение коэффициента трения с ростом температуры на поверхности колеса при силе нажатия колодки на колесо 20 Кн

- средняя скорость снижения коэффициента трения во всем диапазоне изменения температуры от порогового значения при силе нажатия 10 кН составила  $0,000762 \text{ 1}^{\circ}\text{C}$ , при силе нажатия 20 кН -  $0,000804 \text{ 1}^{\circ}\text{C}$ , что на 6 % меньше.

3 Сухие и влажные условия торможения отличаются как по характеру изменения коэффициентов трения, так и по их величинам: при силе нажатия 10 кН максимальное значение коэффициента трения при сухих условиях составило 0,387 при влажных - 0,349 (различие - 11 %), при силе нажатия 20 кН соответственно - 0,352 и 0,303 (различие - 16 %).

- 4 При силе нажатия 10 кН коэффициенты трения выше, чем при силе нажатия 20 кН соответственно при сухих условиях на 10 %, при влажных – на 15 %.
- 5 Для повышения тормозной эффективности требуется предварительный разогрев колодки и колеса, которое может быть осуществлено в процессе последовательных регулировочных торможений поезда.
- 6 При торможении необходимо учитывать погодные условия, так как повышенная влажность уменьшает коэффициент трения.

#### 4.3 РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФАКТИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ХОДОВЫХ ТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЙ ВАГОНОВ

Вместе с тем, инерционные стенды не учитывают всех особенностей процессов торможения при реальных условиях эксплуатации. Поэтому исследования, связанные с экспериментальным определением фактических значений коэффициентов трения фрикционных элементов тормоза в реальных условиях эксплуатации, являются одними из основных при оценке тормозной эффективности вагона.

Фактические значения коэффициентов трения определяются с учетом фактических значений тормозного пути и скорости, зарегистрированных в процессе ходовых тормозных испытаний [13 - 15].

Суммарная сила трения при торможении вагона определяется по формуле:

$$F_T = \varphi_{mp} \cdot \sum_{i=1}^m K_{\partial} = \varphi_{mp} \cdot m \cdot K_{\partial} \quad (4.16)$$

где  $K_{\partial}$  - действительная сила нажатия накладки на диск (колодки на колесо);

$\varphi_{mp}$  - действительный коэффициент трения;

$m$  - число колодок, установленных на вагоне.

Работа момента силы трения в интервале времени  $\Delta t_j = t_{j+1} - t_j$  равна изменению кинетической энергии:

$$\varphi_{mp,j} \cdot m \cdot r \cdot K_{\partial,j} \cdot g \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\alpha = \frac{Q_g}{2} (V_j^2 - V_{j+1}^2) \quad (4.17)$$

где  $K_{\partial,j}$  - действительная сила нажатия накладки на диск (колодки на колесо), кгс;

$\alpha$  - угол поворота колеса, рад;

$Q_g$  - масса вагона, кг;

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$r$  - радиус трения, м;

$V_j$  и  $V_{j+1}$  - скорость движения в начале и конце временного интервала, м/с.

Полагая, что тормозной путь в достаточно малом интервале времени  $\Delta t_j$  изменяется линейно, формула (4.17) может быть представлена в виде (рис. 4.20):

$$\varphi_{факт,j} \cdot m \cdot r \cdot K_{\partial,j} \cdot g \cdot \frac{S_{j+1} - S_j}{R_x} = \frac{Q_g}{2} (V_j^2 - V_{j+1}^2) \quad (4.18)$$

где  $R_x$  - радиус колеса, м;

$S_j$  и  $S_{j+1}$  - тормозной путь в начале и конце временного интервала  $\Delta t_j$ , м.

Преобразовывая формулу 4.18, получим:

$$\varphi_{факт,j} \cdot \frac{m \cdot r \cdot K_{\partial,j}}{R_x \cdot Q_g} = \frac{(V_j^2 - V_{j+1}^2)}{2 \cdot g \cdot (S_{j+1} - S_j)} \quad (4.19)$$

Так как левая часть уравнения (4.19) представляет удельную тормозную силу, то мгновенное значение удельной тормозной силы в малом интервале времени может быть представлена математическим выражением:

$$b_j = \frac{(V_j^2 - V_{j+1}^2)}{2 \cdot g \cdot (S_{j+1} - S_j)} \quad (4.20)$$

Формула для определения мгновенного фактического коэффициента трения колодки запишется в виде:

$$\varphi_{\text{факт},j} = \frac{Q_6 (V_j^2 - V_{j+1}^2)}{2 \delta_{д,j}} \quad (4.21)$$

где  $\delta_{д,j}$  - мгновенное значение действительного тормозного коэффициента.

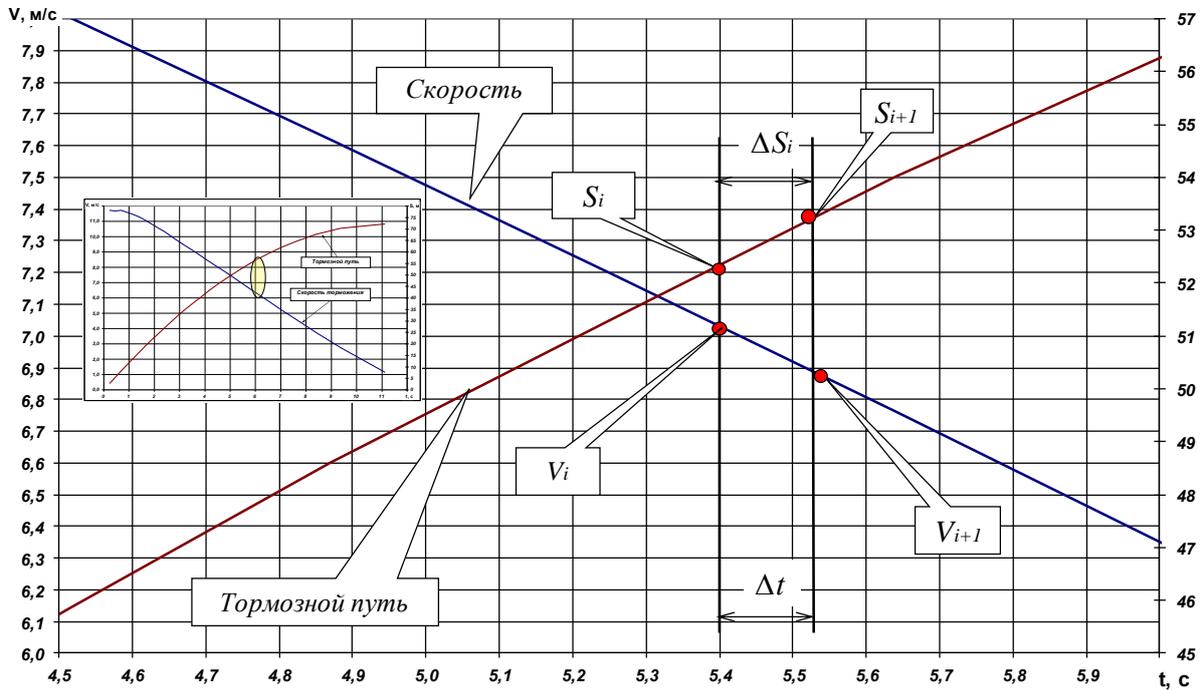


Рисунок 4.20 - Диаграммы изменения тормозного пути и скорости при торможении

Для определения действительного тормозного коэффициента расчетные силы нажатия колодок пересчитываются на действительные по формулам:

для композиционных колодок:

$$K_{д,к} = \frac{-\left(24,4 - 4 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right) + \sqrt{\left(24,4 - 4 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right)^2 + \left(97,6 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right)}}{2,44} \quad (4.22)$$

для чугунных колодок:

$$K_{д,ч} = \frac{-\left(13,875 - 5 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right) + \sqrt{\left(13,875 - 5 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right)^2 + \left(55,5 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right)}}{4,44} \quad (4.23)$$

где  $\delta_{р,факт}$  - расчетный фактический тормозной коэффициент, полученный по результатам испытаний.

Мгновенное значение действительного тормозного коэффициента определится по формуле: для композиционных колодок:

$$\delta_{кд,j} = \frac{K_{д,к} \cdot m \cdot K_j / K_{макс}}{q_0 \cdot n} \quad (4.24)$$

для чугунных колодок:

$$\delta_{чд,j} = \frac{K_{д,ч} \cdot m \cdot K_j / K_{макс}}{q_0 \cdot n} \quad (4.25)$$

где  $m_j$  - число колодок (накладок) на вагоне;

$K_j / K_{макс}$  - относительная сила нажатия колодок (дисков);

$q_0$  - осевая нагрузка, кН;

$n$  - число осей.

Полученные значения фактических коэффициентов трения оцениваются на соответствие значениям, определяемым по эмпирическим формулам [17]:

Для проверки отсутствия юза при торможении в качестве основного критерия принимается неравенство [1]:

$$\Psi_{\phi} \leq [\Psi_{\kappa}] \quad (4.26)$$

где  $\Psi_{\phi}$  - удельная тормозная сила в месте контакта колеса с рельсом, реализуемая тормозной системой вагона, определяется по формуле [1]:

$$\Psi_{\phi} = \frac{(V_j^2 - V_{j+1}^2)}{2 \cdot g \cdot (S_{j+1} - S_j)} \quad (4.27)$$

$[\Psi_{\kappa}]$  - Предельный допустимый коэффициент сцепления колеса с рельсом при торможении:

$$[\Psi_{\kappa}] = \Psi(q_o) \cdot \Psi(V) \quad (4.28)$$

$\Psi(V)$  - коэффициент, зависящий от скорости движения:

$$\Psi(V) = \frac{V + 81}{2.4 \cdot V + 81} \quad (4.29)$$

где  $q_o$  - нагрузка на колесную пару (осевая нагрузка) вагона, кН (тс);

$V$  - скорость, км/ч.

Для колодочных тормозов рекомендуется, чтобы выполнялось условие (10 % запас по юзу [1]):

$$\Psi_{\phi} \leq 0,9 \cdot [\Psi_{\kappa}] \quad (4.30)$$

#### 4.4 РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВА КОЛЕСА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ХОДОВЫХ ТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Как было показано, температура может оказывать влияние на величину коэффициента трения и, следовательно, на тормозную эффективность поезда. Кроме того высокая температура поверхности катания колеса может приводить к термомеханическим изменениям стали, которые могут привести к появлению микротрещин, выщербин и наваров на поверхности катания. Особую важность указанные проблемы приобретают для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками и скоростями движения до 140 км/ч и выше.

Поэтому задачи, связанные с определением температуры нагрева колеса по результатам экспериментальных исследований на натуральных образцах, приобретают актуальное значение. Решение таких задач может быть выполнено расчетно-экспериментальным методом [14].

Так как тормозная сила реализуется на поверхности фактического контакта колодки и колеса, то плотности тепловых потоков и температурные всплески в них могут достигать больших величин.

Повышение температуры на поверхности трения колодки и колеса описывается дифференциальным уравнением [35]:

$$d(\Delta\tau_n) = \frac{q_a \cdot \left(1 - \frac{t}{t_B}\right) - \alpha \cdot \Delta\tau_n}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c \cdot \sqrt{t_1 - t}}} dt \quad (4.31)$$

где  $\Delta\tau_n$  - повышение температуры на поверхности трения;

$q_a$  - количество тепла, выделяющееся на единице поверхности в единицу времени (плотность теплового потока) в начале процесса повышения температуры;

$t$  - текущее значение времени;

$\alpha$  - коэффициент теплоотдачи с поверхности трения в окружающую среду;

$t_1$  - значение времени, при котором определяется температура;

$t_B$  - время торможения;

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности;

$\gamma$  - удельный вес нагреваемого колеса;

$c$  - удельная теплоемкость колеса.

Принимая  $t = t_1$  и полагая, что  $\alpha$  убывает линейно:

$$\alpha = \alpha_0 \cdot \left(1 - \frac{t}{t_A}\right) \quad (4.32)$$

где  $\alpha_0$  - величины  $\alpha$  в начальный момент времени при  $t = 0$ ,  
решение уравнения (4.31) запишется в виде [35]:

$$\Delta\tau_n = \frac{q_a}{\varepsilon \cdot \alpha_0} \cdot \left[1 - \exp\left(-2 \cdot \frac{\varepsilon \cdot \alpha_0}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c}} \cdot \sqrt{t} \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{t}{t_B}\right)\right)\right] \quad (4.33)$$

Выражение (4.33) применимо для расчета температуры на поверхности трения в любой момент времени  $t$ .

Максимальное значение повышения температуры, согласно выражению (4.33), достигается при  $t = \frac{1}{2} \cdot t_B$  и определяется по формуле:

$$\Delta\tau_{n,max} = \frac{q_a}{\varepsilon \cdot \alpha_0} \cdot \left[1 - \exp\left(-0,9433 \cdot \frac{\varepsilon \cdot \alpha_0}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c}} \cdot \sqrt{t_B}\right)\right] \quad (4.34)$$

Значение  $q_a$  определяется в зависимости от скорости движения и тормозной силы [35]:

$$q_a = \frac{\alpha_R \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_1 \cdot b_T \cdot P \cdot v_H}{A \cdot F} \quad (4.35)$$

где  $b_T$  - средняя за рассматриваемый период удельная тормозная сила;

$P$  - нагрузка от колеса на рельс;

$v_H$  - начальная скорость торможения;

$\alpha_R$  - коэффициент распределения тепловых потоков;

$\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий переход кинетической энергии в другие виды нетепловой энергии;

$\varepsilon_1$  - коэффициент, учитывающий неравномерность плотности теплового потока вследствие неравномерного распределения удельного давления в зоне контакта и профиля колеса;

$A$  - механический эквивалент тепловой работы;

$F$  - площадь поверхности, на которой выделяется тепло.

Из приведенных формул вытекает, что на нагрев поверхности катания колеса при торможении оказывает влияние множество факторов как конструктивных, так и теплотехнических. Кроме того, на распределение температуры в зоне трения оказывает влияние вращение колесной пары.

В качестве примера определим температуру поверхности колеса четырехосного груженого полувагона. По результатам ходовых тормозных испытаний методом «бросания» тормозной путь одиночного вагона на площадке при скорости 120 км/ч составил 1460 м, а время торможения – 78,6 с (рис. 4.21)

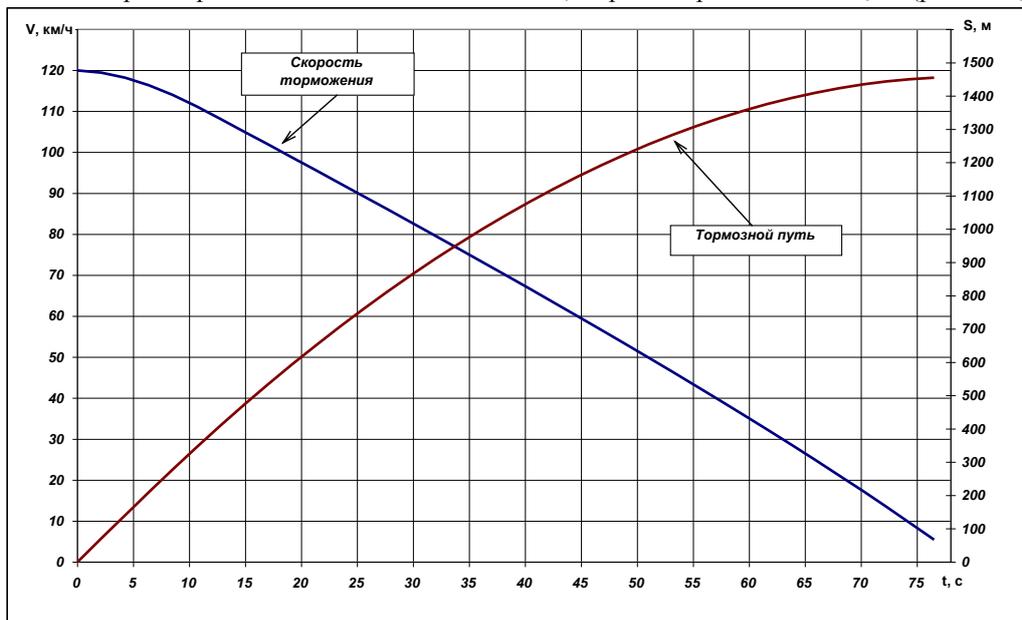


Рис. 4.21 Скорость и тормозной путь одиночного груженого вагона на площадке

Повышение средней температуры поверхности трения колеса определяется из формулы (4.33), разложив ее в ряд и приняв три первых члена ряда, получим [35]:

$$\Delta \tau_{n, \text{сред}} = \frac{q \cdot \alpha_R}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot \frac{1}{t_B} \cdot \int_0^{t_B} \left[ \left( 2 - \frac{4}{3} \cdot \frac{t}{t_B} \right) \cdot \sqrt{t} - \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot \frac{1}{t_B} \cdot \left( 2 \cdot t_B - \frac{8}{3} \cdot t + 9 \cdot \frac{t^2}{t_B} \right) \right] \cdot dt =$$

$$= \frac{q \cdot \alpha_R}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot \left( \frac{4}{5} \cdot \sqrt{t_B} - \frac{1}{3} \cdot \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot t_B \right)$$
(4.36)

Средняя удельная тормозная сила определяется по формуле (4.37) либо по результатам ходовых тормозных испытаний:

$$b_T = \frac{v_H^2}{2 \cdot S_T \cdot \zeta} - w_0$$
(4.37)

где  $S_T$  - полный тормозной путь, м;

$\zeta$  ускорение от единицы удельной силы,  $\zeta = 8,25 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{м} / \text{с}^2 \cdot \text{кГ}$ ;

$v_H$  - начальная скорость торможения, м/с;

$w_0$  - удельное основное сопротивление движению, определяется по формуле [22]:

$$w_0 = 0,7 + \frac{3 + 0,09 \cdot v + 0,002 \cdot v^2}{q_o}$$
(4.38)

где  $v$  - текущая скорость торможения, км/ч;

$q_o$  - осевая нагрузка, кН/ось (тс/ось).

Для исследуемого грузового вагона удельная тормозная сила составила  $b_T = 43,34$  кгс/т

Значение коэффициента теплоотдачи определяется по эмпирической формуле [35]:

$$\alpha = 0,4 \cdot 10^{-2} \cdot (1 + 1,33 \cdot \sqrt{v})$$
(4.39)

и составляет  $\alpha = 3,471 \cdot 10^{-2} \text{ ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град}$ .

Расчетная величина коэффициента теплоотдачи, определяемая как сумма значений при начальной скорости торможения и в момент остановки, составит:

$$\alpha = 3,471 \cdot 10^{-2} + 0,4 \cdot 10^{-2} = 3,871 \cdot 10^{-2} \text{ ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град}.$$

Коэффициент распределения тепловых потоков для композиционных колодок определяется при критерии Фурье равно нулю:

$$f'_{\alpha_k} = \frac{0,8}{0,8 - \frac{1}{3} \cdot \frac{\alpha}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot \sqrt{t_B}}$$
(4.40)

Физические характеристики материала колес и тормозных колодок принимаются по данным таблицы 23 [35]:

$$\lambda_R = 10,3 \cdot 10^{-3} \text{ ккал} / \text{м} \cdot \text{град} \cdot \text{с}; \gamma_R = 7850 \text{ кг} / \text{м}^3; c_R = 0,11 \text{ ккал} / \text{кГ} \cdot \text{град};$$

$$\lambda_k = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ ккал} / \text{м} \cdot \text{град} \cdot \text{с}; \gamma_k = 2200 \text{ кг} / \text{м}^3; c_k = 0,28 \text{ ккал} / \text{кГ} \cdot \text{град}.$$

Подставляя значения в формулу (10), получим:  $f'_{\alpha_k} = 1,028$ .

Коэффициент распределения тепловых потоков находится по формуле [35]:

$$\alpha_R = \frac{1}{1 + \frac{1}{\delta \cdot f'_{\alpha_k}} \cdot \sqrt{\frac{\lambda_k \cdot \gamma_k \cdot c_k}{\lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}}}$$
(4.41)

где  $\delta$  - коэффициент, учитывающий большую для тормозной колодки плотность теплового потока в сравнении с колесом,  $\delta = 10,06$ .

Подставляя исходные данные в формулу (4.41), получим:  $\alpha_R = 0,99$ .

Плотность теплового потока рассчитывается по формуле (4.35) и составляет  $59,63$  ккал/м<sup>2</sup>с.

Ожидаемая средняя температура на поверхности катания колеса из выражения (4.36) будет равна:

$$\Delta\tau_{n,сред} = \frac{59,63 \cdot 0,99}{\sqrt{\pi \cdot 10,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot 0,11}} \cdot \left( \frac{4}{5} \cdot \sqrt{78,6} - \frac{1}{3} \cdot \frac{3,871 \cdot 10^{-2} \cdot 78,6}{\sqrt{\pi \cdot 10,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot 0,11}} \right) =$$

$$= 77,1^{\circ}C$$

Максимальное повышение температуры поверхности катания колеса определяется по формуле (4.33) и составляет:

$$\Delta\tau_{n,max} = \frac{59,63}{0,942 \cdot 3,87 \cdot 10^{-2}} \cdot \left[ 1 - \exp \left( -0,9433 \cdot \frac{0,942 \cdot 3,87 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{\pi \cdot 10,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot 0,11}} \cdot \sqrt{78,6} \right) \right]$$

$$= 92^{\circ}C$$

Выполненные расчеты показали, что для одиночного грузового вагона максимальная температура не превысила  $100^{\circ}C$ .

## РАЗДЕЛ 5

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТОРМОЖЕНИЯ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Фрикционная тормозная система грузового вагона относится к сложной механической системе, которая при торможении превращает кинетическую энергию вагона в тепловую за счет силы трения колодки и колеса. Поэтому одной из важных проблем в области разработки и создания современных тормозных систем является исследование динамики их функционирования на различных этапах проектирования, испытания и эксплуатации. При исследовании сложных систем возникают задачи исследования как отдельных видов оборудования и аппаратуры, входящих в систему, так и системы в целом. Среди известных методов анализа показателей эффективности систем и исследования динамики их функционирования следует отметить:

- аналитический метод;
- метод натуральных испытаний;
- метод полунатурального моделирования;
- моделирование процесса функционирования системы на ЭВМ.

Широкое применение для исследования характеристик сложных систем находит метод полунатурального моделирования. При этом используется часть реальных устройств системы. Включенная в такую полунатуральную модель ЭВМ имитирует работу остальных устройств системы, отображенных математическими моделями.

Существенно важным в теории математического моделирования является постоянное согласование всех аспектов построения модели с задачами и целями исследования [18]:

- 1 Факторы, определяющие такие объекты, характеризуются, как измеримые величины – параметры;
- 2 В основе таких моделей лежат уравнения, описывающие фундаментальные законы природы (механики), не нуждающиеся в пересмотре и уточнении. Даже готовые частные модели отдельных явлений, используемые при составлении более общих, хорошо сформулированы и описаны с точки зрения условий и областей применения;
- 3 Наибольшую трудность при разработке моделей механических систем и процессов представляет описание достоверно известных характеристик объекта, как функциональных, так и числовых;
- 4 Современные требования к таким моделям приводят к необходимости учета множества факторов, влияющих на поведение объекта, не только таких, которые связаны известными законами природы.

Все эти особенности приводят к тому, что модели механических систем и процессов относятся в основном к классу математических. Математические модели [19] основываются на математическом описании объекта.

Совершенствование вычислительной техники и широкое распространение персональных компьютеров открыло перед моделированием огромные перспективы для исследования процессов и явлений окружающего мира, включая сюда и человеческое общество. В этой связи, широкое распространение получили методы компьютерного моделирования [18], которое включает в себя процесс реализации информационной модели на компьютере и исследование с помощью этой модели объекта моделирования — проведение вычислительного эксперимента. С помощью компьютерного моделирования решаются многие научные и производственные задачи.

Компьютерное моделирование – это в определенной степени, то же самое, описанное выше моделирование, но реализуемое с помощью компьютерной техники. Для компьютерного моделирования важно наличие определенного программного обеспечения. Общая схема процесса компьютерного математического моделирования представлена на рис. 5.1.

Для реализации метода необходимо разработать специальный моделирующий алгоритм. В соответствии с этим алгоритмом в ЭВМ вырабатывается информация, описывающая элементарные процессы исследуемой системы с учетом взаимосвязей и взаимных влияний.

В заключении следует отметить, что формализация технических задач и применение ЭВМ многократно ускоряют типовые, массовые расчеты, повышают точность и сокращают трудоемкость, позволяют проводить многовариантные конструктивные обоснования сложных систем, недоступные при господстве "ручной" технологии. Благодаря применению метода моделирования значительно усиливаются возможности конкретного количественного анализа; изучение многих факторов, оказывающих влияние на технические процессы, количественная оценка технических объектов и т.п.

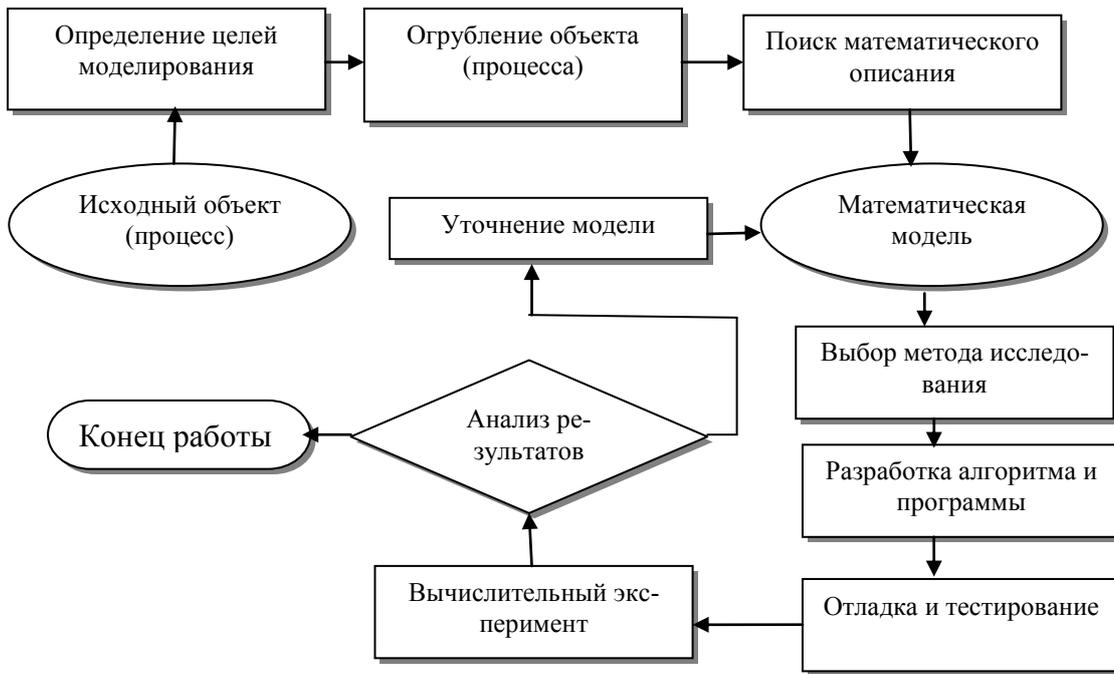


Рисунок 5.1 - Общая схема процесса компьютерного математического моделирования

За основу математического моделирования тормозного процесса принимается дифференциальное уравнение, описывающее торможение вагона как единой массы [20, 21]:

$$\frac{dv}{dt} = -\zeta \cdot \{1000 \cdot b_{уд} + w_{ox}(v) + i_c\}, \quad (5.1)$$

где  $\zeta$  - замедление поезда при действии удельной замедляющей силы, значение  $\zeta$  для грузовых и пассажирских поездов принимается равным 120 км/ч<sup>2</sup> [22];

$b_{уд}$  - удельная тормозная сила при номинальном (установившемся) давлении и тормозном цилиндре;

$i_c$  - величина уклона рельсового пути, ‰;

$w_{ox}$  - основное удельное сопротивление движению поезда, определяется по формуле [1, 20, 21]:

$$w_{ox} = 0,7 + \frac{3 + 0,09 \cdot V + 0,002 \cdot V^2}{q_0}, \quad (5.2)$$

где  $q_0$  - осевая нагрузка, тс/ось.

Удельная тормозная сила определяется как произведение расчетного коэффициента силы нажатия колодок (далее тормозной коэффициент) на коэффициент трения [1, 20, 21]:

$$b_{кол} = \delta_p \cdot \varphi_{кр}, \quad (5.3)$$

где  $\delta_p$  - расчетный тормозной коэффициент;

$\varphi_{кр}$  - расчетный коэффициент трения.

Тормозной коэффициент для колодочных тормозов определяется по формуле [1, 20, 21]:

$$\delta_p = \frac{K_p \cdot m}{T + Q}, \quad (5.4)$$

где  $m$  - количество тормозных колодок;

$T$  - тара вагона, кН (тс)

$Q$  - грузоподъемность (пассажировместимость) вагона, кН (тс);

$K_p$  - расчетная сила нажатия, тс, в зависимости от величины действительной силы нажатия ( $K$ )

по определяется формулам [1]:

для композиционных колодок:

$$K_p = 1,22 \cdot K \frac{K + 20}{4K + 20}; \quad (5.5)$$

для чугунных колодок:

$$K_p = 2,22 \cdot K \frac{16K + 100}{80K + 100}. \quad (5.6)$$

Расчетный коэффициент трения композиционных и чугунных колодок  $\varphi_{кр}$  зависит от скорости движения ( $V$ ) и определяется соответственно по формулам [1, 13, 14]:

для композиционных колодок:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150}, \quad (5.7)$$

для чугунных колодок:

$$\varphi_{кр} = 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100}; \quad (5.8)$$

Математическое выражение для определения действительной силы нажатия для композиционных и чугунных колодок на колеса имеет вид [1, 13, 14]:

$$K = \frac{1}{m} \cdot (F_{ц} \cdot p_{ц} \cdot \eta_{ц} - K_{np} - K_{ap}) \cdot n \cdot \eta_{pn}, \quad (5.9)$$

где  $F_{ц}$  - эффективная площадь тормозного цилиндра, см<sup>2</sup>;

$p_{ц}$  - расчетное давление в тормозном цилиндре, кПа;

$K_{np}$  - расчетное усилие сжатия внутренней отпускной пружины цилиндра;

$K_{ap}$  - усилие пружины авторегулятора рычажной передачи, приведенное к штоку тормозного цилиндра;

$n$  - передаточное число рычажной передачи;

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

$\eta_{ц}$  - к.п.д. тормозного цилиндра;

$m$  - число тормозных колодок.

Так как нарастание тормозной силы во времени происходит пропорционально нарастанию давления в тормозном цилиндре при торможении, то в математическую модель добавляется функция  $F(\delta, t)$ , учитывающая особенность изменение тормозного коэффициента от времени [26, 27]:

Функция  $F(\delta, t)$  может быть представлена в виде:

$$F(b(t)) = \beta(K_i / K_{max}, t) \cdot \delta_p(p_{ц} = p_{ц,max}); \quad (5.10)$$

где  $\delta_p(p_{ц} = p_{ц,max})$  - тормозной коэффициент при установившемся (максимальном) давлении в тормозном цилиндре;

$\beta(K_i / K_{max}, t)$  - функция изменения относительной силы, реализуемой на штоке тормозного цилиндра;

$K_i$  - сила, реализуемая на штоке тормозного цилиндра при наполнении тормозного цилиндра сжатым воздухом, соответствует давлению  $p_{ц,i}(t_i)$ ;

$K_{max}$  - сила, реализуемая на штоке тормозного цилиндра при установившемся (максимальном) давлении в тормозном цилиндре  $p_{ц,ном}$ .

Действительная сила  $K_i$  на штоке тормозного цилиндра определяется по формуле:

$$K_i = (F_{ц} \cdot p_i(t_i) \cdot \eta_{ц} - K_{np} - K_{ap}); \quad (5.11)$$

Функциональная зависимость  $\beta(K_i / K_{max}, t)$  определяется по результатам стационарных тормозных испытаний по записанным значениям изменения давления в тормозных цилиндрах при реализации торможения, либо путем непосредственного измерения сил нажатия колодок с помощью силоизмерительных датчиков.

Анализ диаграмм наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом при торможении показывает, что нажатие колодок на колеса происходит с задержкой на время  $t_0$ , обусловленное как инерционностью начала повышения давления в тормозном цилиндре от момента снижения давления в тормозной магистрали, так преодолением силы сжатия отпускной пружины.

В этой связи, процесс торможения может быть представлен тремя характерными периодами [27]:

- 1 периодом торможения под действием внешних сил сопротивления движению;
- 2 периодом торможения, обусловленного нарастанием тормозной силы от нуля до максимального значения (неустановившееся торможение);
- 3 периодом торможения под действием постоянной тормозной силы (установившееся торможение).

В соответствии с особенностью изменения силы нажатия накладок (колодок), функция  $\beta(K_i / K_{\max}, t)$  запишется в виде:

$$\beta(K_i / K_{\max}, t) = (0 \cdot H(t_1 - t) + H(t - t_1) \cdot H(t_2 - t) \cdot \theta(K_i / K_{\max}, t) + H(t - t_2)) \quad (5.12)$$

где  $t_1$  - 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;

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

$$H(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x < 0 \\ 1 & \text{при } x \geq 0 \end{cases}; \quad (5.13)$$

Процесс возрастания тормозной силы вагона может представляется в виде непрерывной интегрируемой в квадратурах функции или кусочно-линейной функцией от времени, а также задаваться в виде таблицы с временным шагом изменения давления равным 0,05 с:

табличная зависимость

$$\left. \begin{aligned} f_{i,1} &= 0 && \text{при } t < t_1; \\ f_{i,2} &= K_i / K_{\text{ном}} && \text{при } t_1 \leq t < t_2, \\ f_{i,3} &= 1 && \text{при } t \geq t_2, \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

аналитическая зависимость

$$\left. \begin{aligned} f_{i,1} &= 0 && \text{при } t < t_1; \\ f_{i,2} &= F_2(K_i / K_{\text{ном}}) && \text{при } t_1 \leq t < t_2; \\ f_{i,3} &= 1 && \text{при } t \geq t_2, \end{aligned} \right\} \quad (5.15)$$

где  $t$  - текущее время торможения, с;

$f_{1,2}(K_i / K_{\text{ном}})$  - функция изменения относительной силы при неустановившемся торможении.

В соответствии с изложенным математические модели торможения грузового вагона могут быть представлены в виде:

для вагона с композиционными колодками:

$$\frac{d^2 S}{dt^2} = -\zeta \cdot \left\{ 1000 \cdot \delta_p(p_{\text{ц}} = p_{\text{ц,ном}}) \cdot 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150} \cdot \frac{m}{T + Q} \cdot \beta(K_i / K_{\max}, t) + w_{\text{ок}}(v) + i_c \right\} \quad (5.16)$$

для вагона с чугунными колодками:

$$\frac{d^2 S}{dt^2} = -\zeta \cdot \left\{ 1000 \cdot \delta_p(p_{\text{ц}} = p_{\text{ц,ном}}) \cdot 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100} \cdot \frac{m}{T + Q} \cdot \beta(K_i / K_{\max}, t) + w_{\text{ок}}(v) + i_c \right\} \quad (5.17)$$

В зависимости от решения конкретных задач при тормозных расчетах используются следующие методы решения дифференциальных уравнений движения [23]:

- 1) Аналитический метод расчета по интервалам скорости (метод суммирования);
- 2) Аналитический метод расчета интегрированием уравнения движения поезда при установившемся торможении;
- 3) Метод расчета численным интегрированием по интервалам времени;
- 4) Графический метод;
- 5) Метод расчета по номограммам;
- 6) Решение дифференциальных уравнений приближенными методами интегрирования.

Дифференциальные уравнения движения (5.16-5.17) представляют обыкновенные дифференциальные уравнения и относятся к классу задач Коши. Из всего многообразия численного решения задач Коши наиболее распространенным является метод Рунге-Кутты [23, 24], основанный на вычислении приближенного решения  $y_{i+1}$  в узле  $x_{i+1} = x_i + h$  в виде линейной комбинации с постоянными коэффициентами:

$$y_{i+1} = y_i + p_{q1} \cdot k_1(h) + p_{q2} \cdot k_2(h) + \dots + p_{qq} \cdot k_q(h). \quad (5.18)$$

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:

$$k_{1i} = h \cdot f(x_i, y_{1i}, y_{2i}, \dots, y_{ni}). \quad (5.19)$$

$$k_{2i} = h \cdot f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_{1i} + \frac{k_{1i}}{2}, \dots, y_{ni} + \frac{k_{1n}}{2}\right). \quad (5.20)$$

$$k_{3i} = h \cdot f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_{1i} + \frac{k_{2i}}{2}, \dots, y_{ni} + \frac{k_{2n}}{2}\right). \quad (5.21)$$

$$k_{4i} = h \cdot f(x_i + h, y_{1i} + k_{3i}, \dots, y_{ni} + k_{3n}). \quad (5.22)$$

$$y_{ji+1} = y_{ji} + \frac{1}{6} \cdot (k_{1i} + 2 \cdot k_{2i} + 2 \cdot k_{3i} + k_{4i}). \quad (5.23)$$

$$x_{i+1} = x_i + h. \quad (5.24)$$

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

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dt} = y_2 \\ \frac{dy_2}{dt} = f(t, y_1, y_2) \end{cases}. \quad (5.25)$$

Начальными условиями для решения системы уравнений являются:

$$y_1(t=0) = 0; \quad \frac{dy_1}{dt}(t=0) = V_0, \text{ где } V_0 - \text{ скорость в начале торможения.}$$

Блок схема решения дифференциального уравнения методом Рунге-Кутты 4 порядка представлены на рис. 5.2 (в качестве временного шага принято значение shag = 0,1 с).

## 5.1 ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ МЕЖДУ ВАРЬИРУЕМЫМИ ВЫХОДНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Обработка данных сводится к систематизации всех значений, классификации, анализу. Результаты экспериментов должны быть сведены в удобочитаемые формы записи – таблицы, графики, формулы, позволяющие 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 между варьируемыми выходными данными, установлению критериев и доверительных интервалов.

Значения тормозных путей, полученные в результате поездных ходовых тормозных испытаний, являются случайными величинами, поэтому для их выравнивания используются методы математической статистики.

На основе статистических методов определяется уравнение линии тренда, отображающая аналитическую зависимость тормозного пути вагона ( $S$ ) от скорости ( $V$ ) в начале торможения ( $S = F(V)$ ).

Накопленный опыт ходовых тормозных испытаний единиц подвижного состава железных дорог свидетельствует, что модель тормозного пути может быть представлена полиномиальной зависимостью от скорости в начале торможения:

$$S = \sum_{k=1}^m a_k \cdot V^k, \quad (5.26)$$

где  $S$  - тормозной путь;

$V$  - скорость в начале торможения;

$m$  - порядок (число членов) степенного ряда (5.26);

$a_k$  - коэффициенты ряда (1) подлежащие определению.

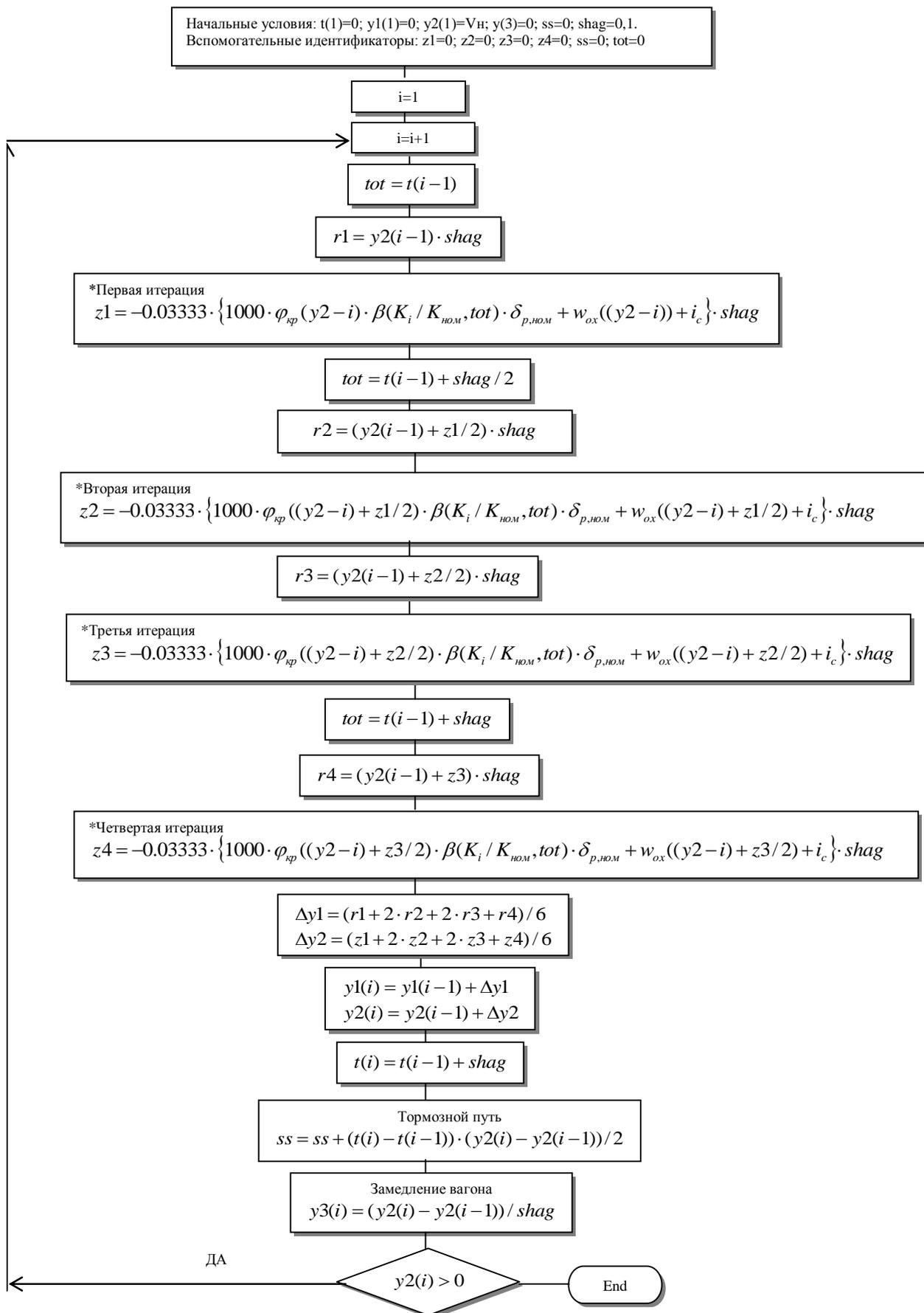


Рисунок 5.2 - Блок схема решения дифференциального уравнения методом Рунге-Кутты 4 порядка

Выбор модели тормозного пути производится по минимальному значению коэффициента детерминации и остаточной дисперсии [9]:

$$S = \sum_{k=1}^m a_k \cdot V^k + u, \quad (5.27)$$

где  $u$  учитывает наличие влияния факторов, которые не входят в заданную модель;

Уравнение (5.27) описывает зависимость фактических значений фактора  $S$  для фактических значений независимой переменной  $V$ . Расчетные значения  $\hat{S}$  описываются уравнением:

$$\hat{S} = \sum_{k=1}^m \hat{a}_k \cdot V^k \quad (5.28)$$

Чтобы уравнение (5.28) адекватно описывала фактическую зависимость  $S$  от  $V$  необходимо определить такие параметры  $\hat{a}_k$ , при которых отклонения фактических значений  $S$  от расчетных  $\hat{S}$  были бы минимальными. В этом случае минимизации подвергается сумма квадратов отклонений (остатков):

$$\left\{ \sum_{i=1}^n u_i^2 \right\} = \min \quad (5.29)$$

где  $u = S - \hat{S}$ .

Для определения коэффициентов  $\hat{a}_k$  уравнения (5.28) используется метод максимального правдоподобия (метод наименьших квадратов).

Анализ экспериментальных исследований тормозной эффективности грузовых вагонов свидетельствует, что для адекватного отображения тормозного пути достаточно ограничиться квадратичной степенной зависимостью.

Для каждой скорости в заданном диапазоне скоростей производится не менее трех опытов (бросаний). Общее количество опытов (бросаний) оценивается по коэффициенту детерминации  $R^2$ , который должен удовлетворять неравенству:  $R^2 \geq 0,95$ . При невыполнении неравенства опыты продолжаются с целью увеличения статистического ряда измеренных значений тормозного пути.

Система разрешающих уравнений определяется выражением:

$$U = \sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 \cdot V_i^2 + a_1 \cdot V_i))^2 \quad (5.30)$$

где  $n$  - число интервалов исследуемого диапазона скоростей,

Определяя частные производные функции (5.30) по коэффициентам  $a_i$  и приравнивая их нулю, получим:

$$\begin{cases} \frac{dU}{da_2} = \sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 V_i^2 + a_1 V_i)) \cdot V_i^2 = 0 \\ \frac{dU}{da_1} = \sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 V_i^2 + a_1 V_i)) \cdot V_i = 0 \end{cases}, \quad (5.31)$$

После преобразования системы уравнений (5.33), получим:

$$\begin{cases} a_2 \sum_i V_i^4 + a_1 \sum_i V_i^3 = \sum_i S_i V_i^2 \\ a_2 \sum_i V_i^3 + a_1 \sum_i V_i^2 = \sum_i S_i V_i \end{cases}, \quad (5.32)$$

решая которую найдем:

$$a_2 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i V_i^2 \sum_{i=1}^n V_i^2 - \sum_{i=1}^n S_i V_i \sum_{i=1}^n V_i^3}{\sum_{i=1}^n V_i^4 \sum_{i=1}^n V_i^2 - (\sum_{i=1}^n V_i^3)^2}, \quad (5.33)$$

$$a_1 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i V_i \sum_{i=1}^n V_i^4 - \sum_{i=1}^n S_i V_i^2 \sum_{i=1}^n V_i^3}{\sum_{i=1}^n V_i^4 \sum_{i=1}^n V_i^2 - (\sum_{i=1}^n V_i^3)^2}, \quad (5.34)$$

Коэффициент детерминации  $R^2$ , определяется по формуле:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 \cdot V_i^2 + a_1 \cdot V_i))^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n S_i)^2}{n}}, \quad (5.35)$$

Математические зависимости между расчетным тормозным коэффициентом ( $\delta_p$ ) и величиной тормозного пути описывается степенной зависимостью вида:

$$A = c \cdot B^d, \quad (5.36)$$

где коэффициенты  $c$  и  $d$  подлежащие определению.

Такой выбор обусловлен тем, что тормозной путь и определяющие его величину параметры (тормозные коэффициенты, удельные тормозные силы, коэффициенты трения, коэффициенты сцепления колеса с рельсом и др.) находятся в обратной зависимости гиперболического типа.

Коэффициенты уравнения (5.36) определяются методом максимального правдоподобия (методом наименьших квадратов) [19, 20]. Для этого формула (5.36) путем логарифмирования правой и левой частей приводится к виду:

$$\ln(A) - \ln(c) - d \cdot \ln(B) = 0 \quad (5.37)$$

После ввода обозначений  $y = \ln(A)$ ;  $A = \ln(c)$ ;  $B = d$ ;  $z = \ln(B)$ , формула (5.37) преобразовывается к линейному виду  $y = A + B \cdot z$ . С учетом указанных преобразований, разрешающее уравнение примет вид:

$$U = \sum_{i=1}^n (y_i - (A + B \cdot z_i))^2 \quad (5.38)$$

где  $n$  - число интервалов.

После дифференцирования уравнения (5.50) по неизвестным коэффициентам  $A$  и  $B$  получается система уравнений:

$$\begin{cases} A \cdot n + \sum_{i=1}^n z_i = \sum_{i=1}^n y_i \\ A \sum_{i=1}^n z_i + B \sum_{i=1}^n z_i^2 = \sum_{i=1}^n y_i z_i \end{cases}, \quad (5.39)$$

В результате решения системы уравнений (5.39), коэффициенты уравнения (5.36), с учетом введенных обозначений, определяются по формулам:

$$c = \exp \left( \frac{\sum_{i=1}^n \ln(A) \cdot \sum_{i=1}^n (\ln(B))^2 - \sum_{i=1}^n \ln(B) \cdot \ln(A) \cdot \sum_{i=1}^n \ln(B)}{n \cdot (\sum_{i=1}^n \ln(B))^2 - \sum_{i=1}^n (\ln(B))^2} \right) \quad (5.40)$$

$$d = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n \ln(B) \cdot \ln(A) - \sum_{i=1}^n \ln(B) \cdot \sum_{i=1}^n \ln(A)}{n \cdot (\sum_{i=1}^n \ln(B))^2 - \sum_{i=1}^n (\ln(B))^2} \quad (5.41)$$

Коэффициенты уравнения (5.36) зависят от скорости в начале торможения ( $V_0$ ), при этом функциональные зависимости параметров запишутся в виде:

$$\text{расчетный тормозной коэффициент} - \delta_p = c(V_0) \cdot S(V_0)^{d(V_0)}; \quad (5.42)$$

$$\text{тормозной путь} - S(V_0) = c(V_0) \cdot \delta_p(V_0)^{d(V_0)} \quad (5.43)$$

Коэффициенты уравнений (5.42, 5.43) определяются методом компьютерного моделирования путем решения дифференциального уравнения (5.16, 5.17) на ЭВМ по формулам (5.40, 5.41). В процессе решения определяется массив значений тормозных путей для заданного диапазона значений расчетного тормозного коэффициента при фиксированной величине начальной скорости торможения в заданном диапазоне их значений.

### 5.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКОГО ЗНАЧЕНИЯ РАСЧЕТНОГО ТОРМОЗНОГО КОЭФФИЦИЕНТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Важнейшей характеристикой для оценки тормозной эффективности вагона является расчетный тормозной коэффициент, поэтому одной из основных целей ходовых тормозных испытаний является определение фактических значений расчетных тормозных коэффициентов, соответствующих измеренным значениям тормозных путей и скоростям в начале торможения.

Для определения коэффициентов уравнения (5.36) задается дискретный ряд значений расчетных тормозных коэффициентов с шагом  $\Delta\delta$  и диапазон изменения скорости от минимальной до максимальной с шагом  $\Delta V$ . Для каждого значения в заданном диапазоне изменения тормозного коэффициента и скорости в начале торможения определяются тормозные пути, которые являются в качестве исходных данных для статистического определения коэффициентов уравнения (5.36) по формулам 5.40 и 5.41, на рис. 5.3 представлены номограммы тормозных путей, блок-схема вычислений - на рис. 5.4.

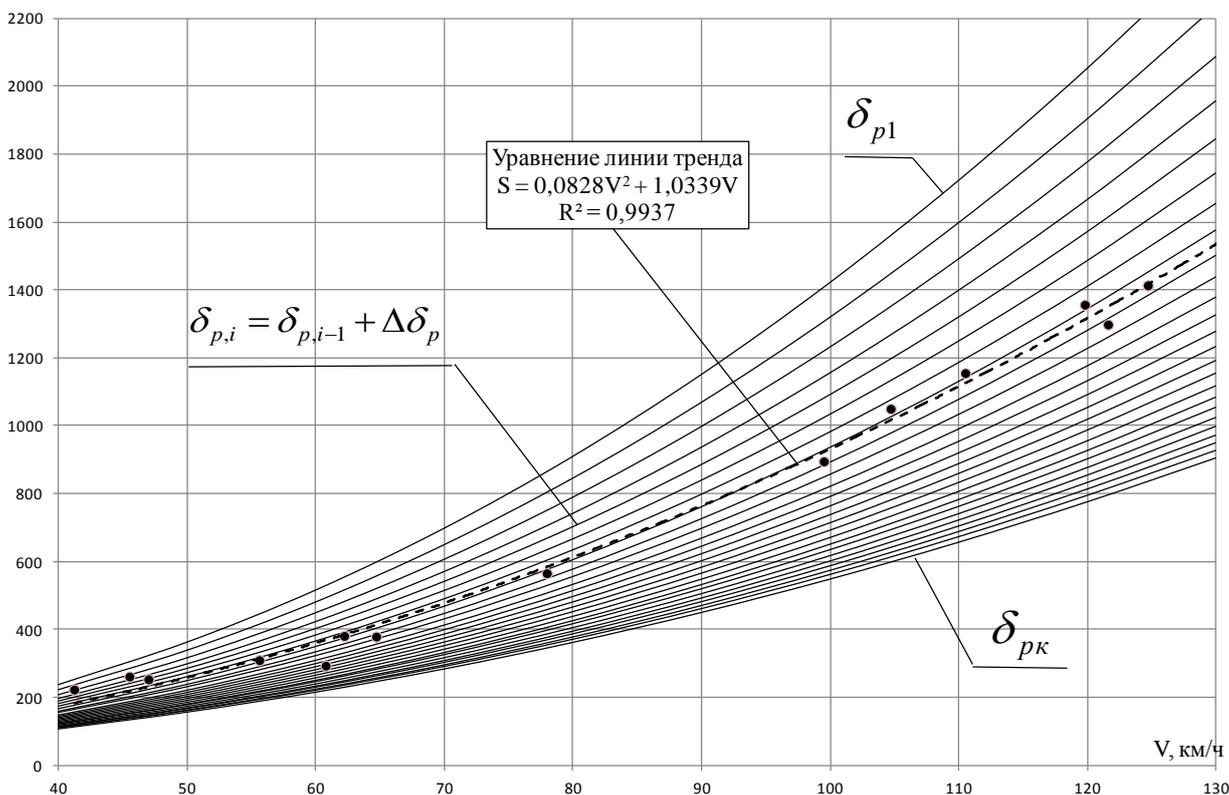


Рисунок 5.3 - Номограммы тормозных путей грузового вагона в диапазонах изменения удельных тормозных сил и скоростей движения

### 5.3 МЕТОДОЛОГИЯ ПЕРЕСЧЕТА ТОРМОЗНОГО ПУТИ ОТДЕЛЬНОГО ВАГОНА НА ТОРМОЗНУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГРУЗОВОГО ПОЕЗДА

Так как вагоны эксплуатируются в составе поезда, то возникает необходимость пересчета тормозного пути одиночного вагона на тормозной путь грузового поезда [25-27]. Такой пересчет обусловлен тем, что тормозные процессы в поезде отличаются от тормозного процесса отдельного вагона. Основное отличие

Обозначения идентификаторов:  
**udn** – начальное значение расчетного тормозного коэффициента;  
**shagudk** - шаг изменения расчетного тормозного коэффициента;  
**udk** – количество членов ряда значений расчетных тормозных коэффициентов;  
**vn** – начальное значение скорости;  
**vk** – конечное значение скорости;  
**shagv** - шаг изменения скорости;  
**S(k)<sub>эскп</sub>** – тормозной путь вагона для k-ой скорости, полученный по уравнению линии тренда;  
**ud(k)<sub>факт</sub>** – фактическое значение удельной тормозной силы (расчетного тормозного коэффициента).

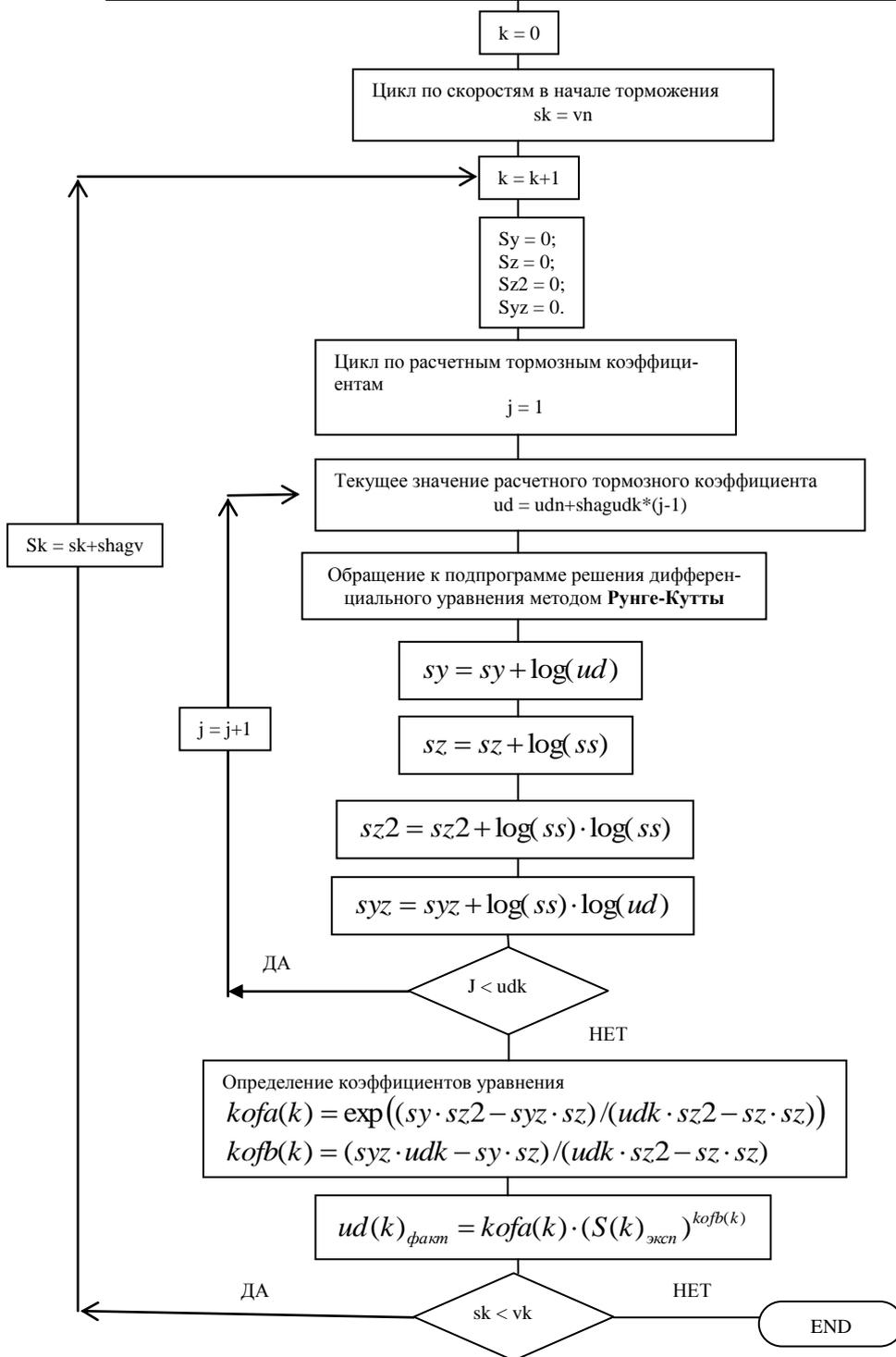


Рисунок 5.4 - Блок схема определения фактического значения расчетного тормозного коэффициента

состоит в постепенном нарастании тормозной силы за счет последовательного срабатывания тормозов отдельных вагонов (рис. 5.5), обусловленных скоростью падения давления в тормозной магистрали (скоростью распространения тормозной волны).



Рисунок 5.5 - Процесс распространения тормозной волны грузового поезда

Время нарастания тормозной силы в каждом вагоне будет происходить с запаздыванием обусловленным временем распространения тормозной волны до середины отдельного вагона.

Время ( $t_i$ ) распространения тормозной волны до середины  $i$ -го вагона определится по формуле [25]:

$$t_i = \frac{\sum_{j=1}^{i-1} L_{\sigma,i-1} + \frac{L_{\sigma,i}}{2}}{V_{me}}, \quad (5.44)$$

где  $L_{\sigma,i}$  - база  $i$ -го вагона по осям сцепления автосцепок, м;

$i$  - порядковый номер вагона в составе поезда;

$V_{me}$  - скорость распространения тормозной волны, м/с.

Динамика изменения тормозной силы для поезда, с учетом скорости распространения тормозной волны, определится по формуле:

$$F_{поезд}(\delta(t)) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n F \left( K_i / K_{ном}, \left( t - \frac{\sum_{j=1}^{i-1} L_{\sigma,i-1} + \frac{L_{\sigma,i}}{2}}{V_{me}} \right) \right) \cdot \delta_{i,эксн}, \quad (5.45)$$

где  $\delta_{i,эксн}$  - фактическое значение расчетного тормозного коэффициента  $i$ -го вагона;

$n$  - число вагонов в составе поезда;

При однотипных вагонах в составе поезда формула (5.44) запишется в виде:

$$t_i = \frac{(2 \cdot i - 1) \cdot L_{\sigma,i}}{2 \cdot V_{me}}, \quad (5.46)$$

при этом изменение удельной расчетного тормозного коэффициента в процессе торможения запишется в виде:

$$F_{поезд}(\delta(t)) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n F \left( K_i / K_{ном}, \left( t - \frac{(2 \cdot i - 1) \cdot L_{\sigma,i}}{2 \cdot V_{me}} \right) \right) \cdot \delta_{i,эксн}, \quad (5.47)$$

Блок-схема для определения динамики изменения тормозной силы в процессе торможения грузового поезда приведена на рис. 5.6

Графики изменения относительных сил нажатия для одиночного вагона и грузового поезда показаны на рис. 5.7, что позволяет рассматривать торможение поезда как единой массы и использовать математические модели (5.16) и (5.17).

Обозначения идентификаторов:

**lb** – база вагона по осям сцепления, м;

**skortv** – скорость распространения тормозной волны, м/с;

**kolv** – количество вагонов в составе поезда;

**shag** – шаг дискретизации временного интервала;

**otnos(i)** – столбец значений относительных сил на штоке тормозного цилиндра отдельного вагона;

**sila(j)** – столбец значений относительных сил для поезда;

**S(k)<sub>изм</sub>** – измеренный тормозной путь для k-ой скорости;

**ud(k)<sub>факт</sub>** – фактическое значение расчетного тормозного коэффициента.

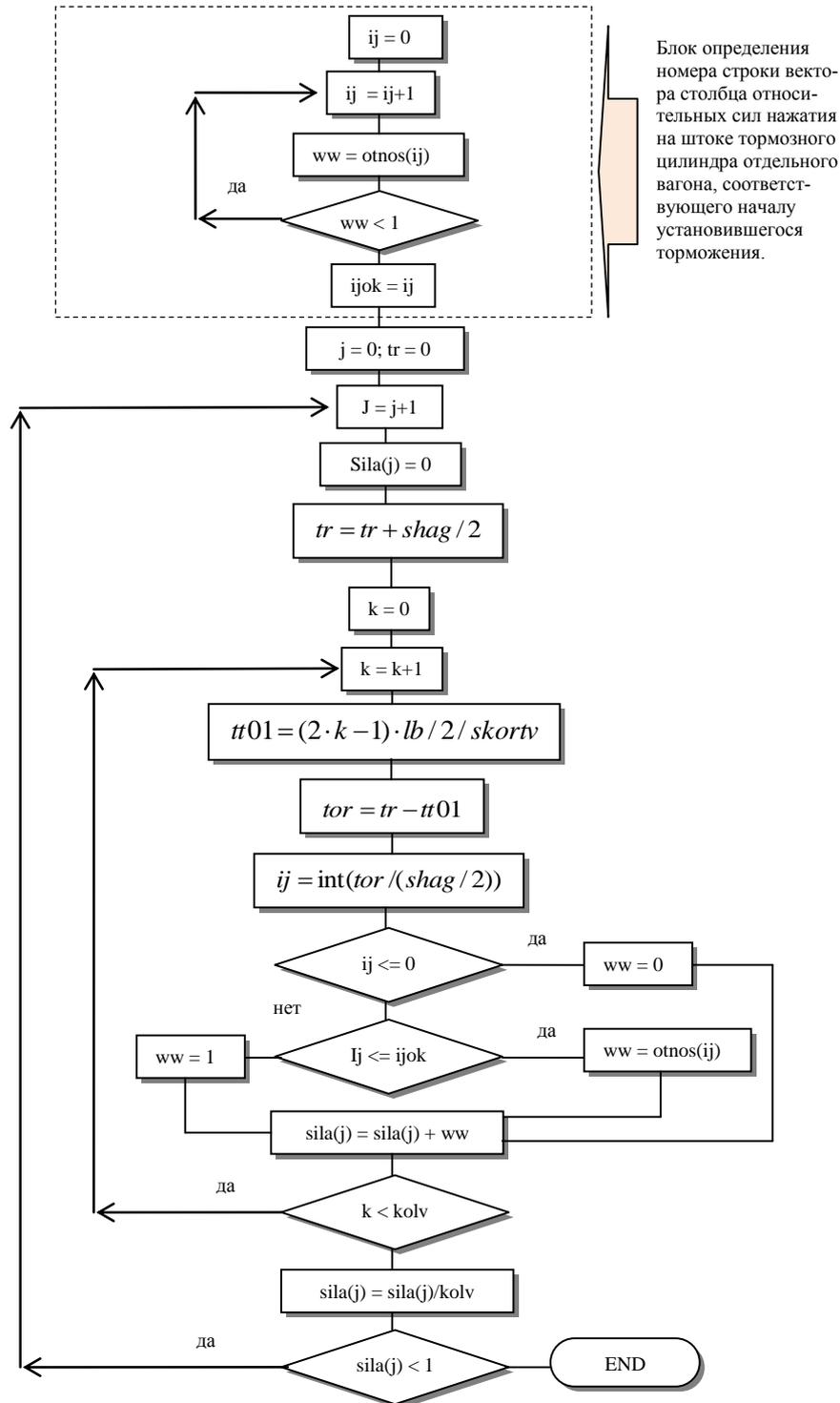


Рисунок 5.6 - Блок-схема определения текущих значений тормозной силы для грузового поезда

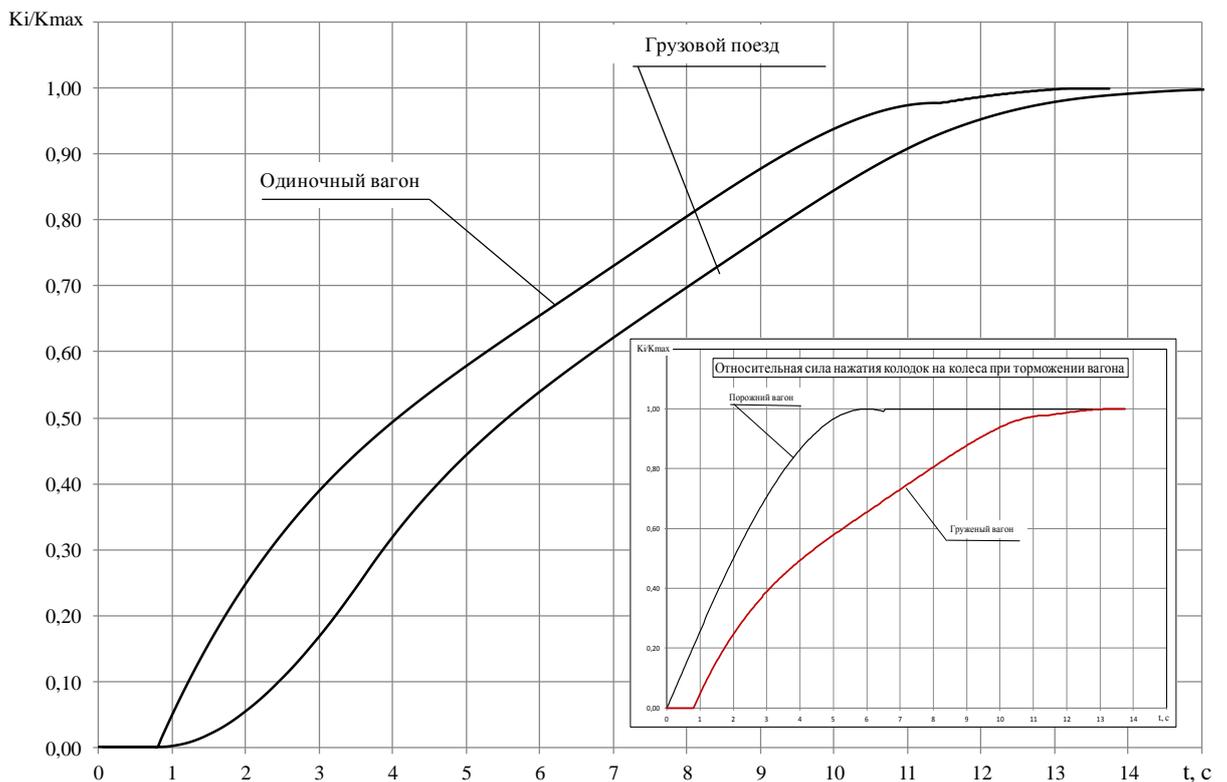


Рисунок 5.7 - Изменение тормозной силы в процессе торможения одиночного вагона и грузового поезда

#### 5.4 ОПИСАНИЕ ПАКЕТА ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ

Для реализации алгоритмов и решения дифференциальных уравнений был разработан пакет прикладных программ для ЭВМ, написанных на языке VBA (Visual Basic for Application) в среде Excel:

- Колодочный тормоз с композиционными колодками;
- Колодочный тормоз с чугунными колодками;

Каждой исследуемой модели грузового вагона соответствует рабочая книга, при этом исходные данные и результаты расчетов записываются на рабочие листы электронных таблиц Excel, что позволяет, при необходимости использовать математические и статистические функции Excel.

Пакет состоит из шести модулей (макросов - подпрограмм), каждому модулю соответствует лист рабочей книги Excel, в которую заносятся результаты расчета:

- 1 Модуль «А» для определения фактических расчетных тормозных коэффициентов по зарегистрированным значениям тормозных путей в результате ходовых тормозных испытаний (рис. 5.8);
- 2 Модуль «Б» для определения тормозного пути одиночного вагона (рис. 5.9);
- 3 Модуль «В» для определения динамики изменения скорости от начала торможения до полной остановки (рис. 5.10);
- 4 Модуль «Г» для определения замедления вагона от начала торможения до полной остановки (рис. 5.11);
- 5 Модуль «Д» для определения фактического коэффициента трения и удельной тормозной силы вагона от начала торможения до полной остановки (рис. 5.12);
- 6 Модуль «Е» для определения тормозного пути в пересчете на поезд на площадке в зависимости от базы вагона, количества вагонов в составе поезда и скорости распространения тормозной волны (рис. 5.13);
- 7 Модуль «Ж» для определения тормозного пути в пересчете на поезд на спуске 6 ‰ в зависимости от базы вагона, количества вагонов в составе поезда и скорости распространения тормозной волны (рис. 5.14);
- 8 Модуль «И» для определения тормозного пути в пересчете на поезд на спуске 10 ‰ в зависимости от базы вагона, количества вагонов в составе поезда и скорости распространения тормозной волны (рис. 5.15).

Исходные данные для расчетов задаются на отдельном листе рабочей книги, в качестве которых принимаются:

- $q_0$  – осевая нагрузка, кН (тс);
- $u_d$  – начальное значение удельной тормозной силы (расчетного тормозного коэффициента);

- ud1 - шаг изменения удельной тормозной силы (расчетного тормозного коэффициента);
- udk – количество членов ряда значений удельных тормозных сил (расчетных тормозных коэффициентов);
- vn – начальное значение скорости, км/ч;
- vk – конечное значение скорости, км/ч;
- shag – шаг интервала времени для расчета методом Рунге-Кутты, принимается равным 0,1 с;
- shag1 – шаг изменения скорости, км/ч;
- ii – величина спуска, ‰;
- kolvo – количество колодок, установленных на вагоне;
- Массив скоростей и величин тормозных путей, измеренных в результате ходовых тормозных испытаний (задается в виде таблицы);
- Массив значений времени и соответствующих им относительных сил нажатия, полученных по результатам стационарных тормозных испытаний (задается в виде таблицы).

На рабочем листе модуля пересчета тормозного пути одиночного вагона на поезд задаются значения:

- lb – база вагона, м;
- skortv – скорость распространения тормозной волны, м/с;
- kolv – количество вагонов в составе поезда.

Средние значения действительных коэффициентов трения  $\varphi_{mp,d}$  и замедлений  $w$  определяются по формулам:

$$\varphi_{mp,d} = \frac{\sum_i (\varphi_{mp,i}(t_i) + \varphi_{mp,i+1}(t_i + \Delta t)) \cdot \Delta t}{2 \cdot t_{морм}}, \quad (5.48)$$

$$w = \frac{\sum_i (w_i(t_i) + w_{i+1}(t_i + \Delta t)) \cdot \Delta t}{2 \cdot t_{морм}}, \quad (5.49)$$

где  $\varphi_{mp,i}$  и  $w_i$  - мгновенные значения коэффициента трения и замедления;

$\Delta t$  - интервал времени, принимаемый при интегрировании дифференциального уравнения методом Рунге-Кутты,  $\Delta t=0,1$  с;

$t_{морм}$  - время от начала торможения до остановки вагона.

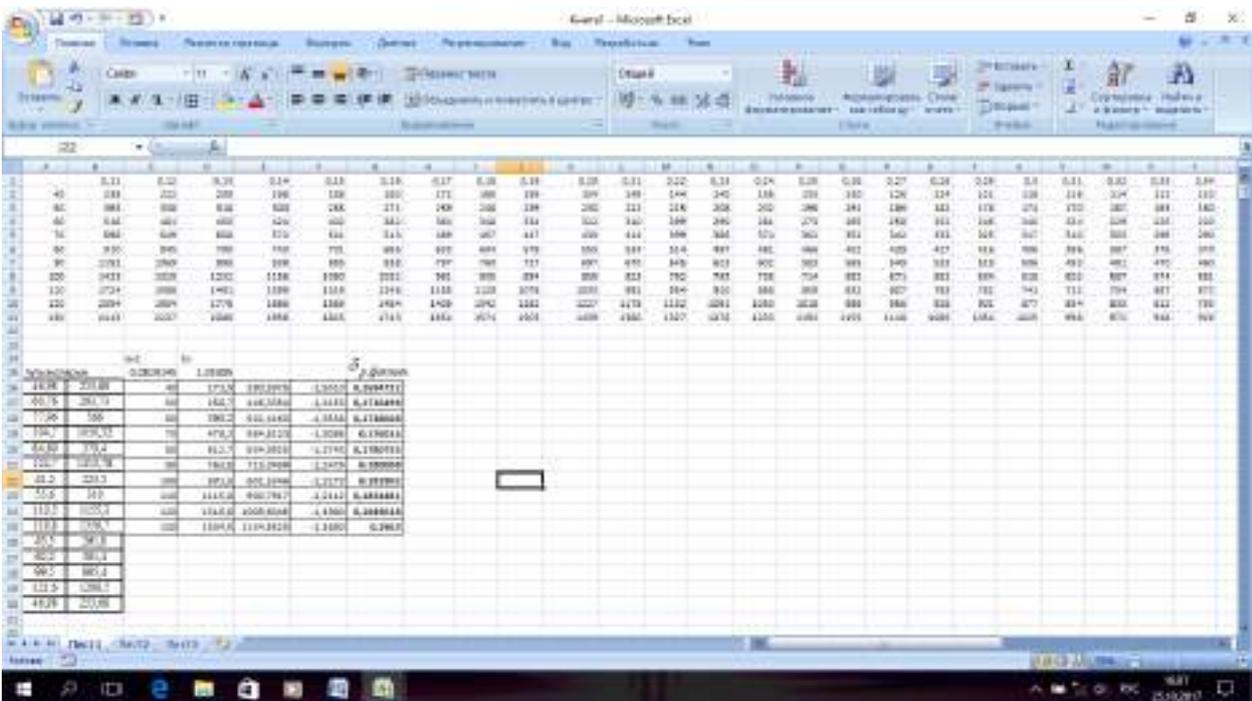


Рисунок 5.8 - Результаты расчета по модулю «А» для определение фактических расчетных тормозных коэффициентов или удельных тормозных сил

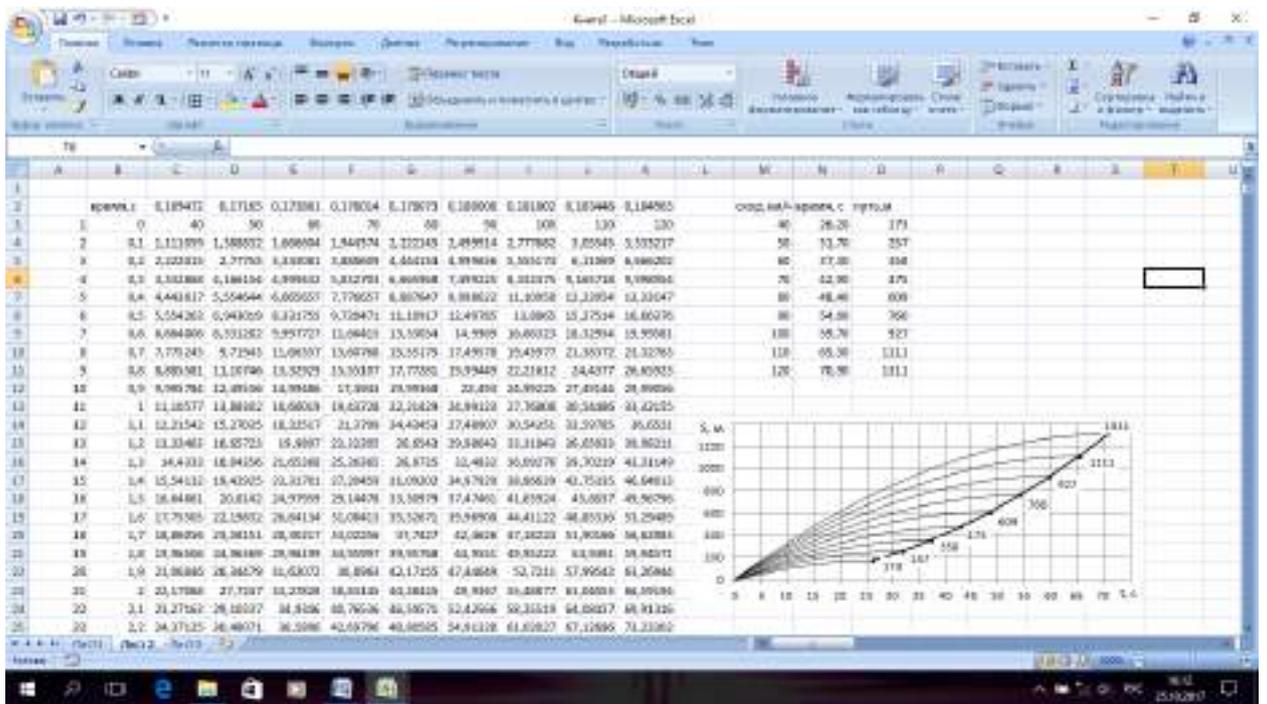


Рисунок 5.9 - Результаты расчета по модулю «Б» для определения тормозного пути одиночного вагона

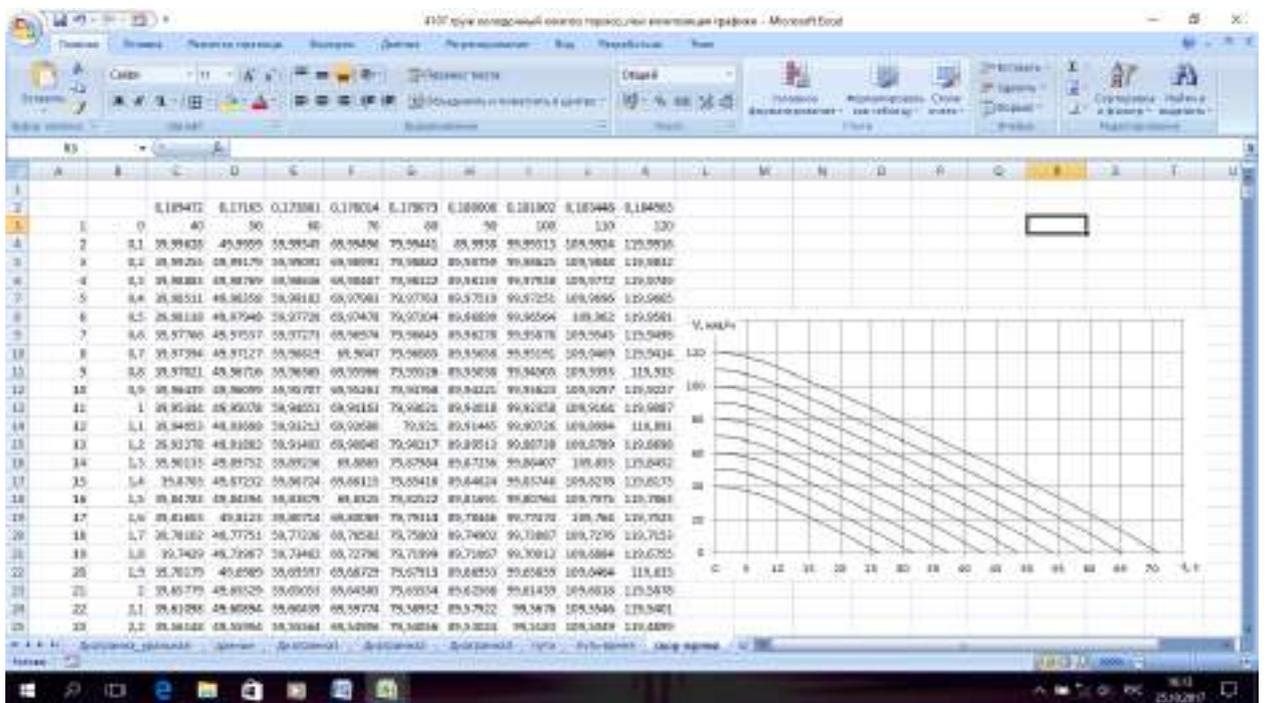


Рисунок 5.10 - Результаты расчета по модулю «В» для определения динамики изменения скорости

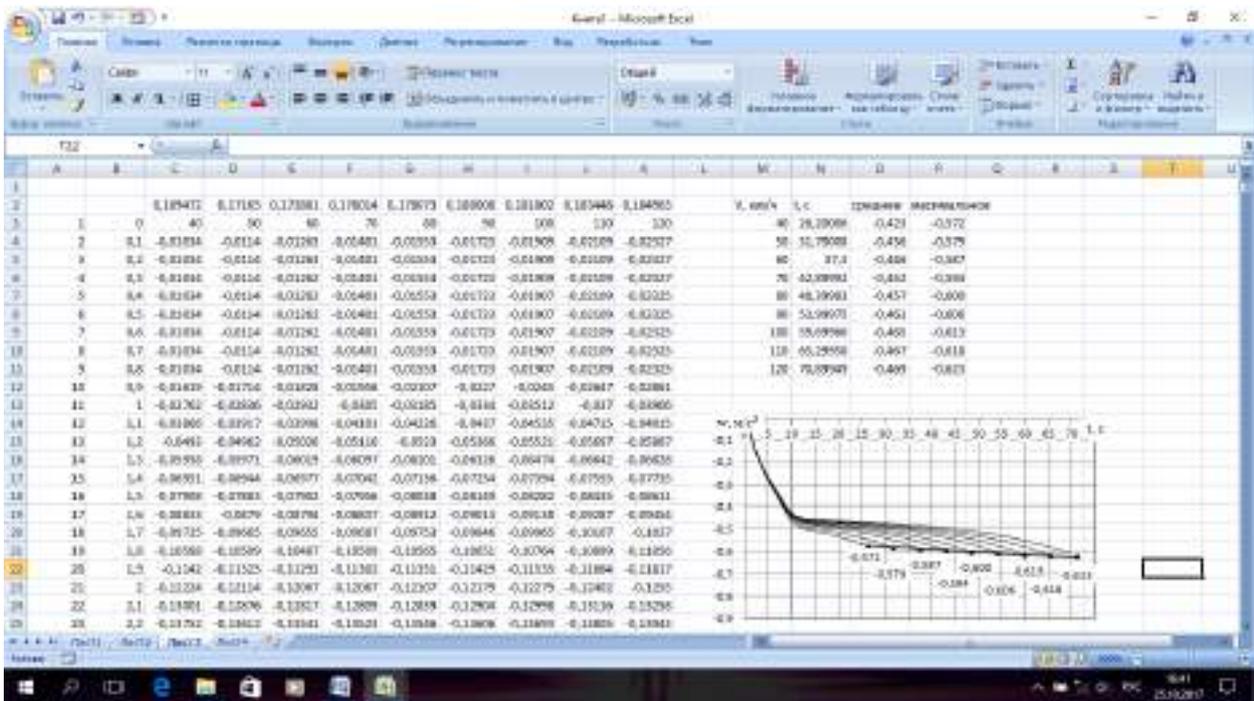


Рисунок 5.11 - Результаты расчета по модулю «Г» для определения замедления вагона

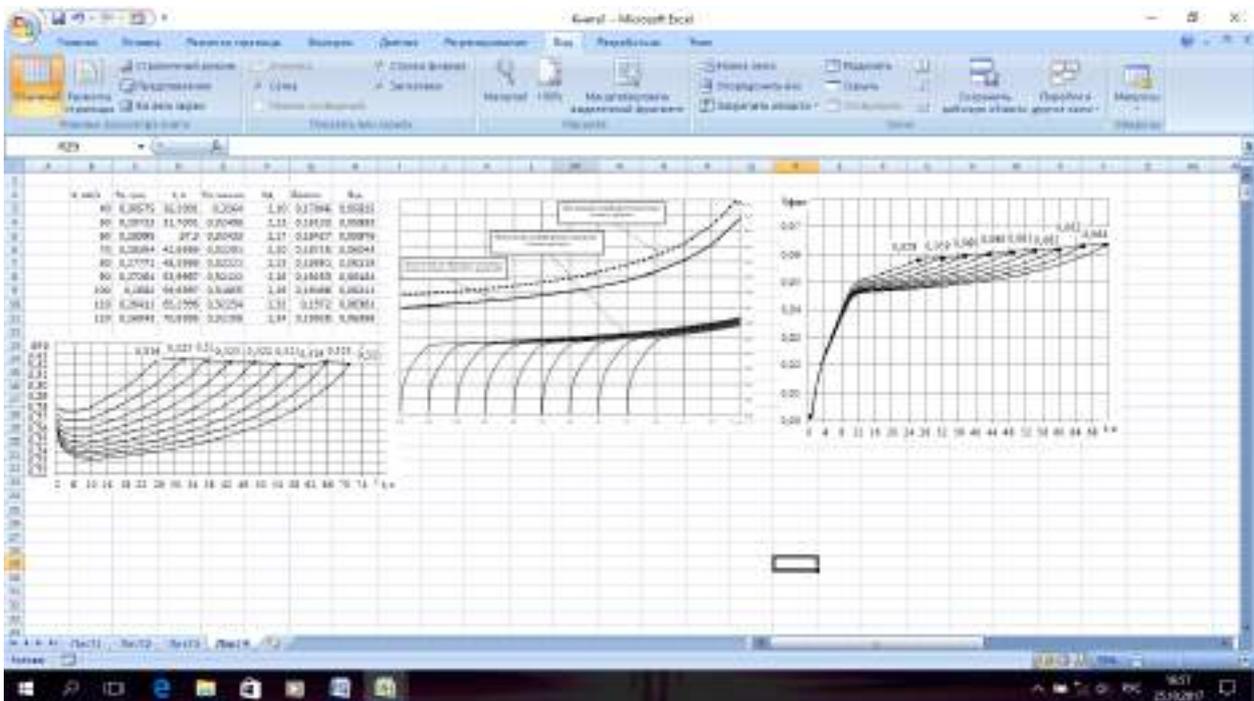


Рисунок 5.12 - Результаты расчета по модулю «Д» для определения фактического коэффициента трения и удельной тормозной силы

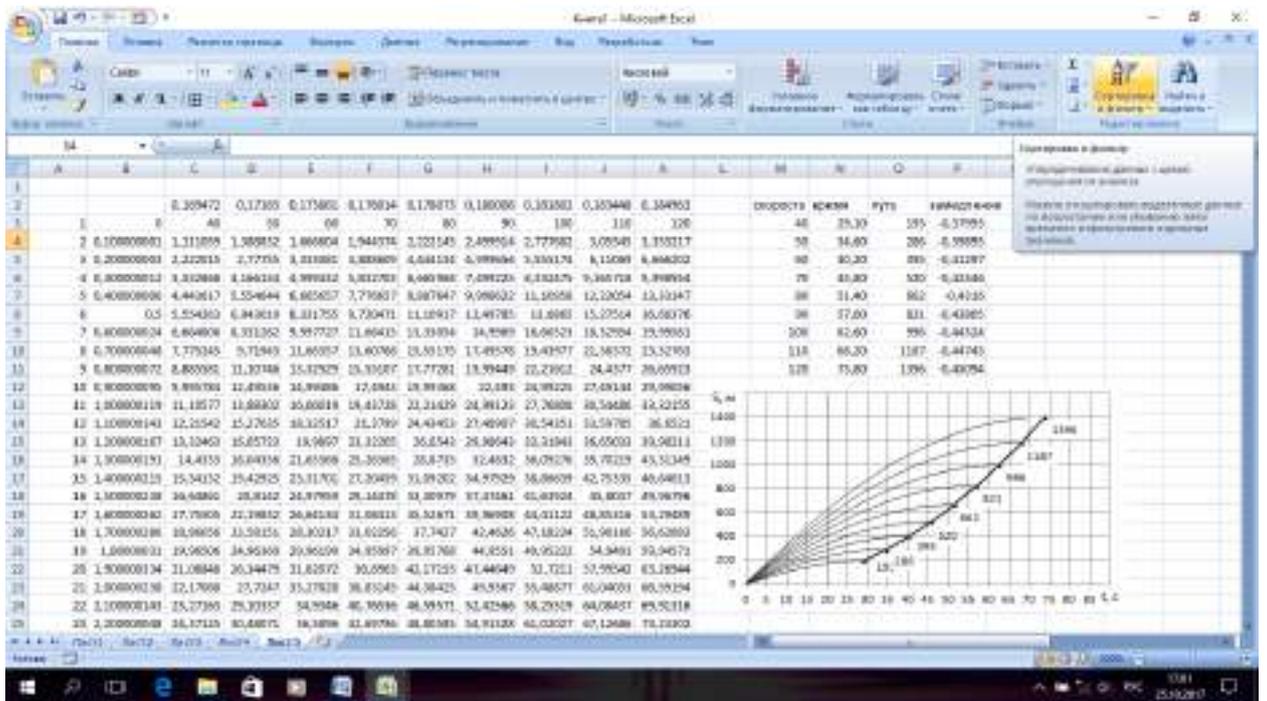


Рисунок 5.13 - Результаты расчета по модулю «Е» для определения тормозного пути поезда на площадке

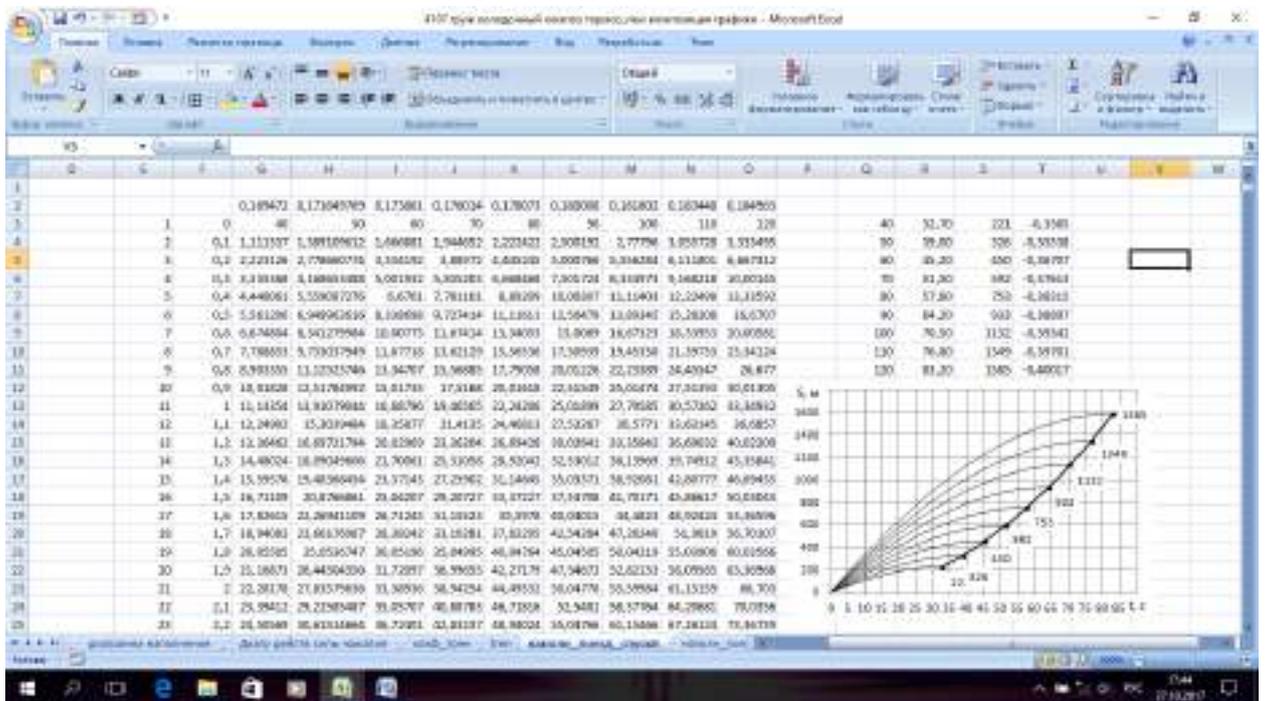


Рисунок 5.14 - Результаты расчета по модулю «Ж» для определения тормозного пути поезда на спуске 6 ‰

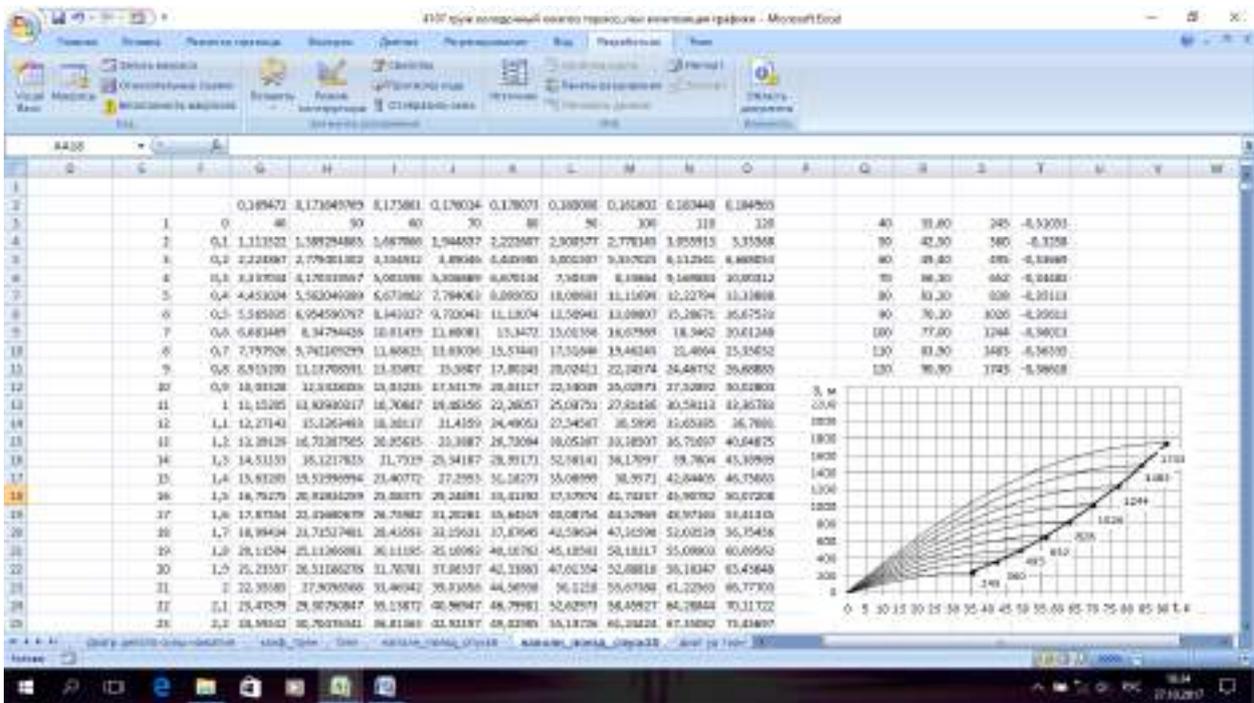


Рисунок 5.15 - Результаты расчета по модулю «И» для определения тормозного пути поезда на спуске 10 %

Все модули работают независимо друг от друга, причем для вычисления параметра тормозного процесса используют фактические значения тормозных коэффициентов полученных в модуле «А», что позволяет проводить дополнительные исследования по динамике изменению интересующего параметра в зависимости от расчетного коэффициента, который может быть задан (изменен) в рабочей книге модуля «А» с последующим запуском на выполнение соответствующего модуля.

## Раздел 6

### МЕТОДОЛОГИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

При проектировании и выборе основных рациональных параметров и характеристик новой конструкции единиц подвижного состава железных дорог параллельно с расчетными проводятся экспериментальные исследования в лабораториях на моделях, макетах, натуральных узлах и опытных образцах вагонов.

Наиболее полная и достоверная информация о технических характеристиках и свойствах вагона может быть получена в процессе испытаний натурального образца на эксплуатационных участках железнодорожного пути различного состояния или на специально приспособленных для этих целей испытательных полигонах.

Окончательная оценка тормозной эффективности вагона осуществляется по результатам ходовых тормозных испытаний. При этом актуальными остаются проблемы получения достоверных результатов испытаний.

Эксперимент является важнейшей составной частью научных исследований, в основе которого лежит научно поставленный опыт с точно учитываемыми и управляемыми условиями. Основными целями эксперимента являются выявление свойств исследуемых объектов, проверка справедливости гипотез и на этой основе широкое и глубокое изучение темы научного исследования. Постановка и организация эксперимента определяются его назначением.

Структура эксперимента включает: построение модели объекта исследования, сознательное и планомерное изменение, комбинирование условий эксперимента и воздействий на объект, получение экспериментальных данных, их обработку. На всех стадиях исследования должно контролироваться соблюдение объективных законов науки. По результатам эксперимента формируются выводы. Для проведения эксперимента любого типа необходимо провести ряд предварительных действий:

- 1 разработать гипотезу, подлежащую проверке;
- 2 создать программу экспериментальных работ;
- 3 определить способы и приемы вмешательства в объект исследования;
- 4 обеспечить условия для осуществления процедуры экспериментальных работ;
- 5 разработать пути и приемы фиксирования хода и результатов эксперимента;
- 6 подготовить средства эксперимента (приборы, установки, модели и т. п.);
- 7 обеспечить эксперимент необходимым обслуживающим персоналом.

Особое значение имеет правильная разработка методики эксперимента. Методика – это совокупность мыслительных и физических операций, размещенных в определенной последовательности, в соответствии с которой достигается цель исследования. Она должна включать следующие составные элементы [10]:

- проведение предварительного целенаправленного наблюдения над изучаемым объектом или явлением с целью определения исходных данных (гипотез, выбора варьируемых факторов);
- создание условий, при которых возможно экспериментирование (подбор объектов для экспериментального воздействия, устранение влияния случайных факторов);
- определение пределов измерений;
- систематическое наблюдение за ходом развития изучаемого явления в процессе эксперимента и точные описания фактов;
- проведение систематической регистрации измеряемых величин различными средствами и способами;
- создание повторяющихся ситуаций, изменение характера условий и перекрестные воздействия, создание усложненных ситуаций с целью подтверждения или опровержения ранее полученных данных;
- переход от эмпирического изучения к логическим обобщениям, к анализу и теоретической обработке полученного фактического материала.

Объем и трудоемкость исследований зависят от степени точности принятых средств измерений и глубины теоретических разработок. Чем четче сформулирована теоретическая часть исследования, тем меньше объем эксперимента. Количество задач для конкретного эксперимента не должно быть слишком большим (как правило 3 – 4, максимально до 10).

При регистрации величин в ходе одного и того же процесса повторные отсчеты на приборах, как правило, неодинаковы. Отклонения объясняются различными причинами – неоднородностью свойств изучаемого тела, погрешностью приборов, субъективными особенностями экспериментатора и др. Чем больше случайных факторов, влияющих на опыт, тем больше расхождения значений, получаемых при измерениях. Это ведет к необходимости повторных измерений. Установление потребного минимального количества измерений имеет большое значение, поскольку дает возможность получения наиболее объективных результатов при минимальных затратах времени и средств. Оно должно обеспечить устойчивое среднее значение измеряемой величины, удовлетворяющее заданной степени точности.

Важным этапом является обработка данных, которая сводится к систематизации всех значений, классификации, анализу. Результаты экспериментов должны быть сведены в удобочитаемые формы записи – таблицы, графики, формулы, позволяющие 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.

Повышение достоверности результатов испытаний достигается применением более совершенных методов записи и обработки результатов, а также методики проведения исследования [31- 32].

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.

Тормозные испытания проводятся с целью проверки характеристик тормозной системы и ее эффективности на соответствие нормативным требованиям [1, 2, 28].

Как правило, тормозные испытания состоят из двух этапов – на первом этапе осуществляется проверка функционирования тормозной системы в стационарных условиях, на втором – ходовые тормозные испытания. В процессе проведения стационарных и поездных тормозных испытаний оценивается техническое состояние и функционирование тормоза, определяются основные характеристики тормозной системы, а также тормозная эффективность вагона.

## **6.1 СТАЦИОНАРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНА**

Стационарные испытания выполняются с целью проверки характеристик тормозной системы на соответствие нормативным требованиям [2]. В результате испытаний определяются следующие параметры:

- ✓ Время наполнения и давление сжатого воздуха в тормозных приборах и тормозной магистрали при различных режимах торможения;
- ✓ Время отпуска тормозов;
- ✓ Плотность тормозной и питательной магистралей, питательного и запасного резервуаров, тормозных цилиндров;
- ✓ Силы нажатия колодок при действии стояночного тормоза;
- ✓ Силы нажатия колодок на колеса при торможении.

Работоспособность тормозной системы контролируется и оценивается путем:

- ✓ Торможения и отпуска при снижении давления в тормозной магистрали на 0,040 МПа (самопроизвольный отпуск);
- ✓ Торможения и отпуска при снижении давления в тормозной магистрали на 0,025-0,035 МПа;
- ✓ Экстренного торможения и отпуска;
- ✓ Проверки нечувствительности тормоза к медленному снижению давления в тормозной магистрали темпом 0,18 МПа за 6 с;
- ✓ Проверки чувствительности тормоза (минимальное снижение давления в тормозной магистрали, при которой происходит торможение);
- ✓ Проверки неистощимости тормоза;
- ✓ Проверки действия ручного тормоза.

Программой и методикой могут предусматриваться дополнительные критерии проверки работоспособности тормоза.

Наиболее достоверные и точные результаты могут быть получены на основе индикаторных диаграмм изменения давлений в тормозных приборах. Для этого используются датчики давления, предварительно проградуированные на специальных стендах.

Для измерения действительных сил нажатия колодок на колеса при торможении используются силовизмерительные датчики.

Для колодочного тормоза действительные силы нажатия пересчитываются на расчетные силы по формулам, приведенным в главе 4.

## **6.2 МЕТОДОЛОГИЯ ХОДОВЫХ ТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЯ**

Наиболее важным и сложным видом испытаний тормозной техники являются ходовые тормозные испытания, в результате которых подлежат определению:

- тормозные пути в диапазоне задаваемых скоростей в начале торможения;
- фактический тормозной коэффициент;
- неистощимость тормозной системы;
- коэффициенты сцепления колеса с рельсом и его влияние на возникновение юза;
- фактический коэффициент трения колодок;
- величины замедлений вагона и поезда.

В практике экспериментальных исследований вагонов получили распространение такие методы проведения ходовых тормозных испытаний как [36]:

- Торможение всего опытного сцепа тормозными средствами только испытуемого вагона без его отцепки. Из этих опытов определяют тормозной путь сцепа для исследуемого диапазона начальных скоростей торможения. Порядок дальнейшего определения тормозных характеристик испытуемого вагона зависит от соотношения его веса и веса остальной части сцепа. Недостатком такого метода являются значительные технологические трудности, длительность проведения испытаний и получение коэффициента тормозного нажатия малой величины, что затрудняет пользование номограммами расчетных тормозных путей.
- Последовательное торможение двух сцепов. Согласно этому методу тормозным испытаниям вначале подвергается сцеп, сформированный из локомотива, вагона-лаборатории и одного или нескольких испытуемых вагонов, а затем сцеп, из которого исключен один из испытуемых вагонов (рис. 6.1).

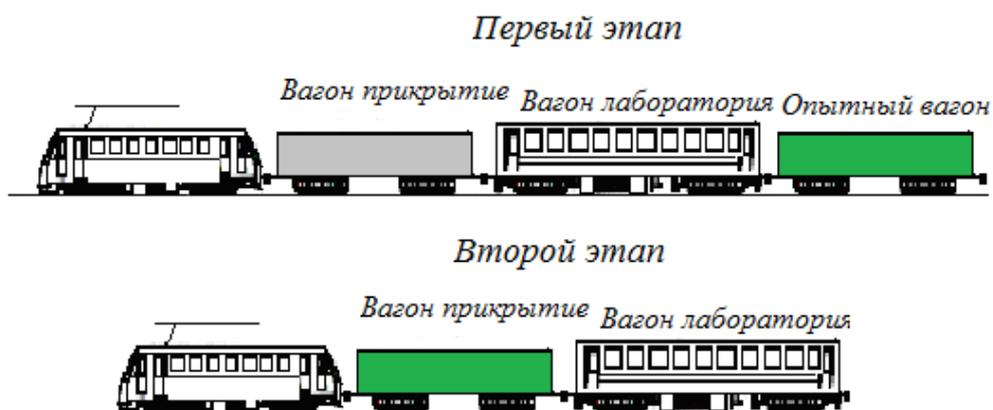


Рисунок 6.1 - Метод последовательных торможений

По полученным значениям тормозного пути определяются тормозные коэффициенты обоих сцепов, а коэффициент тормозного нажатия опытного вагона определяется по формуле [33]:

$$\delta_e = \delta_{c1} + \frac{Q_1}{Q_2} \cdot (\delta_{c1} - \delta_{c2}), \quad (6.1)$$

где  $\delta_{c1}$  - расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок (накладок) поезда с опытным вагоном;

$\delta_{c2}$  - расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок (накладок) поезда без опытного вагона;

$Q_1$  - вес поезда без опытного вагона, кН (тс);

$Q_2$  - вес опытного вагона, кН (тс).

Расчетные коэффициенты, входящие в правую часть формулы 6.1, определяются по номограммам или таблицам.

К недостаткам следует отнести увеличение времени испытаний по сравнению с первым способом (для одной и той же скорости необходимо произвести два опыта), кроме того для получения требуемой точности необходимо провести достаточно большой объем опытов (испытаний).

Метод последовательных торможений применяется в основном для многоосных вагонов (транспортные, восьмиосные цистерны или полувагоны), также этот метод используется при отсутствии условий для проведения испытаний методом «бросания».

Более точным по сравнению с предыдущими методами является измерение тормозного пути опытного вагона методом «бросания», при котором испытуемый вагон автоматически отцепляется от опытного поезда при достижении им заданной начальной скорости торможения. Метод «бросания» имеет ряд специфических особенностей и требует обязательного ограждения всего участка, на котором происходит торможение, так как после расцепки испытуемый вагон движется самостоятельно, без управления, под действием только своего тормоза, а также требует специального оборудования вагона-лаборатории и четкого взаимодействия всех участников испытаний, включая локомотивную бригаду. Такие испытания проводятся на прямом участке пути с площадкой или уклоном не более 1‰, обязательным условием является «бросание» опытного вагона в сторону противоположную уклону.

Для производства испытаний методом «бросания» составляется опытный поезд, состоящий из локомотива, вагона-лаборатории и опытного вагона. Тормозной путь исследуемого вагона определяется как разность расстояний проходимого вагоном - лабораторией при прямом и обратном движениях (рис. 6.2).

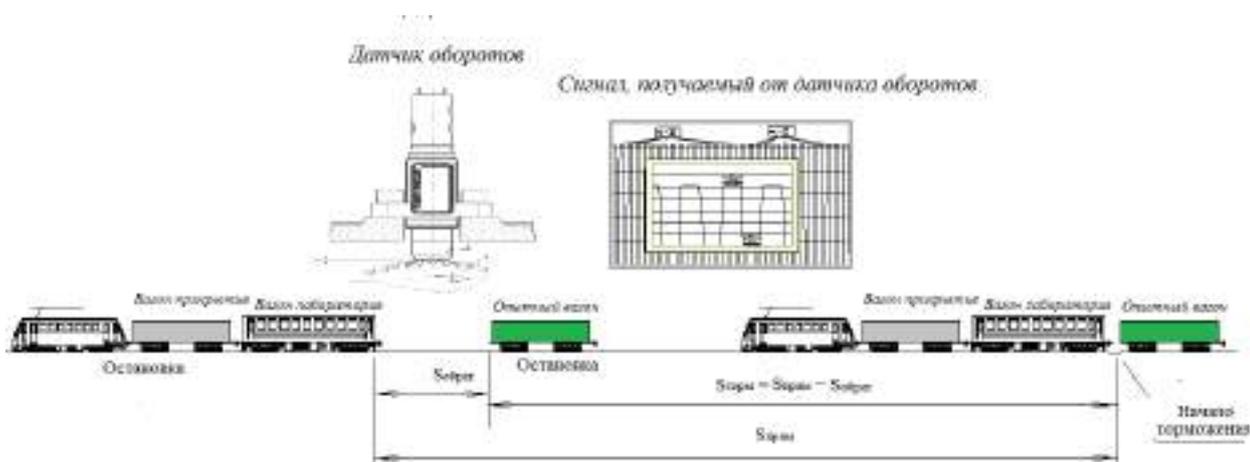


Рисунок 6.2 - Метод «бросания»

Вагон-лаборатория оборудуется специальными приборами и устройствами (рис. 6.3).



Рисунок 6.3 - Испытательный комплекс вагона-лаборатории

Испытательный комплекс включает:

- Пульт управления, который имеет табло с контрольными приборами и две кнопки: одна для расцепа автосцепок, другая для возвращения штока пневмоцилиндра в исходное положение (для сцепки автосцепок), на табло имеется две сигнальные лампочки – зеленая и красная, зеленая лампочка загорается при расцепе автосцепок, красная лампочка - при перекрытии концевого крана;
- Два пневмоцилиндра, один из которых служит для расцепа автосцепок опытного вагона и вагона-лаборатории, другой – для перекрытия концевого крана тормозной магистрали вагона-лаборатории;
- Электропневмоклапаны служат для управления пневмоцилиндрами;
- Концевые выключатели;
- Датчики числа оборотов колеса;

- Датчики давления тормозной магистрали;
- Усилители;
- Аналоговый цифровой преобразователь (АЦП), на который поступает сигнал от датчика оборотов колеса;
- ЭВМ - для записи числа оборотов, скорости, давления в тормозной магистрали.

Пневмоцилиндр для расцепки автосцепок расположен под вагоном-лабораторией, крепится к хребтовой балке на специальной плите и с помощью цепи соединен с валиком подъемника автосцепки вагона-лаборатории. Включение электропневмоклапана осуществляется кнопкой на пульте управления, а ход штока пневмоцилиндра должен быть отрегулирован таким образом, чтобы замок автосцепки попадал в карман корпуса автосцепки, а тыльной стороной замыкал контакты концевого выключателя, включенного в электрическую цепь с зеленой лампочкой на пульте управления, а также с электропневмоклапаном пневмоцилиндра перекрытия концевого крана тормозной магистрали вагона лаборатории. Пневмоцилиндр для перекрытия концевого крана крепится в торцевой части вагона со стороны переходной площадки и с помощью стального тросика соединен со специальной рукояткой концевого крана тормозной магистрали вагона-лаборатории. Управление пневмоцилиндром осуществляется электропневмоклапаном, на который поступает электрический сигнал от концевого выключателя в момент разъединения вагонов. Шток пневмоцилиндра в крайнем положении при перекрытии замыкает с помощью концевого выключателя электрическую цепь красной лампочки на пульте управления. Важным условием является перекрытие концевого крана до момента разъединения рукавов сцепленных вагонов, в противном случае может произойти экстренное торможение опытного состава.

Датчик оборотов колеса устанавливается в торцевой части оси одной из колесных пар вагона лаборатории, индуктор представляет зубчатое колесо с П-образными зубцами, что обуславливает дискретный характер выходного сигнала.

Вагон-лаборатория оборудована рабочими местами:

- Руководителя испытаний;
- Оператора слежения;
- Оператора движения;
- Оператора ЭВМ.

### 6.3 ТЕХНОЛОГИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ХОДОВЫХ ТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЙ МЕТОДОМ «БРОСАНИЯ»

Выполнение испытаний методом “бросания” осуществляется по сценарию, определяющим взаимодействие участников в процессе проведения опыта. Обязательным условием является оборудование рабочих мест рациями для двухсторонней связи, которая должна вестись непрерывно на всем протяжении опыта.

Перед проведением испытаний производится осмотр и проверка тормозного оборудования опытного вагона на предмет его технического состояния. Работоспособность системы расцепки автосцепок и перекрытия концевого крана тормозной магистрали, установленной на вагоне-лаборатории, проверяется путем имитации экстренного торможения. Особое внимание при этом должно уделяться механизму автоматического расцепки автосцепок и перекрытию концевого крана тормозной магистрали на вагоне-лаборатории, в случае необходимости производится их регулировка. Окончательная проверка системы производится в результате проведения пробного опыта («бросания») при скорости не более 40 км/час.

После соединения сцепки с опытным вагоном, производится осмотр тормозной системы опытного вагона и запись в журнал испытаний параметров, указанных в “Программе и методике.....” на испытуемый вагон.

**Руководитель испытаний.** Руководителем испытаний назначается сотрудник, имеющий опыт проведения поездных тормозных испытаний вагонов и знающий систему, установленную на вагоне-лаборатории. В обязанности руководителя входит общее руководство операторами и локомотивной бригадой.

- Перед проведением испытаний руководитель обязан:
- провести инструктаж по технике безопасности сотрудников, участвующих в испытаниях с записью в соответствующем журнале;
- провести распределение сотрудников по рабочим местам и проверить знание обязанностей каждого сотрудника, уделив особое внимание взаимодействию при нештатных ситуациях;
- проконтролировать исправность и работоспособность оборудования, установленного на вагоне-лаборатории, заправку ГСМ дизель-генератора и его работоспособность при этом параметры системы должны соответствовать условиям испытаний, а дизель-генератор вырабатывать напряжение, обеспечивающее работу приборов без сбоев;
- совместно с сотрудниками произвести осмотр ударно-тяговых, ходовых и тормозных систем опытного вагона (техническое состояние ударно-тяговых приборов, ходовой части (тележки) и

тормозная система должны быть в исправном состоянии и соответствовать НТД, проверить работу автосцепного устройства);

- провести инструктаж локомотивной бригаде уделив внимание особенностям проведения тормозных испытаний (особое внимание уделить процессу осаживания состава к заторможенному опытному вагону, указав что притормаживание состава осуществлять только тормозной системой локомотива, а перед окончательной остановкой - тормозной системой сцепа);
- провести контроль работоспособности системы по автоматическому расцепу автосцепок и перекрытию концевого крана на вагон-лаборатории.

**Оператор слежения.** Как правило операторами слежения назначаются два участника испытаний: один (основной) отвечает за включение механизма расцепки автосцепок, другой (дублирующий) наблюдает за механизмом перекрытия концевого крана на вагоне-лаборатории. Рабочим местом операторов слежения является торцевая часть вагона-лаборатории со стороны расположения механизмов расцепки. В его обязанности входит:

- проверка работоспособности тормозной системы опытного вагона путем пробного торможения и измерения ее основных параметров (давление в тормозном цилиндре и воздухораспределителе, выход штока тормозного цилиндра);
- проверка и регулировка механизма расцепки автосцепок и перекрытия концевого крана путем включения кнопки на пульте при этом должны загореться соответственно зеленая и красная сигнальные лампочки, а пневмоцилиндры привести в действие механизмы, о результатах проверки докладывают руководителю испытаний;
- измерение выхода штока тормозного цилиндра, а по манометрам определяют конечное давление в тормозном цилиндре, запасном резервуаре и в других тормозных резервуарах после соединения вагона-лаборатории с опытным вагоном;
- ведение журнала испытаний, в который записывают параметры тормозной системы опытного вагона;
- наблюдение за системой расцепки и перекрытия концевого крана, передача информации о процессе торможения опытного вагона, расстояния до него как при торможении, так и при производстве сцепления с ним.

**Оператор движения.** Рабочее место оператора движения находится в кабине локомотива.

В обязанности оператора движения входит:

- проведение инструктажа локомотивной бригаде по взаимодействию с участниками испытаний в вагоне-лаборатории в процессе движения и торможения. Особое внимание уделяет процессу осаживания состава к заторможенному опытному вагону, а также указать, что сжатие состава, с целью облегчения расцепки автосцепок, осуществляются только тормозной системой локомотива;
- ведение журнала испытаний, в котором указывает дату, тип локомотива и место приписки, данные о локомотивной бригаде, номер опыта (бросания) и фактическую скорость в начале торможения (по локомотивному скорстемеру), по пикетам определяет и заносит в журнал величину прямого и обратного пути, о полученных параметрах сообщает руководителю испытаний.

**Оператор ЭВМ.** На рабочее место оператора ЭВМ назначается сотрудник, имеющий опыт работы на ЭВМ, знающий программу и обработку результатов записанных данных.

В обязанности оператора ЭВМ входит:

- проведение контроля работоспособности всех электротехнических систем вагона-лаборатории;
- тестирование ЭВМ и программы записи оборотов колеса и обработки результатов испытаний;
- по указанию руководителя испытаний осуществляет запуск или остановку программы записи;
- по окончании опыта проверяет качество записи и возможность ее дальнейшей обработки. О результатах проверки докладывает руководителю испытаний.

#### **6.4 АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОЦЕНКИ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЕДИНИЦ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

Важным разделом исследования является выбор методов получения, обработки и анализа экспериментальных данных. Повышение достоверности результатов испытаний достигается применением более совершенных методов записи и обработки результатов.

Запись измеряемых характеристик на ЭВМ осуществляется с использованием программы, структура которой представлена на рисунке 6.4.

Аппаратно-программное моделирование можно считать частным случаем полунатурного моделирования. На первом этапе разрабатывается концептуальная модель заданного класса систем на основе анализа типовых процессов, структур и аппаратных блоков. Концептуальная модель реализуется на аппаратно - программных средствах моделирующего комплекса. При этом моделирующий комплекс может настраиваться на соответствующую структуру системы программным путем за счет возможности программирования

структуры используемой микропроцессорной ВС. Часть аппаратных и программных средств микропроцессорной ВС моделирующего комплекса непосредственно отражает аппаратно-программные средства, входящие в исследуемую систему (аппаратное моделирование), другая часть реализует имитационную модель

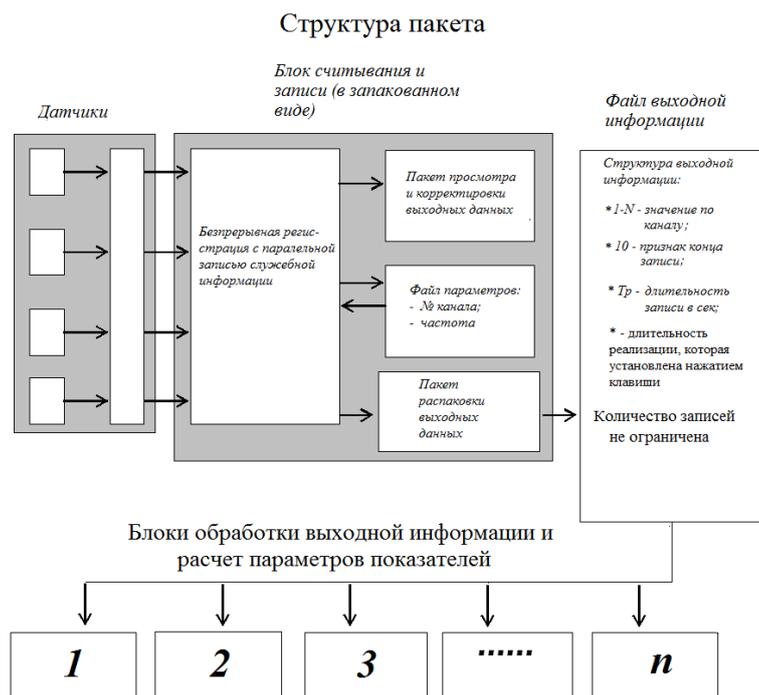


Рисунок 6.4 - Структура пакета программ записи сигналов

функциональных средств исследуемой системы, внешней обстановки, влияния помех и т.п. (программное моделирование) [34].

Разработка аппаратно-программных моделирующих комплексов является сложной технической задачей. Несмотря на это, применение таких комплексов находит все большее распространение. При достаточной производительности вычислительных средств комплекса процесс исследования системы может вестись в реальном масштабе времени. В составе комплекса могут использоваться как универсальные микроЭВМ общего назначения, так и вычислительные средства, непосредственно входящие в исследуемую систему. Подобные моделирующие комплексы являются универсальными стендами для разработки и отладки аппаратно-программных средств, проектируемых систем заданного класса. Они могут использоваться в качестве тренажеров по обучению обслуживающего персонала.

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.

Сигналы от датчиков имеют аналоговую структуру, преобразование которых в цифровой сигнал осуществляется с помощью аналого-цифрового преобразователя (АЦП), частота опроса которого, в зависимости от объекта испытаний, может задаваться от 5 кГц и выше. График изменения исследуемых процессов на выходе из АЦП содержит составляющие, обусловленные как белым шумом усилителя, так и помехами работающего электрооборудования вагона и приборов (рис. 6.5).

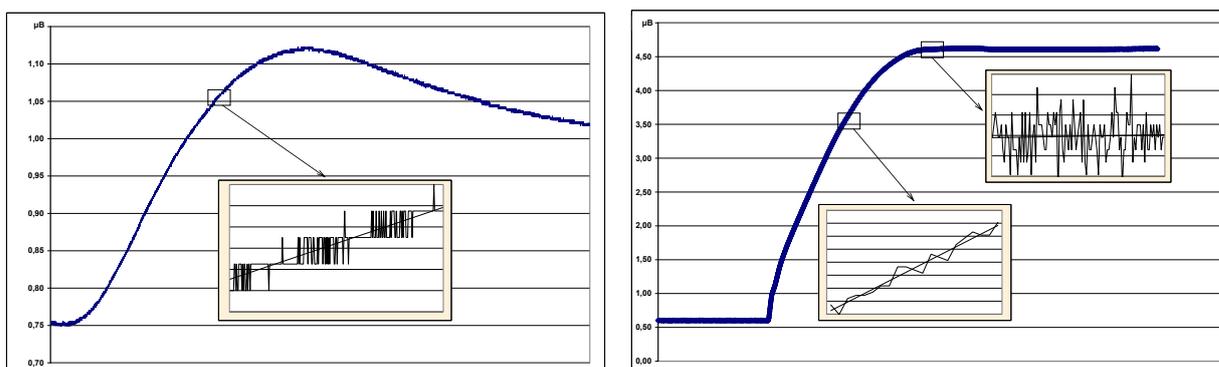


Рисунок 6.5 - Сигналы, получаемые от датчиков после АЦП

Для сглаживания экспериментальных данных используются кусочно-линейные функции.

Для линейной интерполяции сигнала в интервале времени  $\Delta t$  применяется первая интерполяционная формула Ньютона [10]:

$$a_i(t) = \frac{\Delta a_i}{\Delta t_i} \cdot t + (a_{0i} - \frac{\Delta a_i}{\Delta t_i} \cdot t_{0i}), \quad (6.2)$$

где  $i$  – номер интервала, на которые разбивается время процесса;

$\Delta t_i = t_{ki} - t_{0i}$  - длительность  $i$  – го интервала;

$\Delta a_i = a_{ki} - a_{0i}$ ,  $a_{0i}$  и  $a_{ki}$  - средние значения амплитуд соответственно в начале и конце интервала.

Число интервалов разбиения времени процесса, определяемое по формуле:

$$n = \frac{N}{\omega \cdot \Delta t} = 10 \cdot \frac{N}{\omega}, \quad (6.3)$$

где  $N$  – массив значений импульсов;

$\omega$  - частота опроса, 1/с.

Для большинства тормозных параметров интервал разбиения времени процесса может принят равным  $\Delta t_i = 0,1$  с, тогда с учетом формулы (6.2) уравнение сглаженной кривой запишется в виде:

$$f(t) = a_0 + \sum_{i=1}^n 10 \cdot \Delta a_i \cdot t + (a_{0i} - 10 \cdot \Delta a_i \cdot t_{0i}), \quad (6.4)$$

Для перевода измеренных сигналов от датчиков в физические единицы используются аналитические выражения градуировочных (тарифовочных) графиков.

Измерение оборотов и скорости вагона осуществляется по сигналам от датчика оборотов, при этом на выходе из АЦП образуется дискретный сигнал П – образной формы (рис. 6.6).

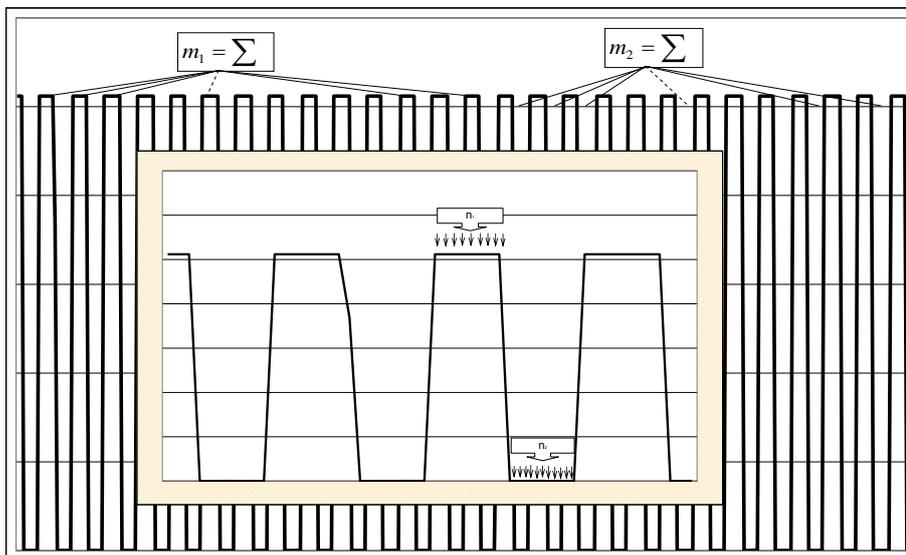


Рисунок 6.6 – Сигнал, получаемый от датчика оборотов

Число оборотов колеса ( $n_{об}$ ) определяется по количеству выступов ( $m_1$ ) и впадин ( $m_2$ ) зубчатого колеса за период от начала торможения до полной остановки вагона и суммарному числу зубьев ( $z_1$ ) и впадин ( $z_2$ ) зубчатого колеса:

$$n_{об} = \frac{m_1 + m_2}{z_1 + z_2}. \quad (6.5)$$

Тормозной путь определяется произведением числа оборотов ( $n_{об}$ ) на фактическую длину окружности ( $L_k$ ) колеса:

$$S_T = n_{об} \cdot L_k. \quad (6.6)$$

Фактическая длина окружности колеса вагона-лаборатории определяется экспериментальным методом, состоящем в измерении отрезка пути, проходимого вагоном за не менее чем десяти оборотов колеса и последующем делении величины отрезка на число оборотов (рис. 6.7).



Рисунок 6.7 - Методика определения фактической длины окружности колеса

Значения тормозных путей, полученные в результате поездных ходовых тормозных испытаний, являются случайными величинами, поэтому для их систематизации используются методы математической статистики. На основе статистических методов определяется уравнение линии тренда (см. раздел 4), отображающая аналитическую зависимость тормозного пути вагона ( $S$ ) от скорости ( $V$ ) в начале торможения ( $S = F(V)$ ).

Отсев грубых погрешностей осуществляется статистическими методами при уровне значимости  $p=0,05$ , который соответствует доверительной вероятности 0,95. Для этого определялась абсолютная величина разности ( $r_i$ ) тормозного пути  $S(V_i)$ , полученного по уравнению и тормозного пути измеренного в процессе испытаний ( $S_i$ ) при скорости ( $V_i$ ):

$$r_i = abs(F(V_i) - S_i). \quad (6.7)$$

Для выборки небольшого объема ( $n < 25$ ) используется метод вычисления максимального относительного отклонения [10]:

$$\left| r_i - \bar{r} \right| / \bar{S} \leq \tau_{1-p}, \quad (6.8)$$

где  $r_i$  - крайний (наибольший или наименьший) элемент разницы, вычисленный по формуле (6.7);

$\bar{r}$  - среднее значение отклонения;

$\bar{S}$  - среднеквадратическое отклонение;

$\tau_{1-p}$  - табличное значение статистики  $\tau$ , вычисленной при доверительной вероятности 0,96.

После исключения  $i$ -го значения, вновь строится теоретическая кривая по сокращенной выборке и процесс повторяется до выполнения неравенства (6.8).

Для выборки большого объема используются таблицы распределения Стьюдента. Критическое значение  $\tau_p$  ( $p$  - процентная точка нормированного выборочного отклонения) выражается через критическое значение распределения Стьюдента ( $\tau_{p,n-2}$ ) по формуле:

$$\tau_{(p,n)} = \frac{t_{(p,n-2)} \cdot \sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2 + (t_{(p,n-2)})^2}}. \quad (6.9)$$

Оценка параметров модели проверяется на значимость отличия от нуля по значимости коэффициента корреляции с использованием критерия Стьюдента. Расчетное значение критерия определяется по формуле:

$$t_{кр} = \frac{r \cdot \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}}, \quad (6.10)$$

где  $r_{xy}$  - коэффициент корреляции между  $S$  и  $V$ , определяется по формуле [10]:

$$r_{xy} = \frac{1}{(n-1) \cdot \sqrt{\sigma_S} \cdot \sqrt{\sigma_V}} \left( \sum_{i=1}^n S_i \cdot V_i - n \cdot \bar{S} \cdot \bar{V} \right), \quad (6.11)$$

где  $\sigma$  - дисперсия.

Табличное значение определяется по таблице t-распределения при значимости  $\alpha=0,05$  и числе степеней свободы  $k = n - 2$ .

### 6.5 ОПИСАНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ЗАПИСИ И ОБРАБОТКИ ПЕРВИЧНОЙ ИНФОРМАЦИИ ПРИ ХОДОВЫХ ТОРМОЗНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Для автоматизации экспериментальных исследований тормозной техники подвижного состава в государственном предприятии «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения» (ГП «УкрНИИВ») был разработан программный комплекс "DynamicBrake" (рис. 6.8), на который получено авторское свидетельство № 46909 в Государственном департаменте интеллектуальной собственности Украины. ПО "DynamicBrake" функционирует в среде выполнения NET Framework версий 6.5 и выше, что позволяет использовать его на всех аппаратных и программных платформах, на которые портирована данная среда выполнения [34].

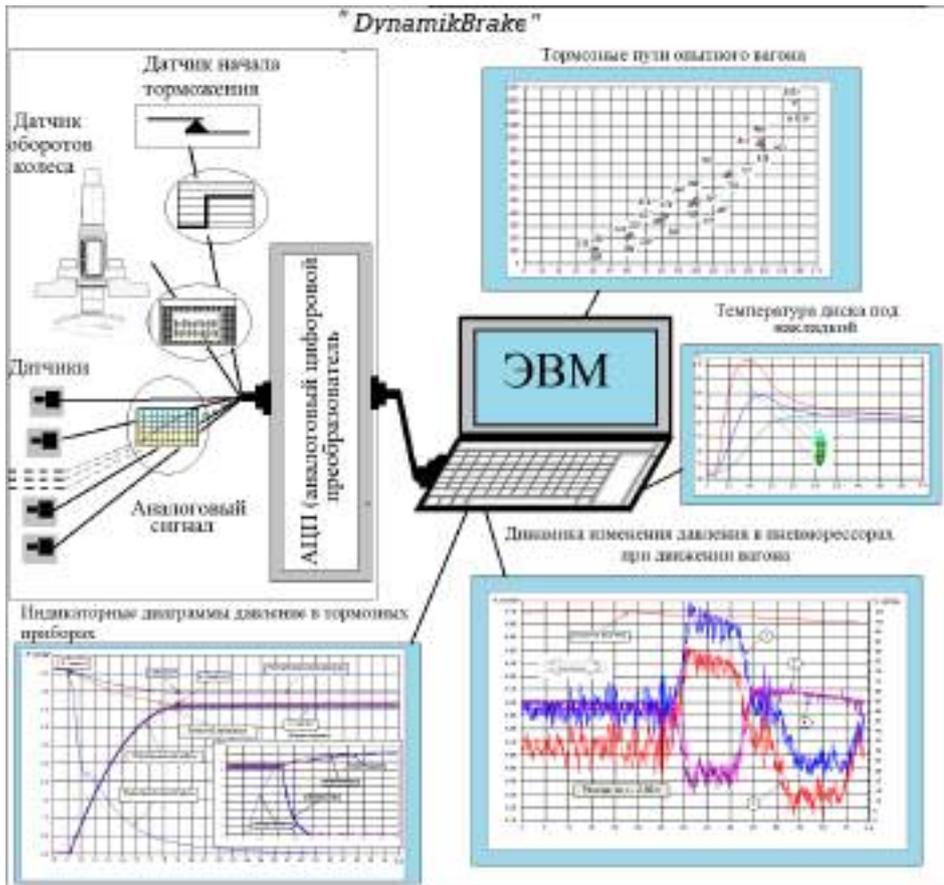


Рисунок 6.8 - Многофункциональность аппаратно-программного комплекса

Результаты расчетов могут быть выведены в формате MS Excel с возможным построением графиков. Программный комплекс обладает полностью 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.

Начало торможения фиксируется либо по сигналу, поступающему от расцепного устройства вагона лаборатории, либо от начала снижения давления сжатого воздуха в тормозной магистрали.

Непосредственно перед началом процесса записи указывается или создается корневая папка для опытов, а также вводятся обязательные параметры проведения испытаний (рис. 6.9).

Начальная скорость торможения определяется по времени оборота колеса, определяемого заданной частотой опроса АЦП и длиной окружности поверхности катания колеса (рис. 6.10).

Мгновенная скорость движения вагона определяется по формуле:

$$V_i = \frac{L_k \cdot \omega}{N_{ум}}, \tag{6.12}$$

где  $\omega$  - частота опроса, 1/с;

$L_k$  - фактическая длина окружности колеса;

$N_{uml}$  - суммарное число импульсов за один оборот колеса, обусловленное частотой опроса.

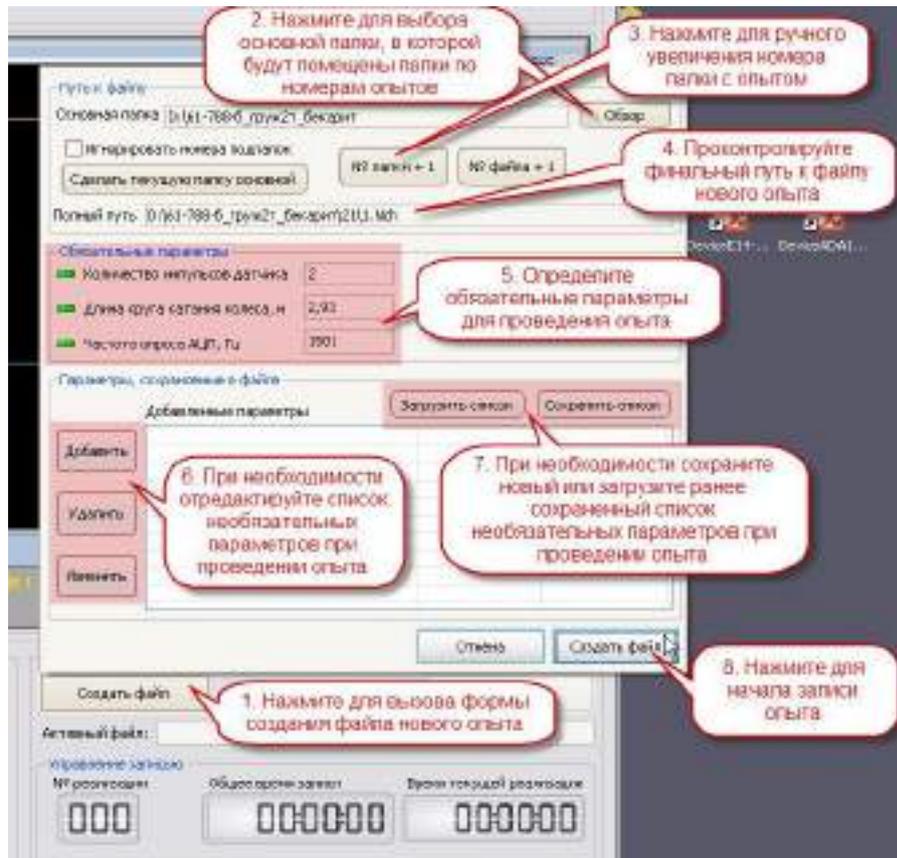


Рисунок 6.9 - Процесс начального ввода параметров для записи сигнала



Рисунок 6.10 - Интерфейс для непосредственного управления процессом записи сигнала

Для экспресс анализа предусмотрена возможность обработка экспериментальных данных без закрытия программы (рис. 6.11).

Итоговые вычисления могут быть осуществлены в двух режимах: в стандартном режиме для определения начальной скорости вагона и тормозного пути, а также в режиме анализа юзовой ситуации - срабатывания противоюзного устройства (рис. 6.12 - 6.14).

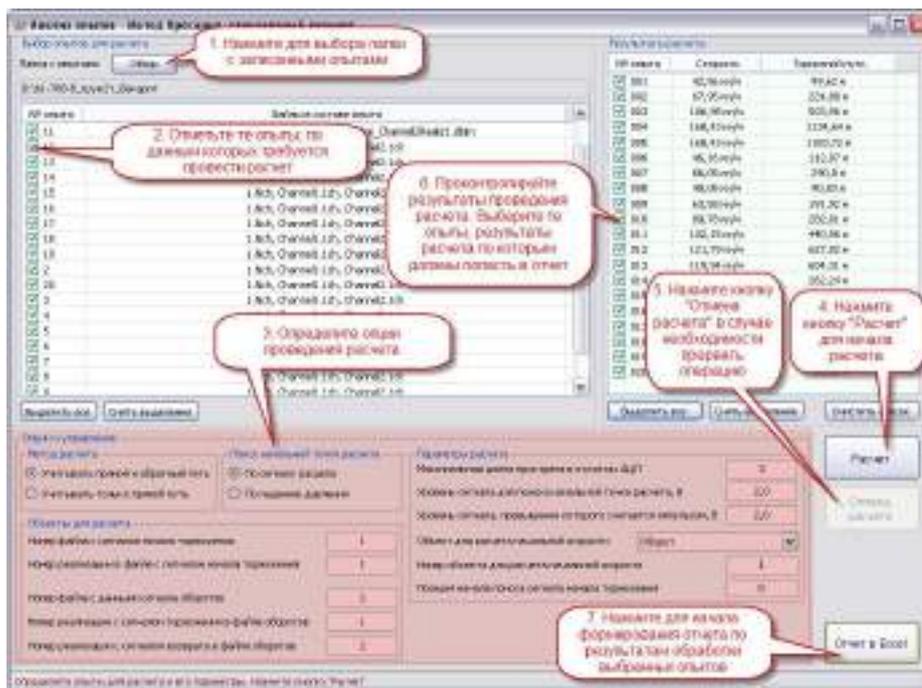


Рисунок 6.11 - Проведение анализа записанных данных в режиме определения начальной скорости и тормозного пути вагона

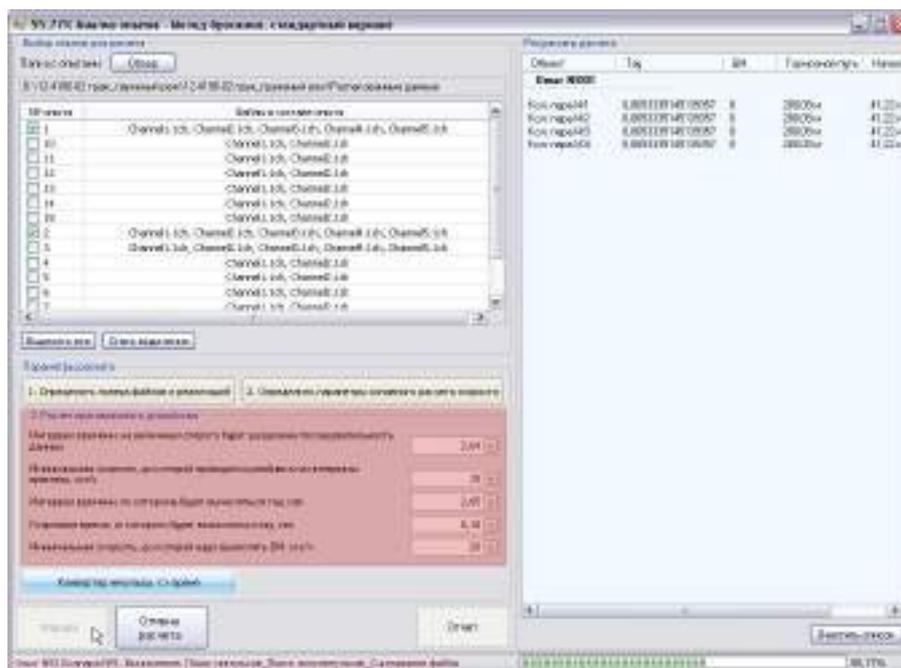


Рисунок 6.12 - Интерфейс для ввода основных параметров при проведении расчета с целью анализа срабатывания противоюзного устройства

Для начала вычислений в любом из режимов оператору необходимо выбрать соответствующий пункт меню в главном окне программы. В обоих режимах от оператора потребуется указать папку с записанными опытами и указать граничные значения напряжения сигналов от механизма расцепления вагонов и датчика оборотов колеса, которые будут использоваться при расчете параметров. В режиме анализа работы противоюзного устройства необходимо будет дополнительно указать параметры расчета конкретно для этого режима.

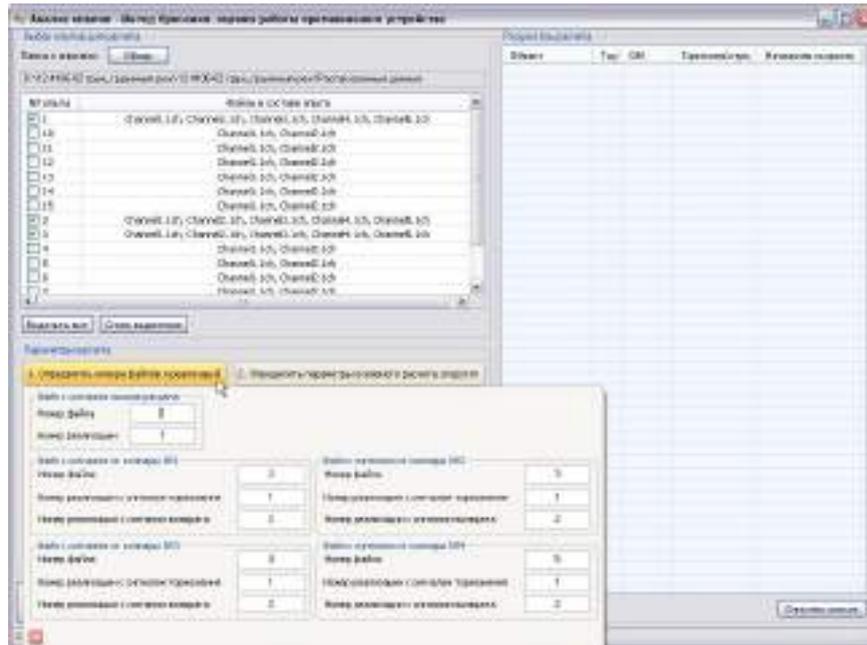


Рисунок 6.13 - Интерфейс для ввода дополнительных параметров при проведении расчета с целью анализа срабатывания противоюзного устройства (часть 1)

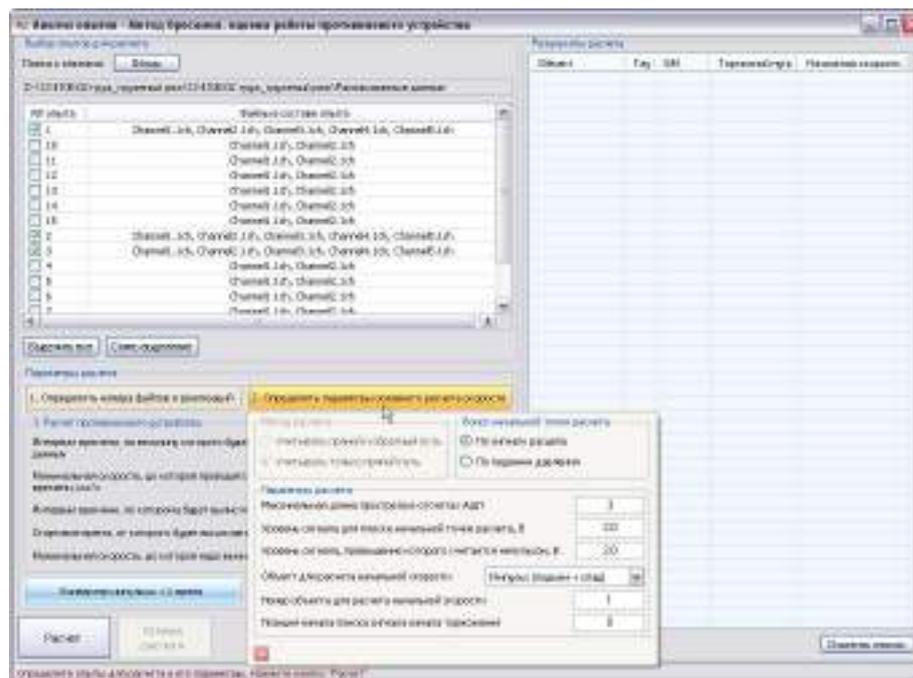


Рисунок 6.14 - Интерфейс для ввода дополнительных параметров при проведении расчета с целью анализа срабатывания противоюзного устройства (часть 2)

Программный комплекс обладает рядом достоинств:

- удобный интерфейс не требующий высокой квалификации пользователя;
- полностью автоматизирован, автономен и защищен от вмешательства извне, что обеспечивает достоверность результатов исследований;
- позволяет исследовать различные по своей физической природе параметры тормозной системы единиц подвижного состава;
- облачно-модульный принцип построения обеспечивает возможность расширения диапазона исследуемых параметров.

Изложенный подход в осуществлении проведения поездных тормозных испытаний позволяет повысить их точность, существенно снизить вероятность ошибок, вызванных действиями оператора, а также заметно облегчить и ускорить сам процесс проведения испытаний. Дальнейшее повышение уровня автоматизации в этом направлении видится в расширении количества и типа датчиков, контролируемых системой и соответствующего развития программного обеспечения (ПО), которое позволило бы контролировать все необходимые процессы и вычислять соответствующие им параметры.

Программой предусмотрен режим просмотра записанных файлов, интерфейс которого представлен на рисунках 6.15 - 6.16.

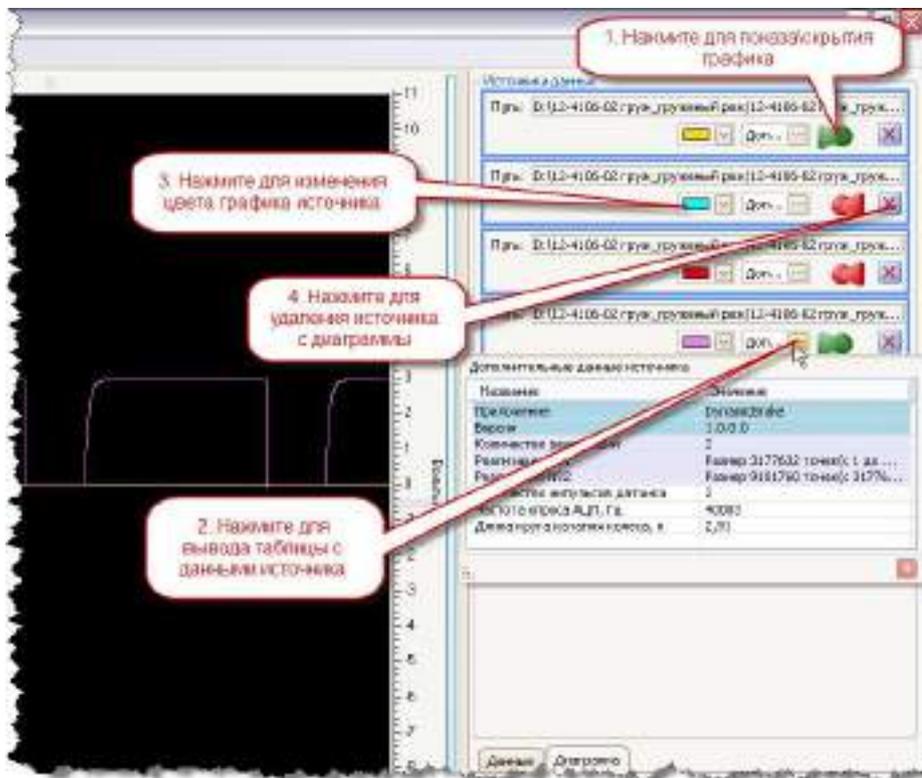


Рисунок 6.15 - Интерфейс для управления отображением загруженных данных, а также получения дополнительной информации о сигнале

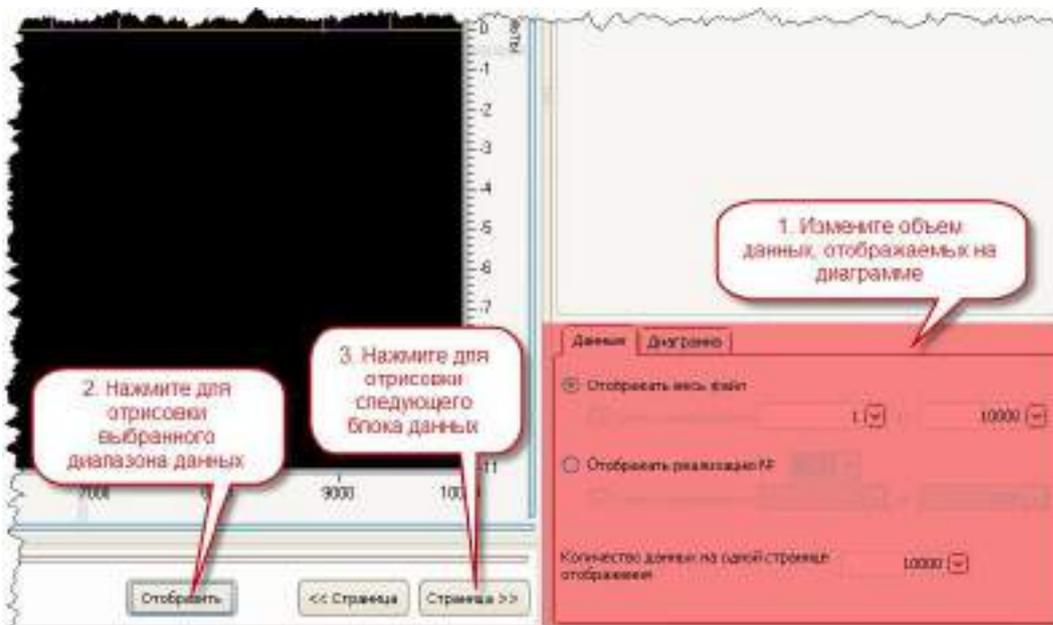


Рисунок 6.16 - Интерфейс для изменения объема отображаемых данных

## РАЗДЕЛ 7

### МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В Украине для колодочных тормозных систем действует нормативная документация [1, 3, 20, 21, 22], которая регламентирует требования к грузовым вагонам.

Тормозная эффективность колодочных тормозов оценивается по величине расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок на колеса (далее тормозной коэффициент), определяемого как отношение суммарной расчетной силы нажатия колодок на колеса к весу вагона [1]. Критерием тормозной эффективности колодочных тормозов является единое наименьшее тормозное нажатие колодок в пересчете на чугунные [28]. Так согласно [28], груженные, а также порожние длиной от 400 до 520 осей грузовые поезда, обеспеченные тормозным нажатием не менее 33 тс на 100 тс веса состава могут следовать со скоростью до 90 км/ч включительно по участкам, оборудованным автоблокировкой с трехзначной сигнализацией, при зеленом огне локомотивного светофора автоматической локомотивной сигнализации непрерывного типа (АЛСН), разрешающем движение с указанной максимальной скоростью.

Кроме того, для грузовых вагонов с композиционными колодками тормозной коэффициент должен составлять не менее 0,14 и 0,22 соответственно для груженого и порожнего вагонов [1].

Параметры рычажной передачи тормозной системы для грузовых вагонов с колодочным тормозом устанавливаются в соответствии с Инструкцией [2], исходя из весовых характеристик и типа вагона, а также от типа тормозной колодки (композиционная или чугунная) [1, 2].

Расчет тормоза производится с целью подтверждения:

- Требуемой тормозной эффективности вагона в составе поезда;
- Безюзового торможения вагона (отсутствия юза колес при торможении);
- Допустимой мощности, приходящейся на колодку при торможении;
- Удержание вагона ручным тормозом на спуске расчетной крутизны.

При определении тормозного пути грузовых поездов в зависимости от величины расчетного тормозного коэффициента руководствуются либо таблицами, либо номограммами [21, 22]. Использование номограмм не обеспечивает достаточную точность, а таблицы вызывают необходимость использования методов интерполирования для определения промежуточных результатов. В этом отношении более гибким является применение аналитических зависимостей между исследуемыми параметрами тормозной системы.

Критерием обеспечения требуемой тормозной эффективности вагона является выполнение условия для расчетного коэффициента силы нажатия колодок [1, 28]:

$$\delta_p \geq |\delta_p|, \quad (7.1)$$

где  $\delta_p$  - расчетный тормозной коэффициент, определяемый по формуле (2.1);

$|\delta_p|$  - минимально допустимая величина расчетного тормозного коэффициента.

Полный тормозной путь грузового поезда  $S_m$  от начала торможения до полной остановки, определяется как сумма действительного  $S_o$  и подготовительного  $S_n$  путей [1, 20, 21]:

$$S_m = S_o + S_n = S_m + \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6}, \quad (7.2)$$

где  $V_0$  - скорость поезда в начале торможения, км/ч;

$t_n$  - время подготовки тормозов к действию, с.

Для грузового поезда время подготовки автотормозов на площадке и нормированных спусках определяется по формулам [21, 22]:

до 200 осей в составе поезда:

$$t_{II} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{кр}}; \quad (7.3)$$

до от 200 до 300 осей в составе поезда:

$$t_{II} = 10 - \frac{15 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{кр}}; \quad (7.4)$$

более 300 осей в составе поезда:

$$t_{II} = 12 - \frac{18 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{кр}} \quad (7.5)$$

В практике расчетных исследований наибольшее распространение получил метод численного интегрирования уравнения движения по интервалам скорости, при этом разрешающее уравнение для тормозного пути грузового вагона имеет вид [1, 20, 21, 22]:

$$S_T = \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6} + \sum_n \frac{4,17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{кр} + \omega_{ox} + i_c}, \quad (7.6)$$

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;

$\delta_p$  - расчетный тормозной коэффициент;

$\omega_{ox}$  - удельное основное сопротивление, кгс/тс;

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

$\varphi_{кр}$  - расчетный коэффициент трения колодок.

Типовая методика расчета тормозной эффективности грузовых вагонов [1] имеет ряд существенных недостатков, к основным из которых следует отнести невозможность пересчета расчетных тормозных коэффициентов композиционных колодок на чугунные и наоборот, кроме того проведение многовариантных расчетов требует значительного объема вычислений и времени.

Указанных недостатков можно избежать, если использовать компьютерное моделирование (раздел 5).

Предлагаемая методология расчетных исследований базируется на использовании универсальных формул, отображающих степенную зависимость между исследуемыми параметрами.

Коэффициенты уравнений (5.42 и 5.43 глава 5) определяются по формулам (5.40 - 5.41 глава 5), а массивы значений параметров, входящих в эти формулы - методом компьютерного моделирования путем решения дифференциальных уравнений (5.16 и 5.17 глава 5) с постоянными значениями расчетных тормозных коэффициентов  $f(K_i / K_{max}, t) = 1$ . Результаты решения дифференциальных уравнений представлены в виде номограмм для определения действительных тормозных путей вагона в диапазоне изменения скоростей 20-140 км/ч с шагом 10 км/ч и в диапазоне изменения расчетного тормозного коэффициента при композиционных колодках в пределах от 0,1 до 0,5 с шагом 0,02 (рис. 7.1) и при чугунных колодках от 0,2 до 1,0 с шагом 0,04 (рис. 7.2). Аналогично определяются действительные тормозные пути на нормированных спусках.

Коэффициенты универсальной формулы в виде степенной зависимости параметров, определяющих тормозную эффективность грузового вагона, приведены в таблицах 7.1 – 7.4.

Так как основным критерием допустимой скорости движения грузовых поездов является суммарное нажатие чугунных колодок на 100 тс веса поезда, то важное значение приобретают задачи пересчета тормозного коэффициента композиционных колодок на чугунные.

Пересчет расчетного тормозного коэффициента на чугунные колодки или композиционные производится исходя из равенства тормозных путей грузового поезда при чугунных и композиционных колодках. В таблице 7.5 приведены формулы для пересчета расчетного тормозного коэффициента колодок одного типа на другой.

Погрешность определения действительных тормозных путей с использованием универсальных формул по сравнению с расчетными как для композиционных, так и чугунных колодок, а также пересчета тормозных коэффициентов не превышает 0,5 % (рис. 7.3 - 7.5).

Наибольшие значения погрешностей получены для низких значениях тормозных коэффициентов как для композиционных, так и чугунных колодок (рис. 7.5).

Сравнительный анализ расчета действительного пути вагона с композиционными колодками на площадке при тормозном коэффициенте 0,16, осевой нагрузке 23,5 тс и скорости 120 км/ч по универсальной формуле и типовой методике (табл. 7.6) показал, что разница в значениях не превышает 0,24 %, на спусках 6 ‰ (табл. 7.7) и 10 ‰ (табл. 7.8) разница в значениях составила соответственно 0,4 % и 1,3 %.

На основании изложенного, расчет тормозной эффективности грузового вагона может быть представлен алгоритмом, приведенным на рисунке 7.6.

Предлагаемая методология позволяет решать обратную задачу – выбирать такие параметры тормозной системы грузового вагона, которая отвечает наперед заданным требованиям.

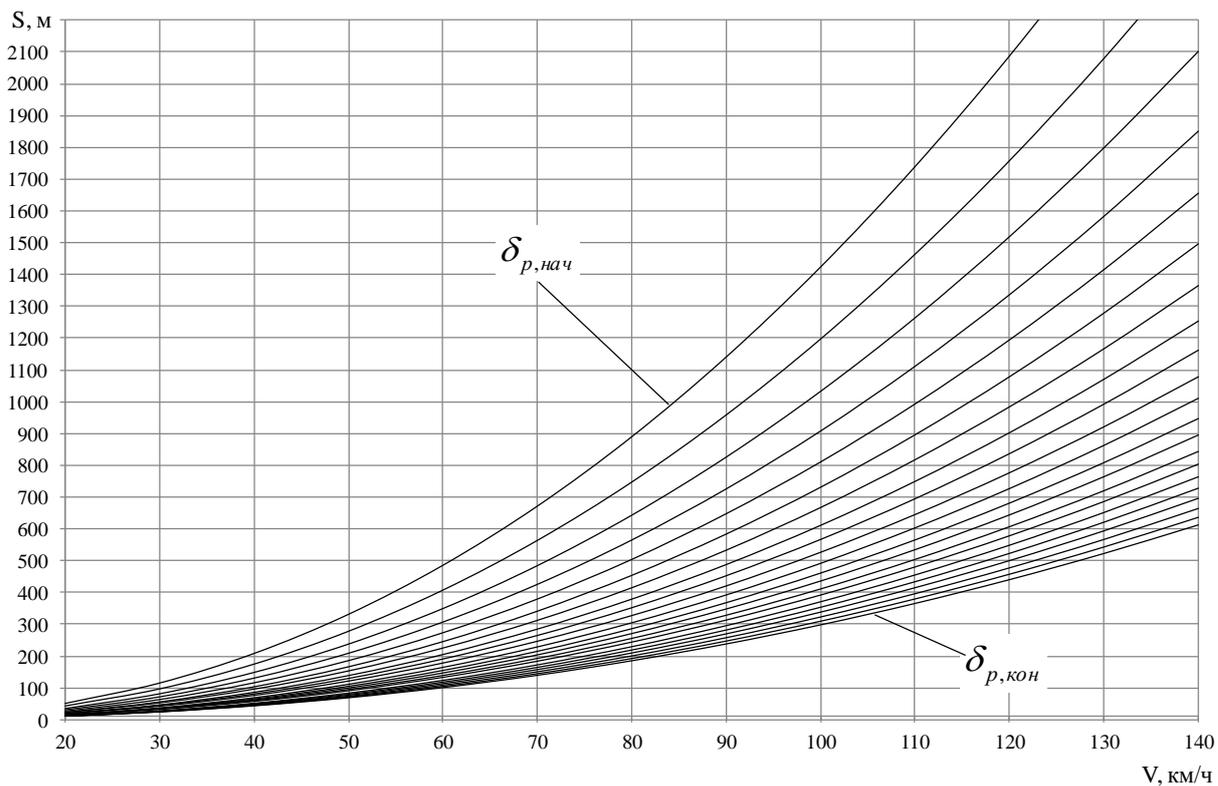


Рисунок 7.1 - Номограммы для определения действительных тормозных путей грузового вагона с композиционными колодками на площадке

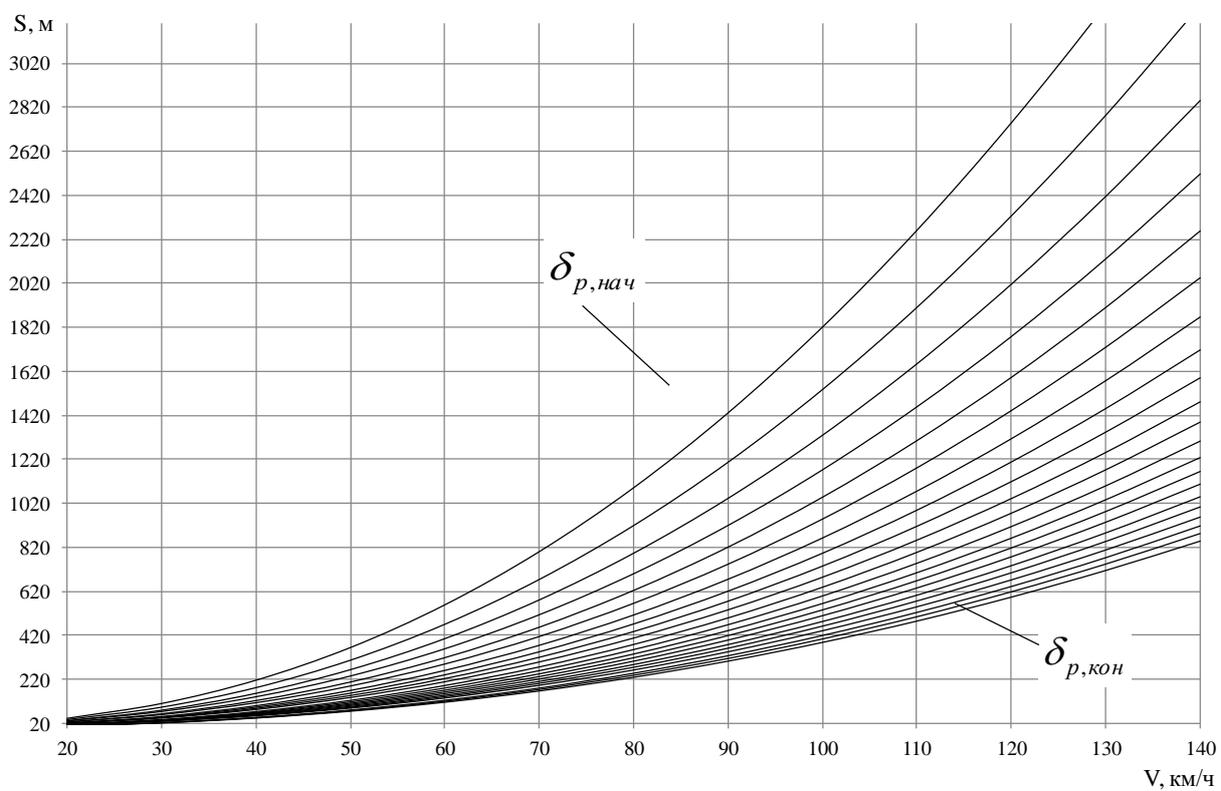


Рисунок 7.2 - Номограммы действительных тормозных путей грузового вагона с чугунными колодками на площадке

Таблица 7.1 - Коэффициенты для определения действительных тормозных путей грузового вагона на площадке по величине расчетного тормозного коэффициента

V <sub>0</sub> , км/ч	$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)}$			
	Композиционные колодки		Чугунные колодки	
	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )
1	2	3	4	5
20	5,0262	-0,9881	0,399	9,0051
30	11,6831	-0,9870	0,399	22,8842
40	21,3848	-0,9857	0,399	44,8090
50	34,2987	-0,9844	0,399	75,7656
60	50,5772	-0,9829	0,399	116,5340
70	70,3487	-0,9813	0,399	167,7440
80	93,7306	-0,9795	0,399	229,8985
90	120,8234	-0,9775	0,399	303,4029
100	151,7215	-0,9754	0,399	388,5863
110	186,5108	-0,9731	0,398	485,7132
120	225,2686	-0,9707	0,398	594,9852
130	268,0616	-0,9681	0,398	716,5604
140	314,9605	-0,9654	0,398	850,5494

Таблица 7.2 - Коэффициенты для определения расчетного тормозного коэффициента по действительным тормозным путям грузового вагона на площадке

V <sub>0</sub> , км.ч	$\delta_p = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)}$			
	Композиционные колодки		Чугунные колодки	
	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )
1	2	3	4	5
20	5,1247	-1,0120	9,2215	-1,0108
30	12,0672	-1,0132	23,8538	-1,0133
40	22,3516	-1,0144	47,5529	-1,0156
50	36,2722	-1,0158	81,9903	-1,0182
60	54,1522	-1,0174	128,8174	-1,0211
70	76,2908	-1,0191	189,7120	-1,0240
80	103,0743	-1,0209	266,6243	-1,0273
90	134,8616	-1,0229	361,6896	-1,0307
100	172,1939	-1,0252	476,9094	-1,0344
110	215,3285	-1,0275	616,2204	-1,0385
120	265,1443	-1,0301	781,8419	-1,0428
130	322,1281	-1,0329	977,8651	-1,0473
140	386,8061	-1,0357	1207,5520	-1,0520

Таблица 7.3 - Коэффициенты для определения действительных тормозных путей грузового вагона на спуске – 6 ‰ по расчетному тормозному коэффициенту

V <sub>0</sub> , км.ч	$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)}$			
	Композиционные колодки		Чугунные колодки	
	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )
1	2	3	4	5
20	4,8434	-1,0757	9,2035	-1,0687

Конец таблицы 7.3

1	2	3	4	5
30	11,2443	-1,0776	23,4548	-1,0778
40	20,5580	-1,0790	46,0378	-1,0857
50	32,9389	-1,0801	78,0129	-1,0923
60	48,5304	-1,0808	120,2330	-1,0977
70	67,4497	-1,0811	173,3843	-1,1020
80	89,8107	-1,0811	238,0296	-1,1052
90	115,7141	-1,0806	314,6279	-1,1074
100	145,2484	-1,0799	403,5649	-1,1087
110	178,4989	-1,0788	505,1427	-1,1091
120	215,5492	-1,0773	619,6144	-1,1087
130	256,4701	-1,0756	747,1798	-1,1075
140	301,3460	-1,0735	888,0020	-1,1056

Таблица 7.4 - Коэффициенты для определения действительных тормозных путей грузового вагона на спуске – 10 ‰ по расчетному тормозному коэффициенту

V <sub>0</sub> , км.ч	$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)}$			
	Композиционные колодки		Чугунные колодки	
	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )
1	2	3	4	5
20	4,6788	-1,1454	9,3225	-1,1310
30	10,8460	-1,1500	23,7854	-1,1511
40	19,7988	-1,1541	46,7324	-1,1692
50	31,6819	-1,1576	79,2534	-1,1852
60	46,6201	-1,1604	122,2191	-1,1993
70	64,7267	-1,1627	176,3463	-1,2115
80	86,1067	-1,1643	242,2150	-1,2219
90	110,8492	-1,1655	320,3142	-1,2306
100	139,0466	-1,1661	411,0500	-1,2376
110	170,7829	-1,1662	514,7587	-1,2431
120	206,1376	-1,1658	631,7283	-1,2470
130	245,1921	-1,1649	762,2000	-1,2496
140	288,0219	-1,1636	906,3639	-1,2509

Таблица 7.5 - Коэффициенты для пересчета расчетного тормозного коэффициента с одного типа колодок на другой

V <sub>0</sub> , км/ч	$\delta_{pc} = c(V_0) \cdot \delta_{pk}^{d(V_0)}$		$\delta_{pk} = c(V_0) \cdot \delta_{pc}^{d(V_0)}$	
	Пересчет композиционных колодок на чугунные		Пересчет чугунных колодок на композиционные	
	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )	c(V <sub>0</sub> )	d(V <sub>0</sub> )
1	2	3	4	5
20	1,8029	0,9988	0,5542	1,0012
30	1,9763	1,0001	0,5060	0,9999
40	2,1197	1,0012	0,4722	0,9988
50	2,2411	1,0024	0,4471	0,9976
60	2,3450	1,0036	0,4278	0,9964

Конец таблицы 7.5

1	2	3	4	5
70	2,4347	1,0049	0,4125	0,9951
80	2,5134	1,0062	0,4001	0,9938
90	2,5832	1,0076	0,3899	0,9925
100	2,6451	1,0089	0,3813	0,9911
110	2,7018	1,0106	0,3740	0,9895
120	2,7532	1,0122	0,3677	0,9879
130	2,8003	1,0139	0,3622	0,9862
140	2,8433	1,0156	0,3574	0,9846

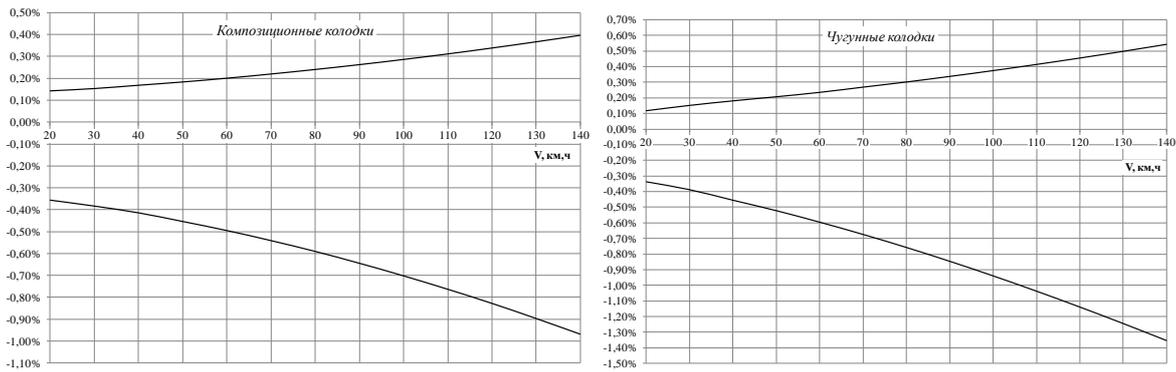


Рисунок 7.3 – Максимальные погрешности (%) при определении действительного тормозного пути вагона по универсальным формулам

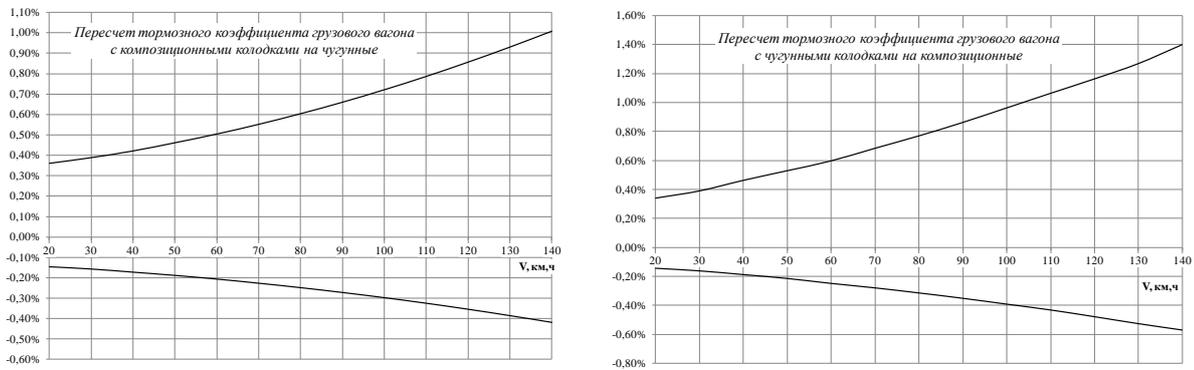


Рисунок 7.4 – Максимальные погрешности (%) при пересчете тормозных коэффициентов

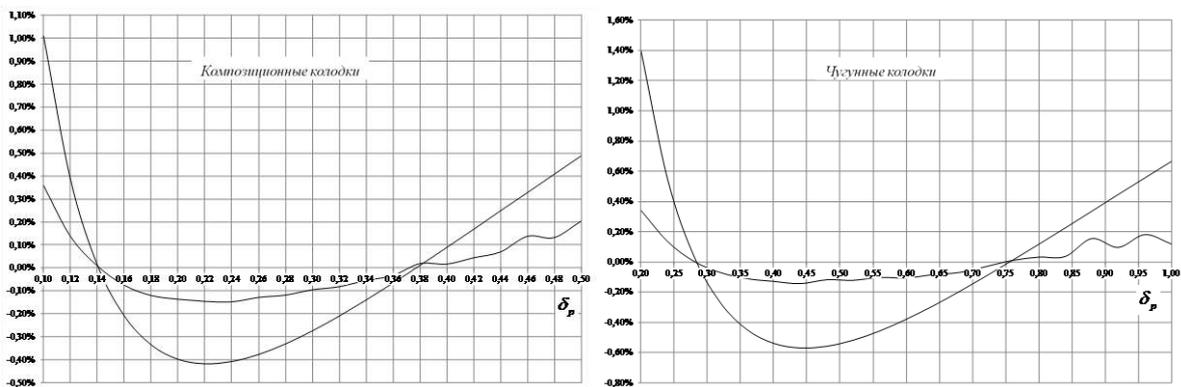


Рисунок 7.5 - Максимальные погрешности (%) при определении действительного тормозного пути вагона по универсальным формулам в зависимости от величины тормозного коэффициента

Таблица 7.6 - Расчет действительного тормозного пути грузового вагона на площадке по типовой методике

V, км/ч	$\varphi_{p,mp}$	$\delta_p$	$1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{p,mp}$	$\omega_{ox}$	$i_c, \%$	$\Delta S, м$
120						
1	2	3	4	5	6	7
115	0,25013	0,16	40,02078	2,4526596	0	115,3603
110	0,252	0,16	40,32	2,3356383	0	109,9796
105	0,253973	0,16	40,63562	2,2228723	0	104,5942
100	0,256056	0,16	40,96901	2,1143617	0	99,2088
95	0,258261	0,16	41,32174	2,0101064	0	93,82822
90	0,260597	0,16	41,69552	1,9101064	0	88,45762
85	0,263077	0,16	42,09231	1,8143617	0	83,10241
80	0,265714	0,16	42,51429	1,7228723	0	77,76833
75	0,268525	0,16	42,96393	1,6356383	0	72,46146
70	0,271525	0,16	43,44407	1,5526596	0	67,18822
65	0,274737	0,16	43,95789	1,4739362	0	61,95546
60	0,278182	0,16	44,50909	1,3994681	0	56,77046
55	0,281887	0,16	45,10189	1,3292553	0	51,64099
50	0,285882	0,16	45,74118	1,2632979	0	46,57535
45	0,290204	0,16	46,43265	1,2015957	0	41,58248
40	0,294894	0,16	47,18298	1,1441489	0	36,67195
35	0,3	0,16	48	1,0909574	0	31,85414
30	0,305581	0,16	48,89302	1,0420213	0	27,14026
25	0,311707	0,16	49,87317	0,9973404	0	22,54253
20	0,318462	0,16	50,95385	0,9569149	0	18,07429
15	0,325946	0,16	52,15135	0,9207447	0	13,75016
10	0,334286	0,16	53,48571	0,8888298	0	9,586287
5	0,343636	0,16	54,98182	0,8611702	0	5,600524
0	0,354194	0,16	56,67097	0,837766	0	1,812768
						1337,507
Расчет по универсальной формуле (см. табл. 7.2)						
$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 225,2586 \cdot 0,16^{-0,9707} = 1334,36 м$						

Таблица 7.7 - Расчет действительного тормозного пути грузового вагона на спуске 6 ‰ по типовой методике

V, км/ч	$\varphi_{p,mp}$	$\delta_p$	$1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{p,mp}$	$\omega_{ox}$	$i_c, \%$	$\Delta S, м$
120						
1	2	3	4	5	6	7
115	0,25013	0,16	40,02078	2,4526596	-6	134,3375
110	0,252	0,16	40,32	2,3356383	-6	127,9817
105	0,253973	0,16	40,63562	2,2228723	-6	121,6206
100	0,256056	0,16	40,96901	2,1143617	-6	115,2605
95	0,258261	0,16	41,32174	2,0101064	-6	108,9084
90	0,260597	0,16	41,69552	1,9101064	-6	102,5711
85	0,263077	0,16	42,09231	1,8143617	-6	96,25615
80	0,265714	0,16	42,51429	1,7228723	-6	89,97138
75	0,268525	0,16	42,96393	1,6356383	-6	83,72502
70	0,271525	0,16	43,44407	1,5526596	-6	77,52574
65	0,274737	0,16	43,95789	1,4739362	-6	71,38269
60	0,278182	0,16	44,50909	1,3994681	-6	65,30554
55	0,281887	0,16	45,10189	1,3292553	-6	59,30453

Конец таблицы 7.7

1	2	3	4	5	6	7
50	0,285882	0,16	45,74118	1,2632979	-6	53,39051
45	0,290204	0,16	46,43265	1,2015957	-6	47,57501
40	0,294894	0,16	47,18298	1,1441489	-6	41,87031
35	0,3	0,16	48	1,0909574	-6	36,28952
30	0,305581	0,16	48,89302	1,0420213	-6	30,84667
25	0,311707	0,16	49,87317	0,9973404	-6	25,55687
20	0,318462	0,16	50,95385	0,9569149	-6	20,43639
15	0,325946	0,16	52,15135	0,9207447	-6	15,50282
10	0,334286	0,16	53,48571	0,8888298	-6	10,7753
5	0,343636	0,16	54,98182	0,8611702	-6	6,274704
0	0,354194	0,16	56,67097	0,837766	-6	2,023929
						1544,693
Расчет по универсальной формуле (см. табл. 7.3)						
$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 215,5492 \cdot 0,16^{-1,0773} = 1552,201 \text{ м}$						

Таблица 7.8 - Расчет действительного тормозного пути грузового вагона на спуске 10 ‰ по типовой методике

V, км/ч	$\varphi_{p,mp}$	$\delta_p$	$1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{p,mp}$	$\omega_{ox}$	$i_c, \text{‰}$	$\Delta S, \text{ м}$
120						
1	2	3	4	5	6	7
115	0,25013	0,16	40,02078	2,45266	-10	150,8849
110	0,252	0,16	40,32	2,335638	-10	143,6582
105	0,253973	0,16	40,63562	2,222872	-10	136,4259
100	0,256056	0,16	40,96901	2,114362	-10	129,1963
95	0,258261	0,16	41,32174	2,010106	-10	121,9779
90	0,260597	0,16	41,69552	1,910106	-10	114,7799
85	0,263077	0,16	42,09231	1,814362	-10	107,6116
80	0,265714	0,16	42,51429	1,722872	-10	100,4829
75	0,268525	0,16	42,96393	1,635638	-10	93,40433
70	0,271525	0,16	43,44407	1,55266	-10	86,38665
65	0,274737	0,16	43,95789	1,473936	-10	79,44128
60	0,278182	0,16	44,50909	1,399468	-10	72,58019
55	0,281887	0,16	45,10189	1,329255	-10	65,81594
50	0,285882	0,16	45,74118	1,263298	-10	59,16176
45	0,290204	0,16	46,43265	1,201596	-10	52,63158
40	0,294894	0,16	47,18298	1,144149	-10	46,24009
35	0,3	0,16	48	1,090957	-10	40,00286
30	0,305581	0,16	48,89302	1,042021	-10	33,93636
25	0,311707	0,16	49,87317	0,99734	-10	28,05813
20	0,318462	0,16	50,95385	0,956915	-10	22,38685
15	0,325946	0,16	52,15135	0,920745	-10	16,94252
10	0,334286	0,16	53,48571	0,88883	-10	11,7466
5	0,343636	0,16	54,98182	0,86117	-10	6,822199
0	0,354194	0,16	56,67097	0,837766	-10	2,194333
						1772,669
Расчет по универсальной формуле (см. табл. 7.4)						
$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 206,1376 \cdot 0,16^{-1,1658} = 1745,799 \text{ м}$						



Рисунок 7.6 - Алгоритм расчета тормозной эффективности грузового вагона

### 7.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВОГО ВАГОНА С ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ 245 кН (25,0 тс)

При выборе параметров тормозной системы в качестве основного критерия принимается не превышение заданного тормозного пути грузового поезда на при экстренном пневматическом торможении на площадке. В качестве примера выполнен расчет по определению передаточного числа рычажной передачи полувагона с осевой нагрузкой 245 кН (25 тс) при условии не превышения тормозного пути грузового поезда на площадке при скорости 90 км/ч.

Входные данные для выбора параметров представлены в таблице 7.9, а алгоритм - в таблице 7.10. Расчетные исследования тормозного пути поезда на нормированных спусках приведены в таблице 7.11. Анализ показал, что тормозная эффективность грузового вагона с осевой нагрузкой 245 кН (25 тс) в основном удовлетворяет требованиям инструкции [35].

Таблица 7.9 - Задаваемые исходные данные

тип:	полувагон
Тормоз	типовый
Максимальная скорость в начале торможения, км/ч	90
Предельный тормозной путь, м	1000
Осевая нагрузка, кН/ось (тс/ось)	245 (25)
Число тормозных колодок	8,00
<b>Параметры тормозного цилиндра</b>	
Диаметр поршня, см	35,60
Жесткость пружины, кг/см	6,57
Усилие предварительного сжатия пружины, кгс	159,00
КПД тормозного цилиндра	0,98
давление в тормозном цилиндре, кПа (кгс/см <sup>2</sup> ) (груженный)	300 (3,00)
Выход штока тормозного цилиндра, см - груженный	10,00
<b>Параметры авторегулятора</b>	
Усилие предварительного сжатия, кгс	169,00
Жесткость пружины, кг/см	23,10
Величина сжатия при торможении, см	1,50
Передаточное отношение (композиционные колодки)	0,56
<b>КПД рычажной передачи</b>	0,95

Таблица 7.10 - Алгоритм расчета по выбору параметров тормозной системы

№ п/п	Наименование параметра	Математическое выражение
1	Действительный тормозной путь, м	$S_{\delta} = S_m - \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6} = 1000 - \frac{90 \cdot 7}{3,6} = 825$
2	Расчетный тормозной коэффициент	$\delta_p = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)} = 134,86 \cdot 825^{-1,0229} = 0,1401$
3	Расчетная сила нажатия колодки на колесо, тс	$K_p = \frac{\delta_p \cdot Q_{\delta p}}{m} = \frac{0,1401 \cdot 100}{8} = 1,7512$
4	Действительная сила нажатия колодки на колесо, тс	$K_{\delta} = \frac{-\left(24,4 - 4 \cdot \frac{\delta_p \cdot Q_{\delta p}}{m}\right) + \sqrt{\left(24,4 - 4 \cdot \frac{\delta_p \cdot Q_{\delta p}}{m}\right)^2 + \left(97,6 \cdot \frac{\delta_p \cdot Q_{\delta p}}{m}\right)}}{2,44} = 1,8714$
5	Передаточное число рычажной системы	$n = \frac{1000 \cdot K_{\delta} \cdot m}{(F_{\psi} \cdot p_{\psi} \cdot \eta_{\psi} - K_{np} - K_{ap}) \cdot \eta_{pn}} = \frac{1000 \cdot 1,8714 \cdot 8}{(\pi \cdot 35,6^2 / 4 \cdot 3 \cdot 0,98 - (159 + 6,57 \cdot 10) - (169 + 23,1 \cdot 1,5) \cdot 0,56) \cdot 0,95} = 6,09$

Таблица 7.11 - Расчет тормозных путей грузового поезда из 200 осей на нормированных спусках

Наименование параметра	Расчетные зависимости
1	2
<b>Расчет тормозного пути грузового поезда на спуске 6 ‰</b>	
<b>Скорость 80 км/ч</b>	
Действительный тормозной путь при скорости 80 км/ч, м	$S_{\delta} = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 89,8107 \cdot 0,1401^{-1,0811} = 751,8$
Подготовительное время, с	$t_{II} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{kp}} = 7 - \frac{10 \cdot (-6)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{80 + 150}{2 \cdot 80 + 150}} = 8,6$
Тормозной путь поезда на спуске 6 ‰, м	$S_m(80) = S_{\delta} + \frac{t_{II} \cdot V_0}{3,6} = 751,8 + \frac{8,6 \cdot 80}{3,6} = 942,9$
<b>Скорость 90 км/ч</b>	
Действительный тормозной путь при скорости 90 км/ч, м	$S_{\delta} = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 115,714 \cdot 0,1401^{-1,0806} = 967,79$
Подготовительное время, с	$t_{II} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{kp}} = 7 - \frac{10 \cdot (-6)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{90 + 150}{2 \cdot 90 + 150}} = 8,635$
Тормозной путь поезда на спуске 6 ‰, м	$S_m(90) = S_{\delta} + \frac{t_{II} \cdot V_0}{3,6} = 967,79 + \frac{8,635 \cdot 90}{3,6} = 1158,7$

Конец таблицы 7.11

1	2
<b>Скорость 100 км/ч</b>	
Действительный тормозной путь при скорости 90 км/ч, м	$S_{\delta} = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 145,25 \cdot 0,1401^{-1,0799} = 1212,96$
Подготовительное время, с	$t_{II} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{сп}} =$ $= 7 - \frac{10 \cdot (-6)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{100 + 150}{2 \cdot 100 + 150}} = 8,665$
Тормозной путь поезда на спуске 6 ‰, м	$S_m(100) = S_{\delta} + \frac{t_{II} \cdot V_0}{3,6} = 121,96 + \frac{8,665 \cdot 100}{3,6} = 1453,6$
<b>Расчет тормозного пути грузового поезда на спуске 10 ‰</b>	
<b>Скорость 80 км/ч</b>	
Действительный тормозной путь при скорости 80 км/ч, м	$S_{\delta} = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 86,1067 \cdot 0,1401^{-1,1643} = 848,9$
Подготовительное время, с	$t_{II} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{сп}} =$ $= 7 - \frac{10 \cdot (-10)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{80 + 150}{2 \cdot 80 + 150}} = 9,67$
Тормозной путь поезда на спуске 10 ‰, м	$S_m(80) = S_{\delta} + \frac{t_{II} \cdot V_0}{3,6} = 848,9 + \frac{9,67 \cdot 80}{3,6} = 1063,8$
<b>Скорость 90 км/ч</b>	
Действительный тормозной путь при скорости 90 км/ч, м	$S_{\delta} = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 110,85 \cdot 0,1401^{-1,1655} = 1095,3$
Подготовительное время, с	$t_{II} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \varphi_{сп}} =$ $= 7 - \frac{10 \cdot (-10)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{90 + 150}{2 \cdot 90 + 150}} = 9,73$
Тормозной путь поезда на спуске 6 ‰, м	$S_m(90) = S_{\delta} + \frac{t_{II} \cdot V_0}{3,6} = 967,79 + \frac{8,635 \cdot 90}{3,6} = 1338,5$

Таблица 7.12 - Допустимые значения тормозных путей на нормированных спусках [2]

Руководящий спуск и максимально допустимая скорость движения поездов на перегоне	Расстояние, м		Расчетные тормозные пути, м
	А	Б	
1	2	3	4
На перегонах, где имеются руководящие спуски менее 6 ‰, при скорости движения грузовых поездов - не больше 80 км/ч	800	1000	942,9
Грузовых поездов - от 80 км/ч до 90 км/ч	1100	1300	1158,7
Грузовых поездов - от 90 км/ч, до 100 км/ч	1400	1600	1453,6
На перегонах, где есть руководящие спуски от 6 ‰ и круче, до 10 ‰, при скорости движения:			
грузовых поездов - не более 80 км/ч	1000	1200	1063,8

Конец таблицы 7.12

1	2	3	4
Грузовых поездов - более 80 км/ч, до 90 км/ч	1300	1500	1338,5
"А" - расстояние от сигнальных знаков "Начало опасного места" и "Конец опасного места" до сигналов уменьшения скорости; "Б" - расстояние от временных красных сигналов и от места внезапного препятствия, которое возникло, до первой петарды.			

В результате расчетных исследований было установлено, что тормозная система грузового вагона с осевой нагрузкой на ось 245 кН (25 тс) и передаточным отношением 6,1 удовлетворяет нормативным требованиям.

## РАЗДЕЛ 8

### ТОРМОЗНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГРУЗОВОГО ВАГОНА С ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ 245 кН/ОСЬ (25 тс/ОСЬ)

Повышение провозной способности железных дорог обуславливает необходимость повышения осевой нагрузки грузовых вагонов до 245-294 кН/ось (25-30 тс/ось). При этом актуальное значение приобретают вопросы безопасности движения поездов, составной частью которой является тормозная эффективность вагона.

Отсутствие опыта эксплуатации грузовых вагонов с повышенной осевой нагрузкой до 245 кН/ось (25 тс/ось) требует тщательного анализа и оценки их тормозных характеристик.

В настоящее время в Украине разработана тележка с осевой нагрузкой 245 кН/ось (25 тс/ось) модели 18 – 4129, которая прошла полный цикл как динамико-прочностных, так и тормозных экспериментальных исследований (рис 8.1).

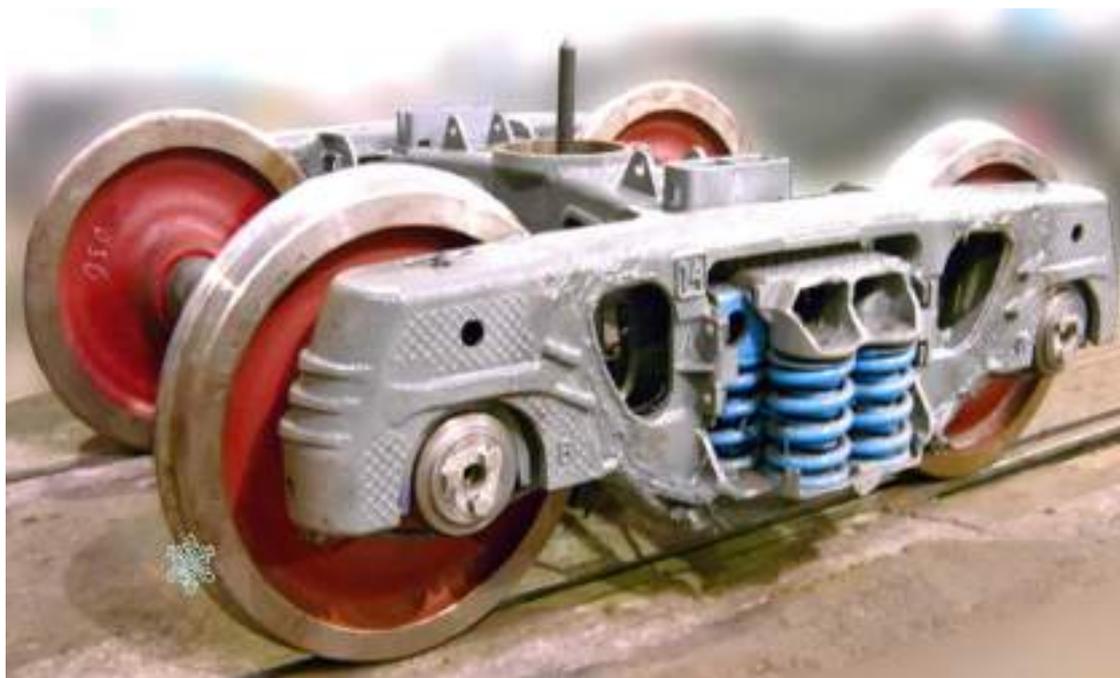


Рисунок 8.1 – Тележка модели 18-4108

Тележка модели 18-4129 разработана ООО «София Инвест». Как и другие тележки общесетевого назначения, она имеет «трехэлементное» устройство:

- 1 Элемент 1 — колесная пара с усиленными элементами (в частности, размеры шейки  $\Phi$  150 мм,  $l_{ш} = 200$  мм), оборудованная кассетными подшипниками TBU 150x250x160.
- 2 Элемент 2 — боковые рамы тележки. Они принципиально отличаются от типовых боковых рам устройством надбуксовых частей и приспособленностью к постановке «диагональных связей Шеффилда». В объёмных надбуксовых частях боковин размещаются шевронные рессоры, обеспечивающие снижение сил динамического воздействия тележки на путь. Диагональные связи состоят из четырех стальных тяг и центральной пластины, их соединяющей. Все указанные детали имеют резьбовые крепления для удерживания их в затянутом состоянии. Диагональные связи Шеффилда уменьшают забегание боковых рам, что способствует уменьшению угла набегания колес на рельсы и, следовательно, — интенсивность износов гребней колесных пар. Существенное снижение износов наблюдается, если в диагональных связях отсутствуют зазоры. В проемах боковых рам установлены 7 - пружинные комплекты центрального рессорного подвешивания с клиновыми гасителями:
- 3 Элемент 3 — литая надрессорная балка с усиленными сечениями, плоским подпятником  $\Phi$  300 мм и упруго - катковыми скользунами.

Эффективность тормозной системы оценивалась на примере полувагона модели 12-9745-01 (табл. 8.1) с тележками модели 18 – 4129 на композиционных колодках.

Таблица 8.1 - Основные показатели полувагона модели 12 – 9745-01

Наименование показателя, единица измерения	Значение показателя
Масса тары, т	24,90
Грузоподъемность, кН (тс)	735,5 (75)
Максимальная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН (тс)	245 (25)

Тормозная система вагона включала пневматический автоматический тормоз и стояночный тормоз. Особенностью тормозной системы является индивидуальный привод на каждую тележку (рис. 8.2) с передаточным числом рычажной передачи - 6,2.

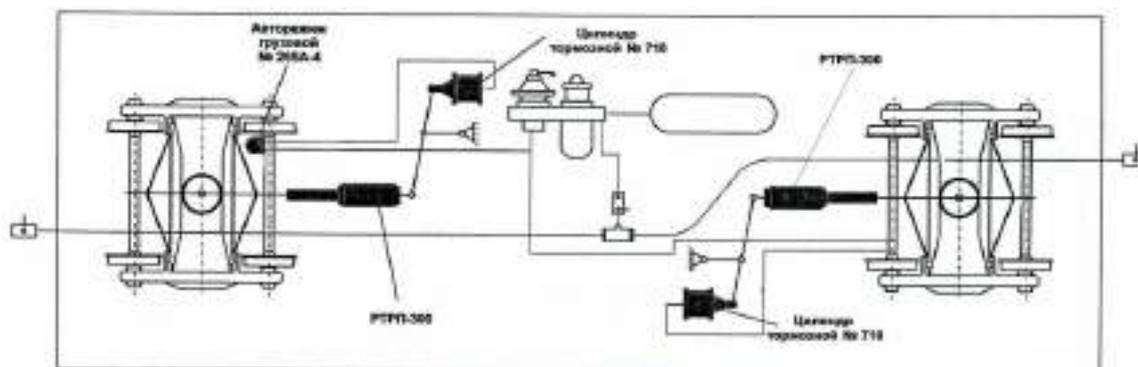


Рисунок 8.2 - Тормозная система грузового вагона с осевой нагрузкой 245 кН/ось (25 тс/ось)

Пневматическая часть тормоза состояла из воздухораспределителя 483М, двух тормозных цилиндров диаметром 10", авторежим 265А-4, запасного резервуара Р7-78, концевых кранов 4304 и соединительных рукавов Р-17Б.

Для регулирования рычажной передачи в процессе износа тормозных колодок используются два авторегулятора РТРП-300, установленных на каждой тележке.

Исследования тормозной системы состояли из двух этапов: на первом выполнялись расчетные исследования, на втором - определялись тормозные характеристики в стационарных условиях (стационарные испытания) и в процессе ходовых тормозных испытаний.

## 8.1 РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Расчетные исследования состояли в определении тормозного коэффициента по методике [1], [2], [3] и тормозных путей грузового поезда на площадке и нормированных спусках с применением универсальных формул таблиц 7.1, 7.3 и 7.4 главы 7. Исходные данные для выполнения расчета показаны в таблице 8.2, а расчет тормозного коэффициента – в табл. 8.3.

Таблица 8.2 - Параметры вагона и тормозной системы

Модель вагона 12-9745-01 (полувагон)	1 тел.	2 тел.
1	2	3
<b>Параметры вагона</b>		
Сила тяжести вагона, кН (тс)	122 (12,45)	122 (12,45)
Сила тяжести груза, кН (тс)	368 (37,50)	368 (37,50)
Число тормозных колодок	4	4
<b>Параметры тормозного цилиндра</b>		
Диаметр поршня, см	25,400	25,400
Жесткость пружины, кгс/см	2,400	2,400
Усилие предварительного сжатия пружины, кгс	80,000	80,000
КПД тормозного цилиндра	0,960	0,960

Конец таблицы 8.2

1	2	3
давление в тормозном цилиндре, кПа ( кгс/см <sup>2</sup> )		
груженный	294 (3,00)	294 (3,00)
порожний	127 (1,30)	127 (1,30)
Передаточное отношение рычажной передачи	6,200	6,200
Выход штока тормозного цилиндра, см		
груженный	5,000	5,000
порожний	5,000	5,000
<b>Параметры авторегулятора</b>		
Усилие предварительного сжатия, кгс	80,000	80,000
Жесткость пружины, кгс/см	20,000	20,000
Величина сжатия при торможении, см	0,900	0,900
Передаточное отношение (композиция)	0,460	0,460
<b>КПД рычажной передачи</b>	0,950	0,950

Таблица 8.3 - Расчет тормозного коэффициента

Наименование параметров	Порожний	Груженный
Первая тележка		
Усилие сжатия отпускной пружины ТЦ, кгс	92,000	92,000
Усилие пружины авторегулятора, кгс	45,080	45,080
Действительная сила нажатия на колодку, кН (тс)	7,15 (0,729)	19,09 (1,947)
Расчетная сила нажатия на колодку, кН (тс)	7,89 (0,805)	18,40 (1,876)
Расчетный тормозной коэффициент	0,259	0,150
Вторая тележка		
Усилие сжатия отпускной пружины ТЦ, кгс	92,000	92,000
Усилие пружины авторегулятора, кгс	45,080	45,080
Действительная сила нажатия на колодку, кН (тс)	7,15 (0,729)	19,09 (1,947)
Расчетная сила нажатия на колодку, кН (тс)	7,89 (0,805)	18,40 (1,876)
Расчетный тормозной коэффициент	0,259	0,150
В целом для вагона	0,259	0,150

Расчетный тормозной коэффициент в пересчете на чугунные колодки определялся в соответствии с таблицей 7.5 раздела 7, результаты пересчета приведены в таблице 8.4.

Таблица 8.4 - Расчетные тормозные коэффициенты композиционных колодок в пересчете на чугунные

V, км/ч	Груженный вагон		Порожний вагон	
	Расчетный тормозной коэффициент	В пересчете на чугунные колодки	Расчетный тормозной коэффициент	В пересчете на чугунные колодки
1	2	3	4	5
20	0,150	0,271	0,259	0,468
30	0,150	0,296	0,259	0,512
40	0,150	0,317	0,259	0,548
50	0,150	0,335	0,259	0,579
60	0,150	0,349	0,259	0,604
70	0,150	0,362	0,259	0,626
80	0,150	0,373	0,259	0,646
90	0,150	0,382	0,259	0,662
100	0,150	0,390	0,259	0,677
110	0,150	0,397	0,259	0,690

Конец таблицы 8.4

1	2	3	4	5
120	0,150	0,404	0,259	0,701
130	0,150	0,409	0,259	0,712
140	0,150	0,414	0,259	0,721

Действительные тормозные пути грузового поезда определялись по универсальным формулам таблиц 7.1, 7.3 и 7.4 раздела 7, окончательные значения с учетом подготовительного пути приведены в табл. 8.5.

Таблица 8.5 - Тормозные пути грузового поезда из 200 осей

V, км/ч	$\delta_p$	Действительные тормозные пути, м			Тормозные пути грузового поезда (50 вагонов), м		
		Площадка	Спуск 6 ‰	Спуск 10 ‰	Площадка	Спуск 6 ‰	Спуск 10 ‰
Грузженный вагон							
20	0,15	32,8	37,3	41,1	71,6	83,1	91,5
30	0,150	76,0	86,9	96,1	134,3	156,0	172,5
40	0,150	138,8	159,2	176,8	216,5	251,9	279,5
50	0,150	222,0	255,7	284,8	319,2	372,2	414,2
60	0,150	326,4	377,1	421,4	443,1	517,6	577,7
70	0,150	452,6	524,5	587,5	588,7	689,1	771,1
80	0,150	601,0	698,3	784,1	756,6	887,1	995,1
90	0,150	771,9	899,0	1011,5	946,9	1112,1	1250,2
100	0,150	965,4	1126,7	1270,3	1159,8	1364,4	1536,8
110	0,150	1181,6	1381,8	1560,5	1395,5	1644,0	1854,9
120	0,150	1420,6	1664,1	1882,2	1654,0	1950,9	2204,7
130	0,150	1682,3	1973,5	2235,2	1935,1	2285,0	2585,9
140	0,150	1966,4	2309,8	2619,1	2238,6	2646,1	2998,1
Порожный вагон							
20	0,259	19,1	20,7	22,0	58,0	62,0	64,6
30	0,259	44,3	48,2	51,3	102,7	108,9	113,1
40	0,259	81,0	88,3	94,1	158,8	167,4	173,2
50	0,259	129,7	141,7	151,3	226,9	238,1	245,5
60	0,259	190,8	209,0	223,6	307,5	321,3	330,5
70	0,259	264,8	290,6	311,3	400,9	417,4	428,4
80	0,259	352,0	386,9	415,1	507,6	526,8	539,7
90	0,259	452,5	498,2	535,2	627,5	649,7	664,4
100	0,259	566,7	624,7	671,9	761,1	786,1	802,8
110	0,259	694,5	766,6	825,4	908,4	936,3	955,0
120	0,259	836,0	923,9	995,7	1069,4	1100,3	1121,0
130	0,259	991,4	1096,7	1183,0	1244,2	1278,2	1300,9
140	0,259	1120,6	1285,0	1387,2	1432,8	1469,9	1494,6

По результатам расчетных исследований тормозной эффективности грузового вагона с осевой нагрузкой 245 кН (25 тс) установлено:

- 1 Тормозные коэффициенты композиционных колодок превышают минимально допустимые значения 0,14 и 0,22 как для груженого, так и для порожнего вагонов;
- 2 Тормозные коэффициенты в пересчете на чугунные колодки удовлетворяют требованиям по единому тормозному нажатию на 100 тс веса поезда;
- 3 Тормозные пути на нормированных спусках (табл. 8.6) удовлетворяют требованиям инструкции [30].

Таблица 8.6 - Тормозные пути грузового поезда на нормированных спусках

Руководящий спуск и максимально допустимая скорость движения поездов на перегоне	Расстояние, м		Тормозные пути грузового поезда, полученные в результате эксперимента, м
	А	Б	
На перегонах, где имеются руководящие спуски менее 6‰, при скорости движения грузовых поездов - не более 80 км/ч	800	1000	689,1
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1100	1300	887,1
грузовых поездов - более 90 км/ч, но не более 100 км/ч	1400	1600	1112,1
На перегонах, где есть руководящие спуски 6‰ и круче, но не более 10‰, при скорости движения:			
грузовых поездов - не более 80 км/ч	1000	1200	995,1
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1300	1500	1250,2
"А" - расстояние от сигнальных знаков "Начало опасного места" и "Конец опасного места" до сигналов уменьшения скорости; "Б" - расстояние от временных красных сигналов и от места внезапного препятствия, которое возникло, до первой петарды			

## 8.2 СТАЦИОНАРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНА

В процессе стационарных испытаний оценивались параметры тормозной системы на соответствие требованиям [1, 2]: плотность тормозных приборов и соединительных трубопроводов, выходы штока тормозных цилиндров, давления в тормозных цилиндрах при экстренном торможении порожнего и груженого вагонов, работоспособность авторегуляторов (табл. 8.7), а также силы нажатия колодок на колеса при полномерных (табл. 8.8) и изношенных (табл. 8.9) колодках. На рисунках 8.3-8.6 представлены диаграммы распределения сил нажатия по колодкам.

Таблица 8.7 - Измеренные параметры тормозного процесса при экстренном пневматическом торможении

Наименование характеристика	№ измерения	Режим торможения			
		Порожний режим		Груженный режим	
		Первая тележка	Вторая тележка	Первая тележка	Вторая тележка
1	2	3	4	5	6
<b>Вагон с полномерными колодками</b>					
Давление в ТЦ, кПа	1	130	130	300	310
	2	130	130	300	310
	3	130	130	300	310
Средняя величина		130	130	300	310
Выход штока, мм	1	35,00	35,00	48,00	46,00
	2	36,00	35,00	48,00	45,00
	3	37,00	35,00	48,00	45,00
Средняя величина		36,00	35,00	48,00	45,33
"а" в отпущенном состоянии, мм	1	272,00	285	272,00	260
	2	272,00	285	272,00	260
	3	272,00	285	272,00	260
Средняя величина		272,00	285,00	272,00	260,00
"А" в отпущенном состоянии, мм	1	15,00	18,00	15,00	15,00
	2	15,00	18,00	15,00	15,00
Средняя величина		15,00	18,00	15,00	15,00

Конец таблицы 8.7

1	2	3	4	5	6
<b>Вагон с изношенными колодками</b>					
Давление в ТЦ, кПа	1	130	130	300	310
	2	130	130	300	300
	3	130	130	300	310
Средняя величина		<b>130</b>	<b>130</b>	<b>300</b>	<b>306,6</b>
Выход штока, мм	1	26,00	31,00	42,00	40,00
	2	36,00	26,00	32,00	42,00
	3	26,00	32,00	42,00	42,00
	4	33,00	34,00	50,00	48,00
	5	33,00	35,00	48,00	48,00
	6	33,00	35,00	49,00	48,00
Средняя величина		<b>29,50</b>	<b>33,17</b>	<b>45,50</b>	<b>44,67</b>
"а" в отпущенном состоянии, мм	1	60,00	60,00	55,00	55,00
	2	60,00	60,00	55,00	55,00
	3	60,00	60,00	55,00	55,00
Средняя величина		<b>60,00</b>	<b>60,00</b>	<b>55,00</b>	<b>55,00</b>
"А" в отпущенном состоянии, мм	1	15,00	15,00	15,00	15,00
	2	15,00	15,00	15,00	15,00
	3	15,00	15,00	15,00	15,00
Средняя величина		<b>15,00</b>	<b>15,00</b>	<b>15,00</b>	<b>15,00</b>

Таблица 8.8 - Силы нажатия (кН) полномерных колодок на колеса при экстренном пневматическом торможении

№ колодки	№ датчика	№ измерения	Порожний режим		Груженный режим	
			Первая тележка	Вторая тележка	Первая тележка	Вторая тележка
1	№ 406	1	9,0	8,1	20,2	20,5
		2	8,8	8,1	20,3	20,4
		3	8,9	8,1	20,3	20,4
2	№ 512	1	8,5	7,7	17,5	20,5
		2	8,9	7,6	17,7	20,5
		3	9,0	7,6	17,7	20,5
3	№ 798	1	8,9	9,4	20,7	22,3
		2	8,9	9,4	20,8	22,2
		3	8,9	9,2	20,9	22,1
4	№ 815	1	8,8	8,4	20,6	20,9
		2	8,9	8,4	20,7	21,0
		3	9,0	8,4	20,7	20,9
Суммарная сила нажатия колодок на колеса одной тележки, кН			35,5	33,5	90,0	81,0

Таблица 8.9 - Силы нажатия (кН) изношенных колодок на колеса при экстренном пневматическом торможении

№ колодки	№ датчика	№ измерения	Порожний режим		Груженный режим	
			Усилие, кН		Усилие, кН	
			Первая тележка	Вторая тележка	Первая тележка	Вторая тележка
1	2	3	4	5	6	7
1	№ 406	1	8,2	7,9	20,1	20,1
		2	8,3	7,9	20,1	19,8
		3	8,2	8,0	19,9	19,8

Конец таблицы 8.9

1	2	3	4	5	6	7
2	№ 512	1	8,4	8,2	19,5	19,9
		2	8,7	8,1	19,7	19,9
		3	8,6	8,2	19,6	19,8
3	№ 798	1	8,7	8,7	20,8	22,0
		2	8,8	8,7	20,8	21,7
		3	8,7	8,8	20,7	21,7
4	№ 815	1	8,7	8,7	19,6	20,2
		2	8,8	8,6	19,8	20,1
		3	8,8	8,6	19,8	20,0
Суммарная сила нажатия колодок на колеса одной тележки, кН			34,4	33,5	80,1	81,7

По результатам стационарных испытаний было установлено (табл. 8.10), что тормозные коэффициенты для порожнего и груженого вагонов составили: для первой тележки (тележка со стороны ручного тормоза) соответственно при полномерных (изношенных) колодках 0,309 (0,300) и 0,153 (0,154), для второй – 0,293 (0,293) и 0,160 (0,156). Для вагона в целом тормозные коэффициенты составили 0,301 (0,296) и 0,156 (0,155) и превышают минимально допустимые значения 0,22 и 0,14 [1].

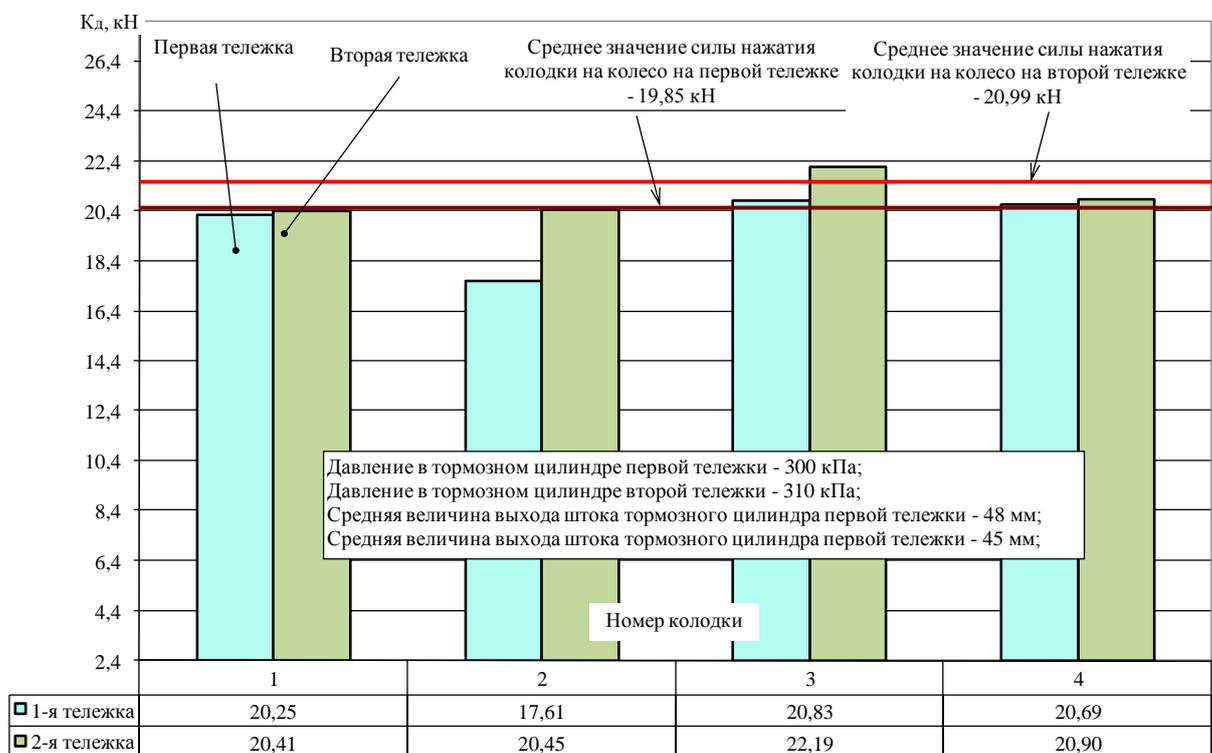


Рисунок 8.3 – Распределение сил нажатия колодок на колеса для груженого вагона при полномерных колодках

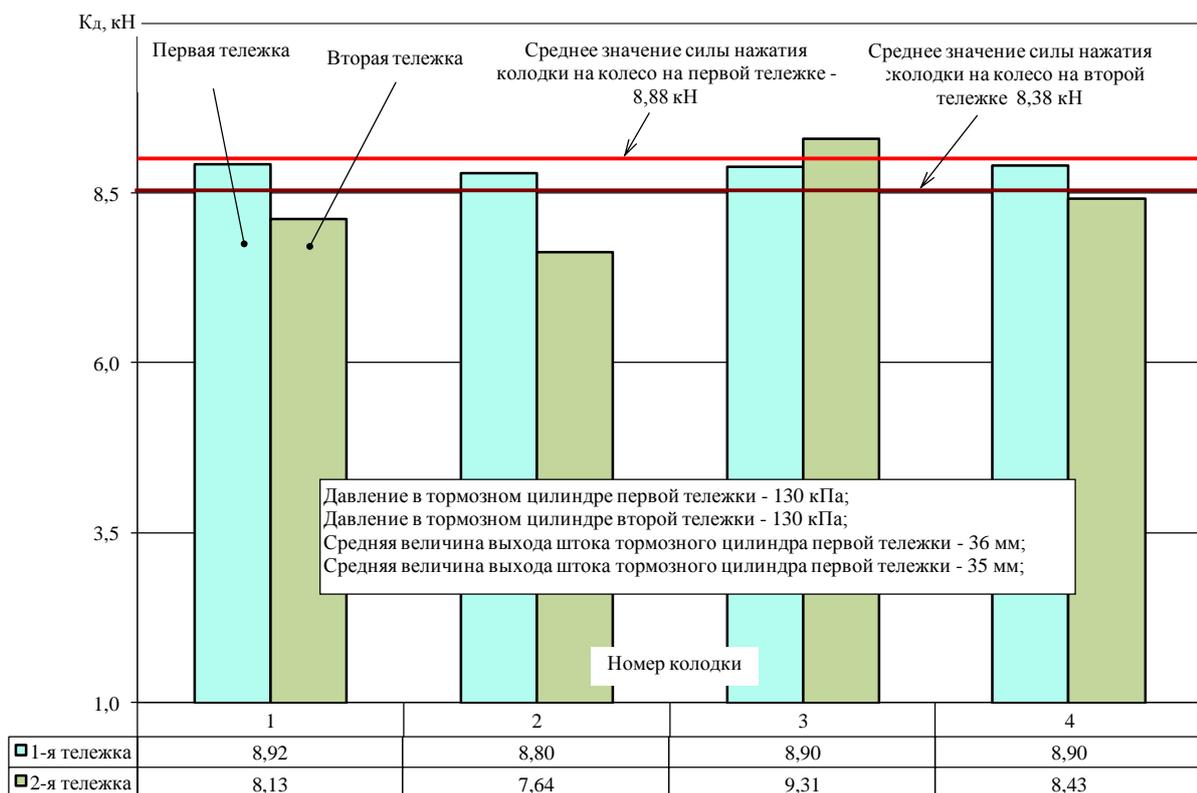


Рисунок 8.4 – Распределение сил нажатия колодок на колеса для порожнего вагона при полномерных колодках

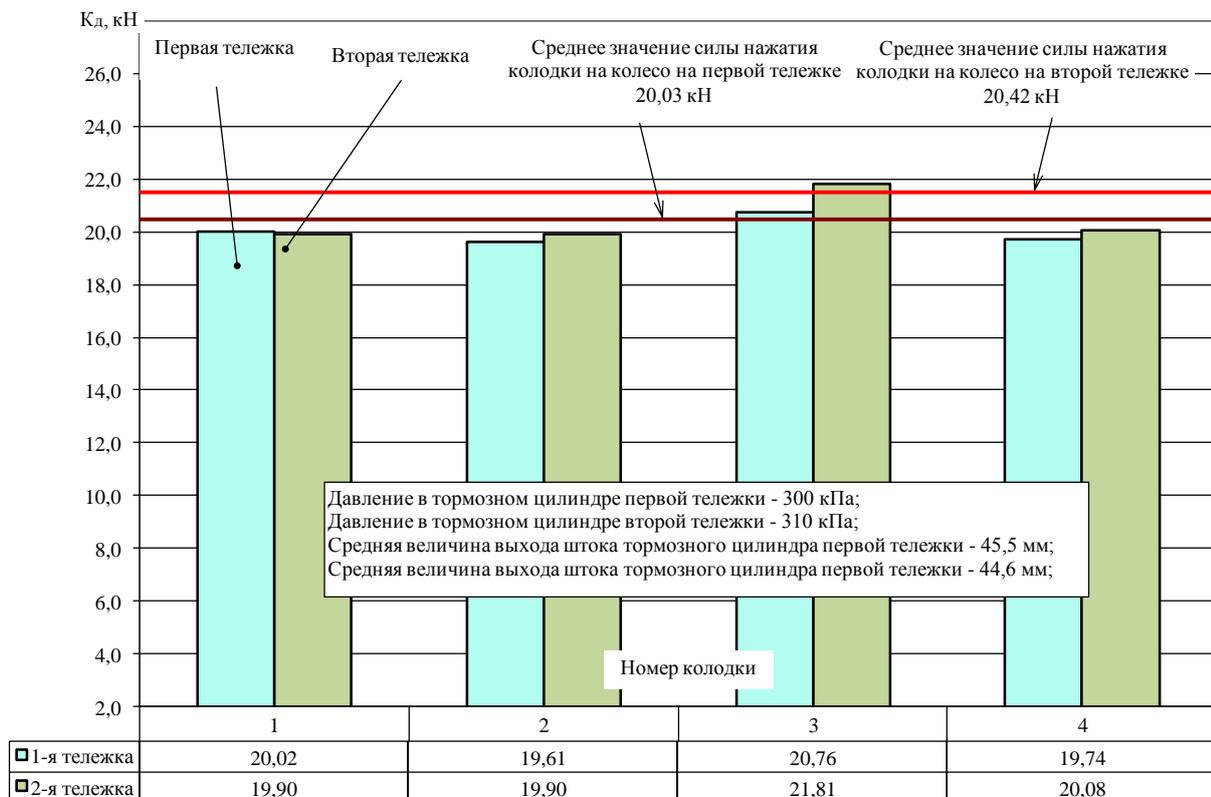


Рисунок 8.5 – Распределение сил нажатия колодок на колеса для груженого вагона при изношенных колодках

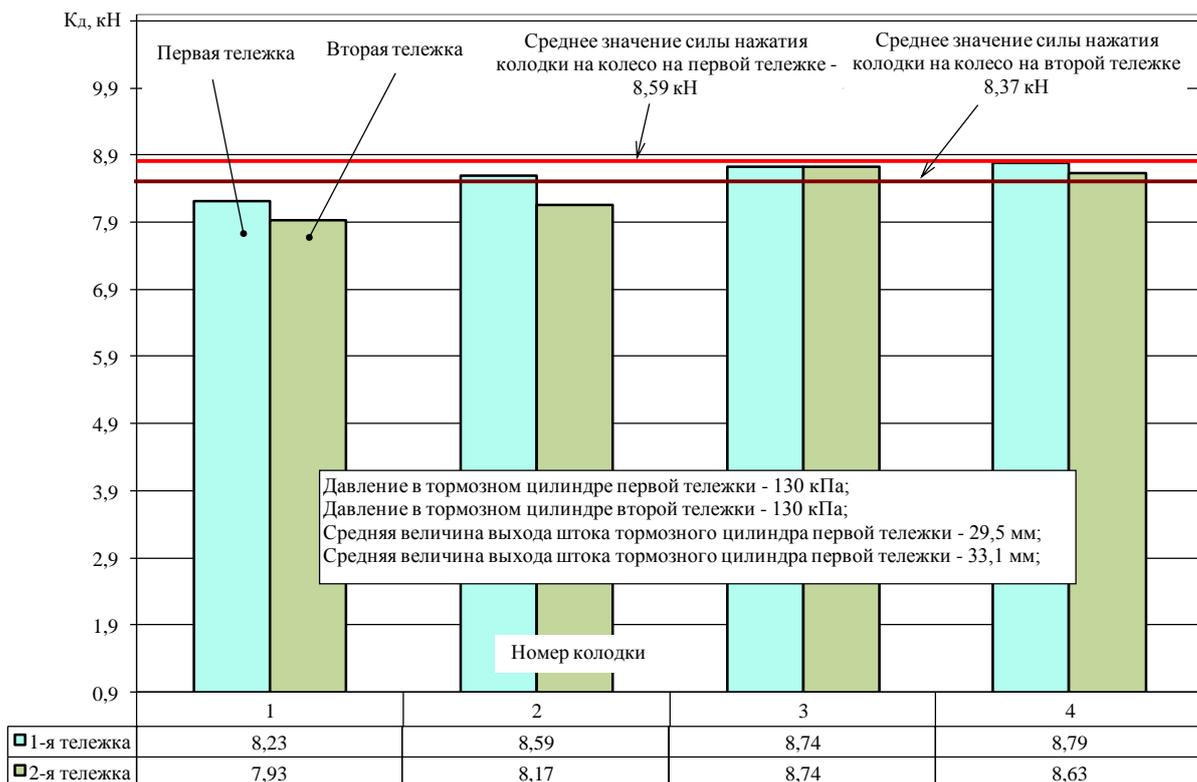


Рисунок 8.6 – Распределение сил нажатия колодок на колеса для порожнего вагона при изношенных колодках

Таблица 8.10 - Значения тормозных коэффициентов, полученных в результате стационарных тормозных коэффициентов

<i>Полномерные колодки</i>		
Наименование параметра	Порожний	Груженный
Первая тележка		
Действительная сила по эксперименту, кН	8,88	19,85
Расчетная сила нажатия на колодку, кН	9,61	19,05
Расчетный тормозной коэффициент	0,309	0,153
вторая тележка		
Действительная сила по эксперименту, кН	8,38	20,99
Расчетная сила нажатия на колодку, кН	9,12	19,93
Расчетный тормозной коэффициент	0,293	0,160
Среднее значение тормозного коэффициента для вагона в целом	<b>0,3009</b>	<b>0,1561</b>
<i>Изношенные колодки</i>		
Первая тележка		
Действительная сила по эксперименту	8,59	20,03
Расчетная сила нажатия на колодку	9,33	19,19
Расчетный тормозной коэффициент	0,300	0,154
Вторая тележка		
Действительная сила по эксперименту	8,37	20,42
Расчетная сила нажатия на колодку	9,11	19,50
Расчетный тормозной коэффициент	0,293	0,156
Среднее значение тормозного коэффициента для вагона в целом	<b>0,2962</b>	<b>0,1549</b>

Анализ результатов стационарных испытаний свидетельствует, что давления в тормозных цилиндрах тележек, а также выходы штоков и силы нажатия распределяются неравномерно, что обуславливает различные значения расчетных тормозных коэффициентов по тележкам.

### 8.3 ХОДОВЫЕ ТОРМОЗНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ВАГОНА

Ходовые тормозные испытания проводились методом «бросания» (см. главу 6), после каждого опыта (бросания) фиксировались конечные значения давлений в тормозных цилиндрах и величины выхода штока.

Фактические весовые характеристик для порожнего (тара) и груженого (вес груза с тарой) вагонов составляли соответственно 242 кН (24,7 тс) и 977 кН (99,6 тс). Тормозные коэффициенты определялись по величинам тормозных путей, измеренных в процессе испытаний в принятом диапазоне скоростей в начале торможения.

#### 8.3.1 Исследования тормозной эффективности вагона в груженом состоянии

Результаты параметров тормозной системы полученных при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 8.11, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 8.7. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов представлены на рисунке 8.8.

Таблица 8.11 - Параметры процесса торможения вагона, измеренные при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Тележка со стороны ручного тормоза		Тележка с противоположной стороны		Давление в ЗР, кПа
		Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм	Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм	
1	2	3	4	5	6	7
45,47	120,13	330	48	330	46	460
43,71	157,16	330	48	330	46	440
61,96	280,22	330	48	335	46	450
42,17	146,78	335	50	335	46	440
63,22	293,56	335	49	330	47	440
83,54	553,03	330	46	330	44	460
62,21	296,53	330	47	335	44	450
80,86	498,17	335	48	320	45	440
115,66	1346,25	335	48	330	50	440
102,57	895,52	330	44	320	48	430
37,40	121,58	330	46	330	49	440
78,29	493,72	330	47	325	45	440
115,36	1184,64	330	49	330	50	430
121,19	1258,77	330	48	335	49	420
102,64	836,21	330	46	325	48	420
98,08	851,04	330	49	325	48	430
Среднее значение		331	47,56	329	46,94	439

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 1 % (табл. 8.12). Динамика изменения параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 8.13, итоговые результаты параметров тормозного процесса одиночного вагона - в таблице 8.14.

При определении тормозного пути грузового поезда использовалась таблица нарастания тормозной силы от начала торможения до установившегося значения в последнем вагоне. На рис. 8.9 показана диаграмма изменения тормозной силы для 50 вагонов (200 осей) с длиной по осям сцепления 14 м и скоростью распространения тормозной волны 250 м. Величины тормозных путей грузового поезда на площадке и нормированных спусках приведены в таблице 8.15.

Основным критерием тормозной эффективности вагона являются тормозные пути при минимальном давлении 294 кПа (3,0 кгс/см<sup>2</sup>) в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока (50 мм). Расчет показал, что при этих условиях расчетный тормозной коэффициент составляет 0,15. Для определения тормозных путей грузового поезда экспериментальные значения расчетных тормозных коэффициентов понижаются на величину отношения тормозных коэффициентов при минимальном давлении к экспериментальному значению, полученному в результате ходовых тормозных испытаний для скорости 120 км/ч (0,1991).

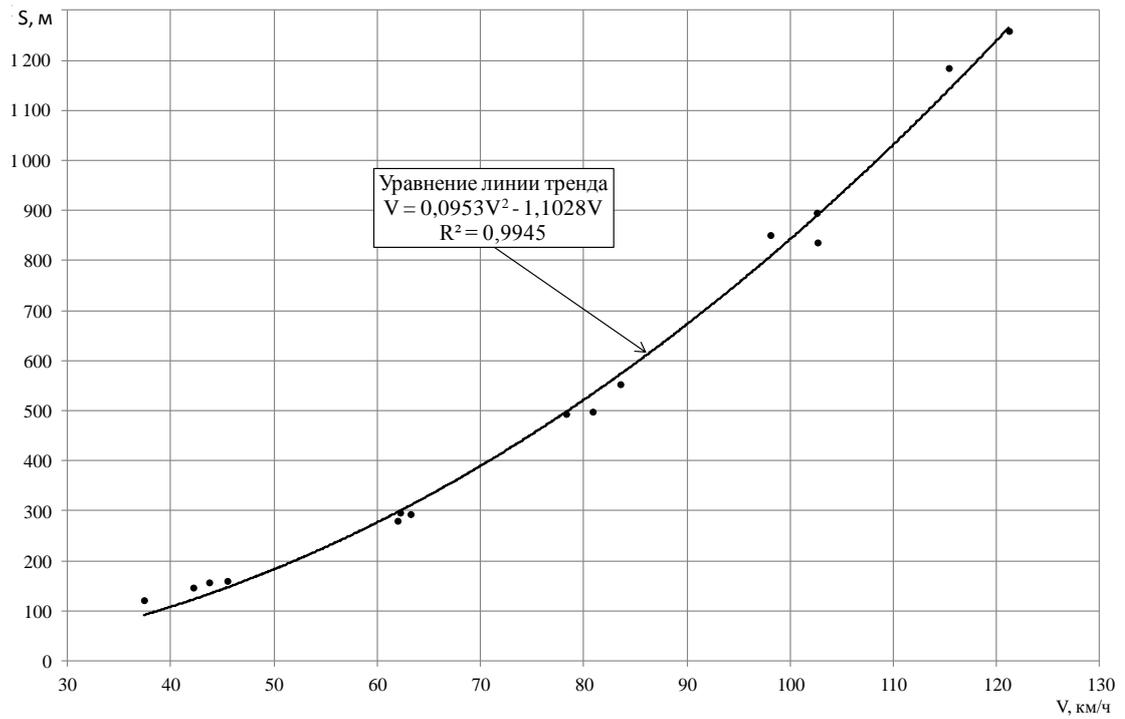


Рисунок 8.7 – Уравнение линии тренда тормозного пути

Начальная скорость V, км/ч	Тормозной путь S, м	Коэф. Пути, м	$\sigma(V)$	$\sigma(S)$	$k_{расч}(V)$	
40,47	165,15	40	344,5	188,4593	-1,3504	0,3448
45,71	187,18	45	381,2	444,0481	-1,2117	0,2803
49,94	205,72	49	276,8	488,0761	-1,2511	0,2484
42,17	146,78	50	309,9	342,1077	-1,3078	0,2181
47,21	201,48	55	511,2	402,0148	-1,2719	0,2189
48,81	203,05	60	671,8	718,0086	-1,2488	0,2113
48,21	206,18	180	842,8	798,9278	-1,2182	0,2098
88,84	488,17	120	1811,8	330,2188	-1,2097	0,2028
102,87	681,82	120	1289,6	1081,9321	-1,5067	0,1991
35,80	121,18					
76,29	484,72					
115,85	1184,04					
123,89	1258,77					
182,64	316,21					
98,68	351,04					

Рисунок 8.8 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов

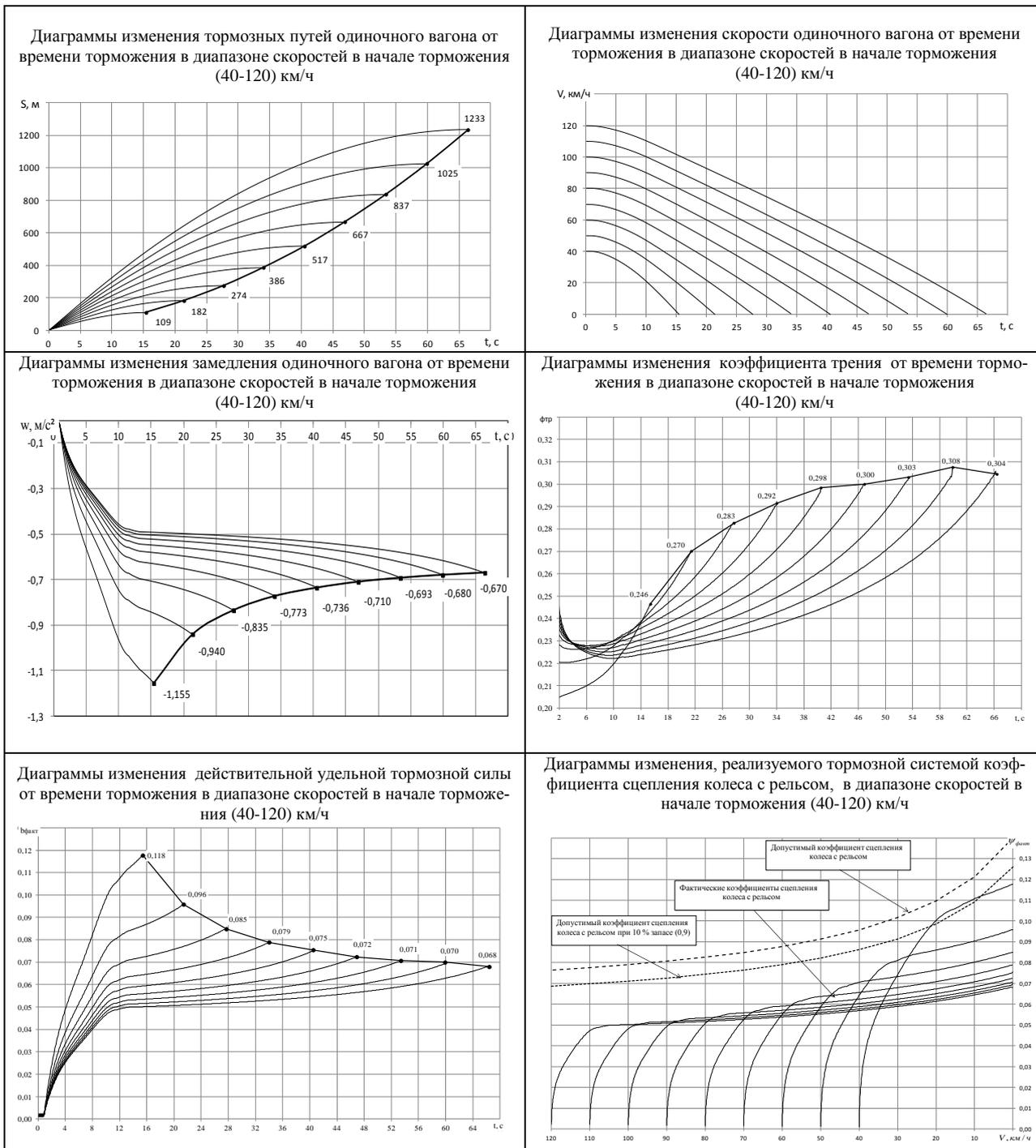
Таблица 8.12 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов грузового вагона в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в груженом состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
1	2	3	4	5
40	0,3448	108,3	108,9	0,51
50	0,2803	183,0	181,8	0,67

Конец таблицы 8.12

1	2	3	4	5
60	0,2484	276,8	274,1	0,97
70	0,2303	389,6	385,9	0,97
80	0,2189	521,5	516,9	0,89
90	0,2113	672,5	667,2	0,79
100	0,2059	842,5	836,7	0,68
110	0,2020	1031,5	1025,4	0,59
120	0,1991	1239,6	1233,3	0,51

Таблица 8.13- Диаграммы изменения параметров тормозного процесса



Конец таблицы 8.13

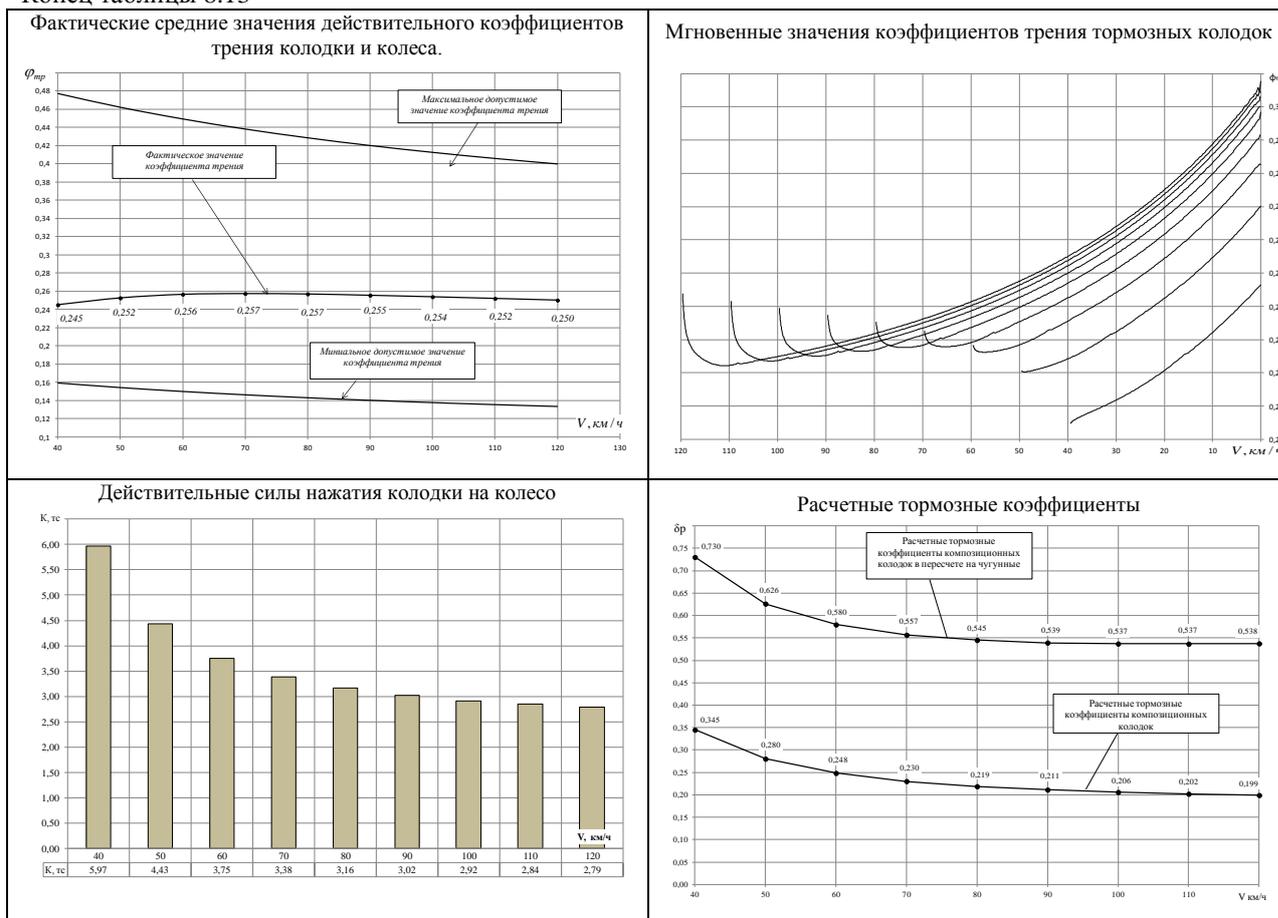


Таблица 8.14 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в грузе

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	15,40	108,3	0,3448	0,7301	-0,718	-1,155
50	21,40	183,0	0,2803	0,6262	-0,646	-0,940
60	27,70	276,8	0,2484	0,5796	-0,600	-0,835
70	34,00	389,6	0,2303	0,5566	-0,569	-0,773
80	40,50	521,5	0,2189	0,5450	-0,547	-0,736
90	46,90	672,5	0,2113	0,5393	-0,531	-0,710
100	53,40	842,5	0,2059	0,5371	-0,519	-0,693
110	59,90	1031,5	0,2020	0,5367	-0,509	-0,680
120	66,40	1239,6	0,1991	0,5375	-0,501	-0,670

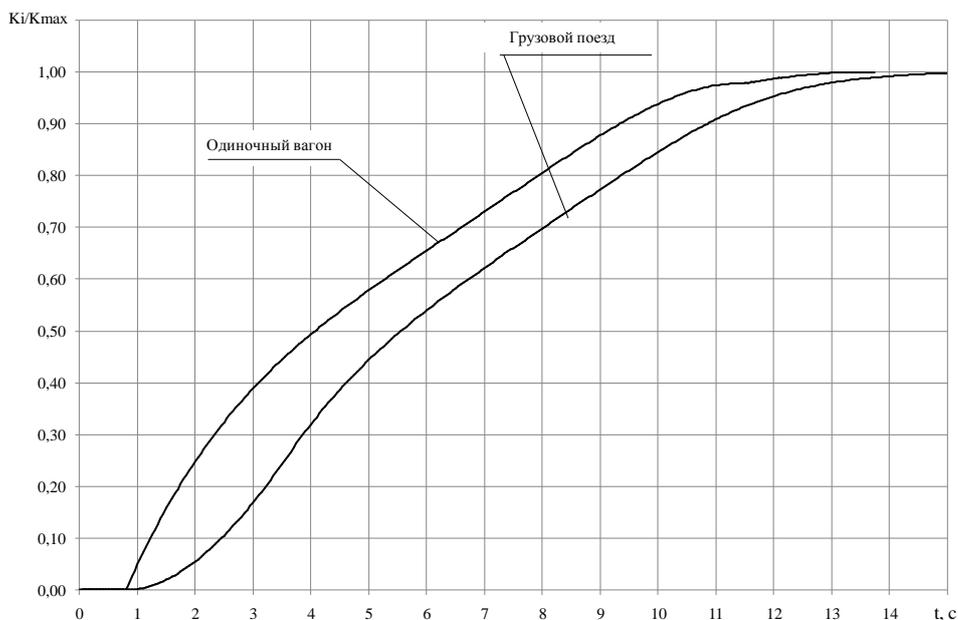


Рисунок 8.9 – Нарастание тормозной силы в процессе торможения

Таблица 8.15 - Тормозные пути поезда из 50 вагонов (200 осей) на площадке и нормированных спусках

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
1	2	3	4	5	6	7
40	18,10	116	19,20	126	19,90	134
50	24,10	202	25,90	220	27,30	235
60	30,40	304	33,00	335	35,00	358
70	36,80	425	40,20	470	42,90	505
80	43,20	564	47,60	627	51,00	677
90	49,70	723	54,90	807	59,10	874
100	56,10	900	62,30	1008	67,30	1095
110	62,60	1096	69,80	1231	75,50	1341
120	69,10	1312	77,20	1477	83,80	1612

Параметры тормозного процесса при указанных условиях представлены в таблицах 8.16 и 8.17, а сравнительные значения тормозных путей на нормированных спусках с нормативными – в таблице 8.18.

Тормозные пути (см. табл. 8.18) поезда на нормированных спусках 6 ‰ и 10 ‰ при экстренном пневматическом торможении для скоростей в начале торможения (80-100) км/ч меньше максимально допустимых значений, обусловленных инструкцией [30].

Таблица 8.16 - Результаты моделирования параметров тормозного процесса одиночного вагона при минимальном давлении в тормозном цилиндре 294 кПа (3,0 кгс/см<sup>2</sup>) и максимальном выходе штока (50 мм)

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	18,80	130	0,2598	0,5498	-0,587	-0,872
50	26,70	221	0,2111	0,4714	-0,516	-0,710
60	35,00	338	0,1872	0,4362	-0,474	-0,630
70	43,40	481	0,1735	0,4188	-0,446	-0,585

Конец таблицы 8.16

1	2	3	4	5	6	7
80	51,90	649	0,1649	0,4098	-0,427	-0,556
90	60,40	843	0,1592	0,4054	-0,413	-0,537
100	68,90	1061	0,1551	0,4036	-0,403	-0,524
110	77,40	1304	0,1522	0,4032	-0,394	-0,514
120	85,90	1572	0,1500	0,4036	-0,387	-0,507

Таблица 8.17 - Тормозные пути поезда из 50 вагонов на площадке и нормированных спусках при минимальном давлении в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
40	21,60	143	23,20	157	24,50	169
50	29,50	245	32,40	274	34,70	297
60	37,80	372	42,10	420	45,70	459
70	46,20	523	52,10	597	56,90	657
80	54,60	700	62,10	803	68,40	891
90	63,10	901	72,20	1040	80,00	1160
100	71,60	1126	82,40	1308	91,60	1465
110	80,10	1377	92,50	1605	103,30	1804
120	88,60	1651	102,70	1932	115,00	2179

Таблица 8.18. Допустимые значения тормозных путей на нормированных спусках [30]

Руководящий спуск и максимально допустимая скорость движения поездов на перегоне	Расстояние, м		Тормозные пути грузового поезда, полученные в результате ходовых испытаний, м	Тормозные пути грузового поезда при минимальном давлении в тормозном цилиндре, м
	А	Б		
1	2	3	4	5
На перегонах, где имеются руководящие спуски менее 6 ‰, при скорости движения грузовых поездов - не более 80 км/ч	800	1000	627	803
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1100	1300	807	1040
грузовых поездов - более 90 км/ч, но не более 100 км/ч	1400	1600	1008	1308
На перегонах, где есть руководящие спуски 6 ‰ и круче, но не более 10 ‰, при скорости движения:				
грузовых поездов - не более 80 км/ч	1000	1200	677	891
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1300	1500	874	1160
"А" - расстояние от сигнальных знаков "Начало опасного места" и "Конец опасного места" до сигналов уменьшения скорости; "Б" - расстояние от временных красных сигналов и от места внезапного препятствия, которое возникло, до первой петарды				

### 8.3.2 Исследования тормозной эффективности вагона в порожнем состоянии

Результаты измеренных параметров тормозной системы при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 8.19, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 8.10. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов, полученные методом компьютерного моделирования, приведены на рисунке 8.11.

Таблица 8.19 - Характеристики процессов торможения вагона, полученные при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Тележка со стороны ручного тормоза		Тележка с противоположной стороны		Давление в ЗР, кПа
		Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм	Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм	
1	2	3	4	5	6	7
41,06	112,68	160	35	150	36	430
62,06	216,47	160	36	150	36	420
76,25	298,01	160	36	150	36	410
111,20	581,20	160	37	150	36	400
95,31	449,24	160	37	150	36	400
39,83	106,75	160	36	150	36	420
59,31	204,61	160	37	150	36	410
80,87	339,53	160	37	150	36	360
116,03	664,23	160	37	150	37	380
95,31	480,38	160	38	150	37	380
39,83	99,34	160	37	150	35	430
55,60	176,44	160	35	150	35	435
76,25	289,12	160	35	150	35	400
111,20	544,13	160	37	150	36	410
98,84	459,62	160	36	150	36	400
116,03	610,85	160	37	150	37	410
106,75	514,48	160	37	150	36	380
Среднее значение		160	36,47	150	36,00	404

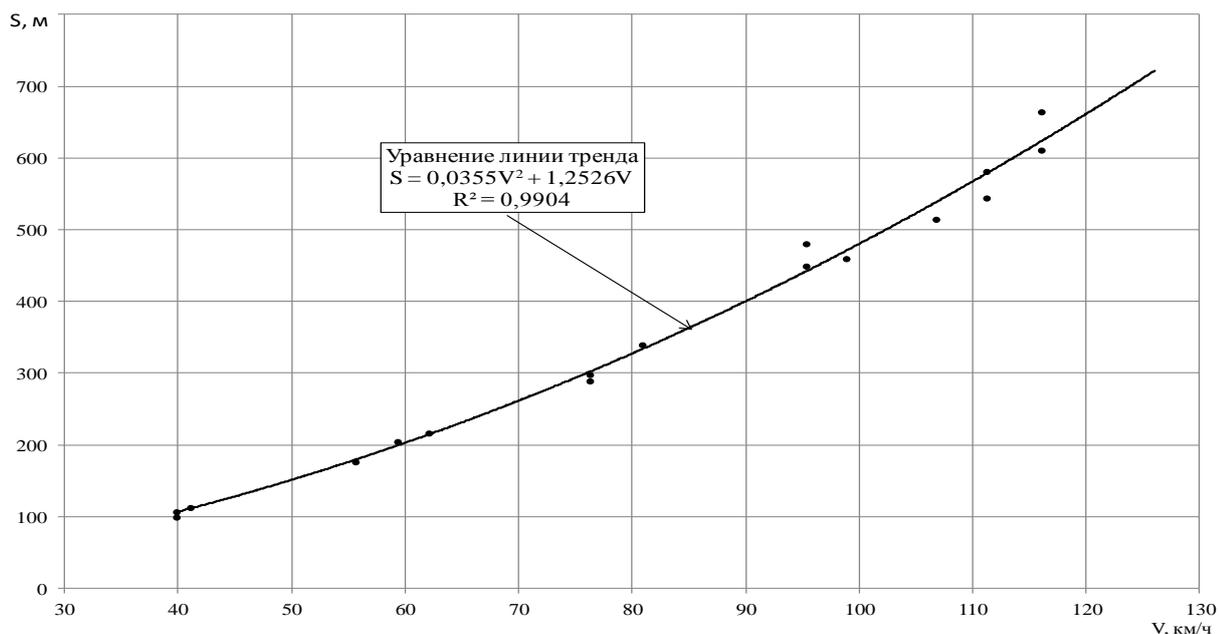


Рисунок 8.10 – Уравнение линии тренда тормозного пути

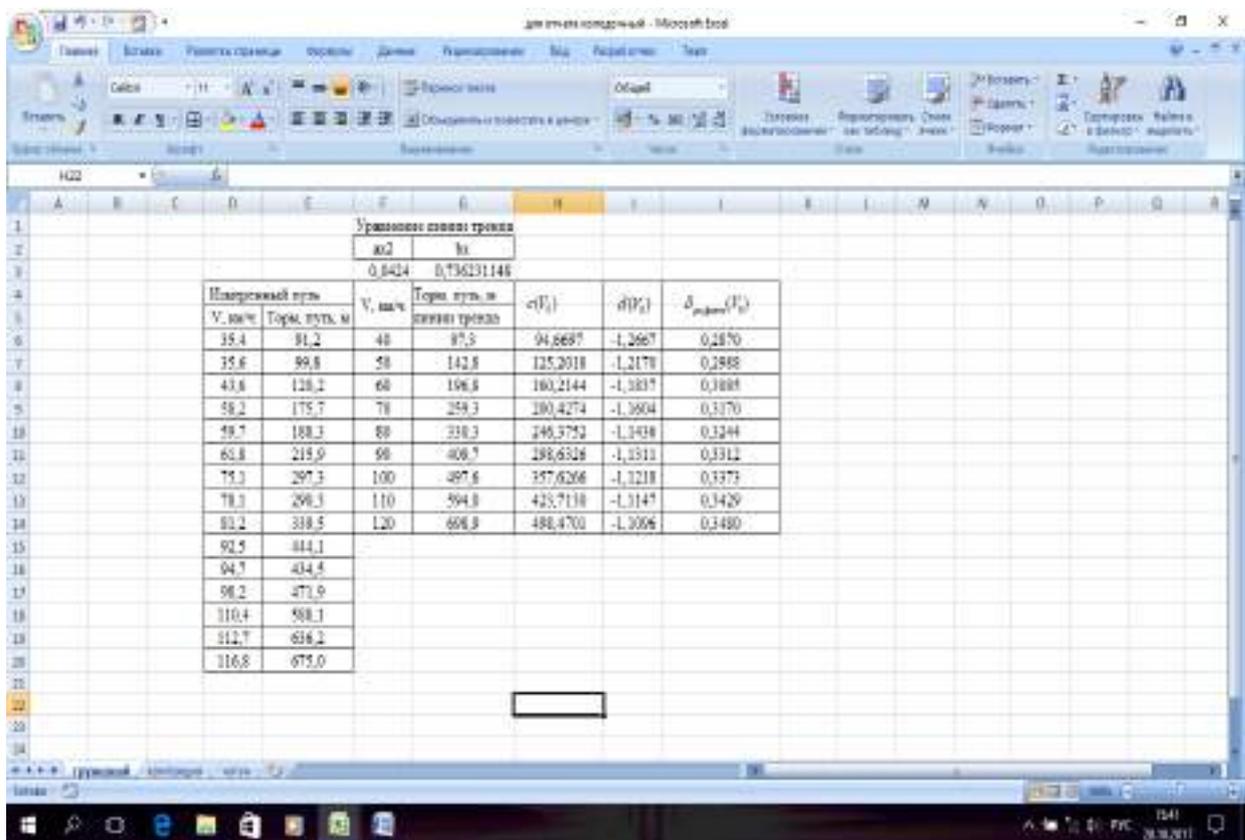


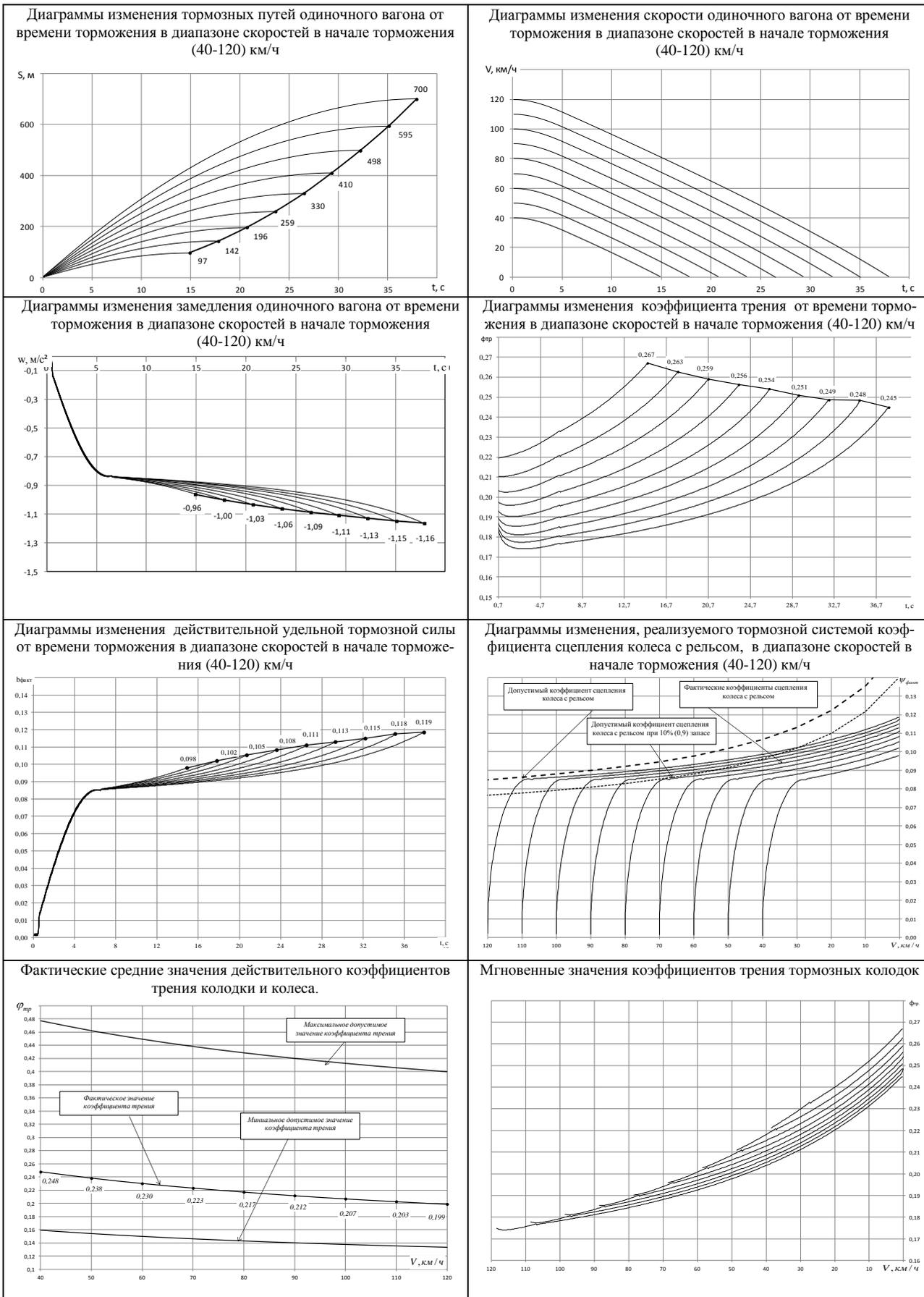
Рисунок 8.11 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 0,6 % (табл. 8.20). Динамика изменения параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 8.21, итоговые результаты исследования параметров тормозного процесса одиночного вагона - в таблице 8.22.

Таблица 8.20 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов вагона в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузе в состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,2870	97	97	0,52
50	0,2988	143	142	0,33
60	0,3085	197	196	0,19
70	0,3170	259	259	0,09
80	0,3244	330	330	0,02
90	0,3312	410	410	-0,03
100	0,3373	498	498	-0,07
110	0,3429	594	595	-0,09
120	0,3480	699	700	-0,10

Таблица 8.21 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса



Конец таблицы 8.21

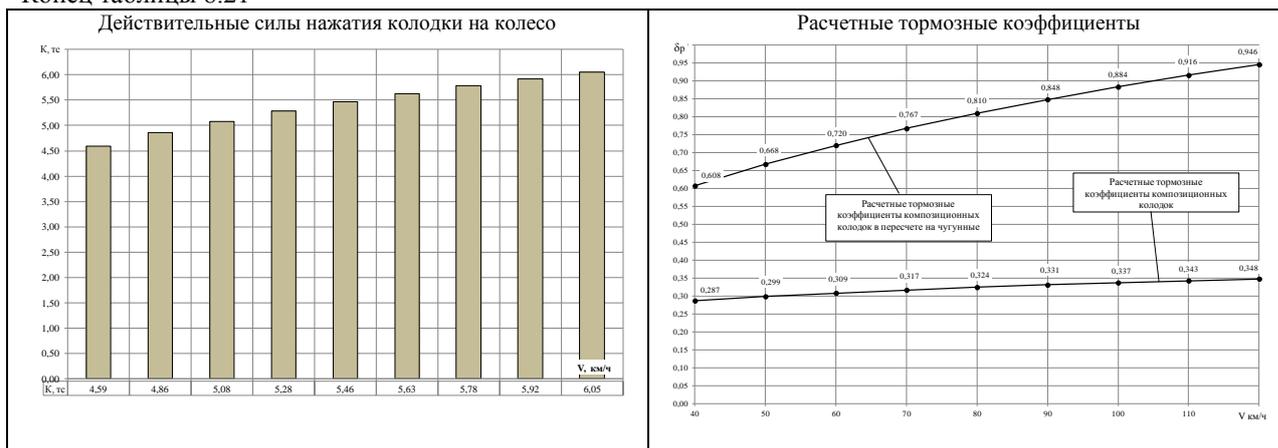


Таблица 8.22 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в порожнем состоянии

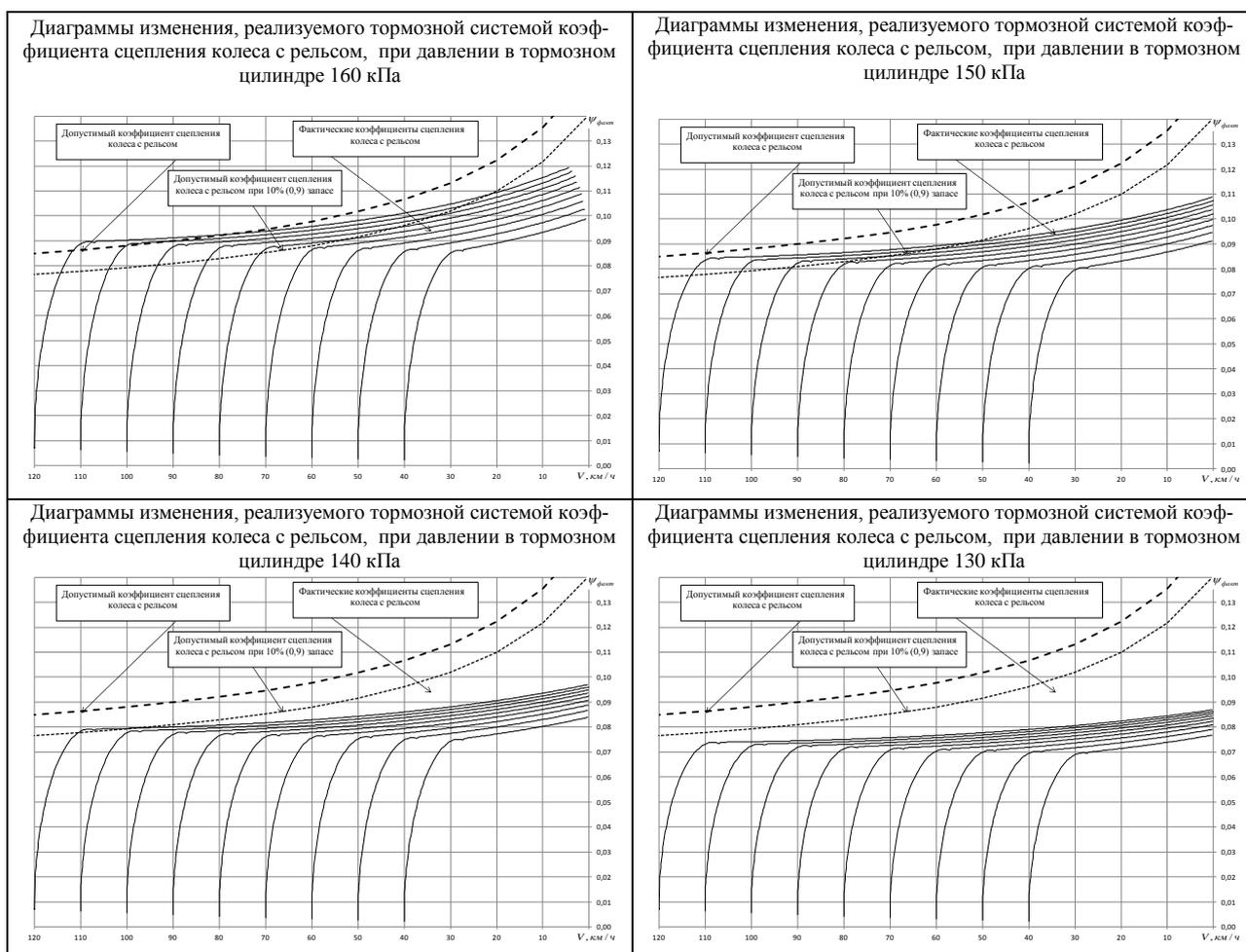
Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	14,90	97	0,2870	0,6075	-0,737	-0,961
50	17,80	143	0,2988	0,6677	-0,773	-1,000
60	20,70	197	0,3085	0,7204	-0,800	-1,033
70	23,60	259	0,3170	0,7674	-0,820	-1,062
80	26,50	330	0,3244	0,8098	-0,836	-1,087
90	29,30	410	0,3312	0,8484	-0,848	-1,108
100	32,20	498	0,3373	0,8836	-0,859	-1,129
110	35,10	594	0,3429	0,9159	-0,869	-1,149
120	37,90	699	0,3480	0,9458	-0,876	-1,164

Для определения параметров тормозной системы по условию не допущения юза моделировались тормозные процессы при давлениях в тормозных цилиндрах от 130 кПа до 160 кПа. Значения расчетных тормозных коэффициентов приведены в таблице 8.23. Результаты моделирования представлены в таблице 8.24.

Таблица 8.23 - Расчетные тормозные коэффициенты, принятые для моделирования

Скорость в начале торможения, км/ч	При давлении в тормозном цилиндре 160 кПа	При давлении в тормозном цилиндре 150 кПа	При давлении в тормозном цилиндре 140 кПа	При давлении в тормозном цилиндре 130 кПа
1	2	3	4	5
40	0,2879	0,2697	0,2516	0,2334
50	0,2996	0,2807	0,2619	0,2430
60	0,3094	0,2899	0,2704	0,2509
70	0,3179	0,2978	0,2778	0,2578
80	0,3254	0,3049	0,2844	0,2638
90	0,3321	0,3112	0,2903	0,2693
100	0,3383	0,3169	0,2956	0,2743
110	0,3438	0,3222	0,3005	0,2788
120	0,3490	0,3270	0,3050	0,2830

Таблица 8.24 - Результаты моделирования тормозных процессов при заданных давлениях в тормозных цилиндрах



#### 8.4 ТЕМПЕРАТУРА НАГРЕВА КОЛЕСА ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ В ИССЛЕДУЕМОМ ДИАПАЗОНЕ СКОРОСТЕЙ В НАЧАЛЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Температура нагрева колеса при торможении определялась в соответствии с методикой, изложенной в разделе 4. Исходные данные для расчета приведены в таблице 8.25. Результаты расчета приведены на рис. 8.12.

Таблица 8.25 - Параметры тормозного процесса, полученные в результате экспериментальных исследований

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Удельная тормозная сила
40	15,40	108,3	0,3448	0,1177
50	21,40	183,0	0,2803	0,0958
60	27,70	276,8	0,2484	0,0848
70	34,00	389,6	0,2303	0,0789
80	40,50	521,5	0,2189	0,0755
90	46,90	672,5	0,2113	0,0724
100	53,40	842,5	0,2059	0,0707
110	59,90	1031,5	0,2020	0,0700
120	66,40	1239,6	0,1991	0,0679

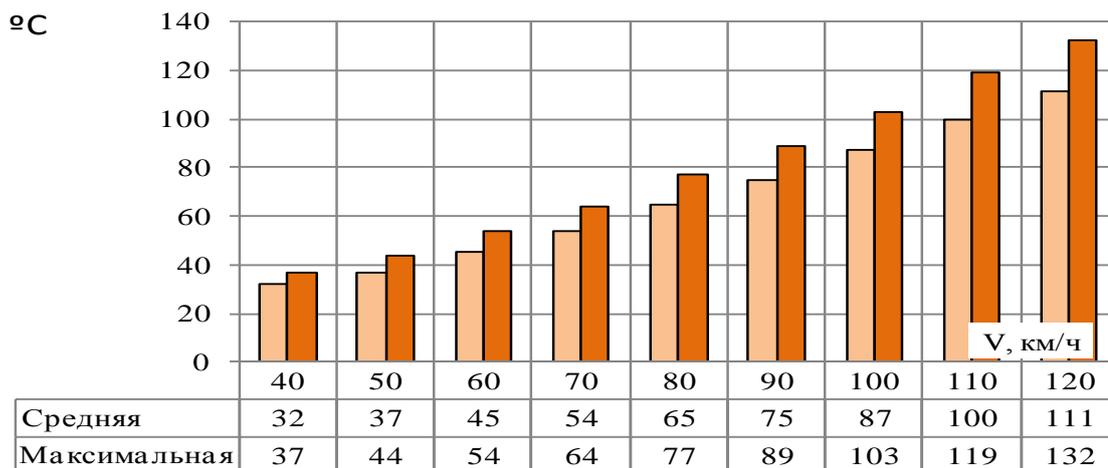


Рисунок 8.12 – Диаграмма распределения температуры нагрева колеса.

### 8.5 ВЫВОДЫ

- 1 Величины тормозных коэффициентов для исследуемого вагона при скорости 120 км/ч превышают минимальные допустимые значения как для груженого ( $0,1991 > 0,14$ ), так и для порожнего вагонов ( $0,348 > 0,22$ );
- 2 Силы нажатия композиционных колодок на ось при скорости 120 км/ч по результатам испытаний для груженого вагона составили 48,5 кН (4,95 тс), а в пересчете на чугунные – 131,2 кН (13,38 тс), при минимальном значении давления в тормозном цилиндре эти показатели равны соответственно – 36,6 кН (3,73 тс) и 98,46 кН (10,04 тс);
- 3 Действительная удельная тормозная сила полувагона в груженом состоянии уменьшается с повышением скорости в начале торможения от 0,118 (40 км/ч) до 0,068 (120 км/ч), для порожнего вагона увеличивается с 0,098 (40 км/ч) до 0,119 (120 км/ч);
- 4 В груженом состоянии средние замедления уменьшаются от минус 0,718 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,50 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч), максимальные - от минус 1,155 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,67 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч);
- 5 В порожнем состоянии средние замедления увеличиваются от минус 0,737 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,876 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч), максимальные - от минус 0,961 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 1,164 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч);
- 6 Тормозные коэффициенты композиционных колодок в пересчете на чугунные при скорости 90 км/ч (0,4054) превышают 0,33 по условию единого наименьшего тормозного нажатия на 100 тс веса поезда;
- 7 Фактические значения коэффициентов трения находятся в пределах нормативных значений;
- 8 Тормозные пути грузового поезда на нормированных спусках не превышают допустимых значений согласно Инструкции [30];
- 9 Действительные силы нажатия колодок на колеса корреспондируются с расчетными;
- 10 По условию недопущения юза колесных пар давление в тормозном цилиндре для порожнего вагона не должно превышать 150 кПа, а для выполнения рекомендуемого 10 % запаса – 140 кПа;
- 11 Максимальная температура колеса достигается при скорости 120 км/ч, при этом средняя температура составила 111 °С, максимальная 132 °С;
- 12 Тормозная система полувагона на тележках модели 18-4129 с осевой нагрузкой 25 тс/ось с раздельным торможением и передаточным числом привода тормоза 6,2 отвечает нормативным требованиям;
- 13 Вагон с осевой нагрузкой 25 тс/с и принятыми параметрами тормозной системы может эксплуатироваться до скоростей 120 км/ч включительно с ограничениями для порожнего вагона, указанными в пункте 10.

## РАЗДЕЛ 9

### ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ МОДЕЛИ 13-4107

Вагон-платформа для листового проката (далее вагон) модели 13-4107, предназначен для перевозки листового проката шириной от 3080 мм до 4450 мм, длиной от 10000 мм до 12300 мм и толщиной от 7 мм до 40 мм (рис 9.1), краткая техническая характеристика вагона платформы приведена в таблице 9.1.



Рисунок 9.1 – Вагон - платформа модели 13-4107

Таблица 9.1 - Технические характеристики вагона - платформы модели 13-4107

Грузоподъемность, т	67
Масса тары вагона, т	минимальная - 25,3 максимальная - 27
Нагрузка:	
статическая осевая, кН (тс)	230,5 (23,5)
Скорость конструкционная, км/ч	120
Длина по осям сцепления автосцепок, мм	14620
Модель 2-осной тележки	18-100
Тормозная система типовая	

При ходовых тормозных испытаниях использовался метод «бросания», после каждого опыта (бросания) производились замеры давления и величины выхода штока тормозного цилиндра, испытания проводились при композиционных колодках.

Фактические весовые характеристик для порожнего (тара) и груженого (вес груза с тарой) вагонов составляли соответственно 261 кН (26,1 тс) и 932 кН (93,2 тс) при массе груза 67,1 т. Анализ тормозной эффективности осуществлялся по величине тормозных путей, полученных по уравнению линии тренда в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч.

## 9.1 ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА В ГРУЖЕНОМ СОСТОЯНИИ ПРИ КОМПОЗИЦИОННЫХ КОЛОДКАХ

Результаты измеренных параметров тормозной системы при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 9.2, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 9.2. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов, полученные методом компьютерного моделирования, приведены на рисунке 9.3.

Таблица 9.2 - Параметры процесса торможения вагона, измеренные при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм
46,98	253,68	310	92
60,76	293,73	310	91
77,96	566,00	320	92
104,70	1050,32	311	91
64,69	379,40	320	92
124,70	1413,78	315	91
41,20	223,50	310	92
55,60	310,00	310	92
110,50	1155,30	320	90
119,80	1356,70	311	92
45,50	261,80	320	92
62,20	381,40	315	92
99,50	895,40	315	92
121,60	1298,50	315	92
46,98	253,68	315	92
	<b>Среднее значение</b>	<b>314</b>	<b>91,8</b>

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 1 % (табл. 9.3). Динамика изменение параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 9.4, итоговые результаты параметров тормозного процесса одиночного вагона - в таблице 9.5.

При определении тормозного пути грузового поезда использовалась таблица нарастания тормозной силы от начала торможения до установившегося значения в последнем вагоне. На рис. 9.4 показана диаграмма изменения тормозной силы для 50 вагонов (200 осей) с длиной по осям сцепления 14,62 м и скоростью распространения тормозной волны 250 м. Величины тормозных путей грузового поезда на площадке и нормированных спусках приведены в таблице 9.6.

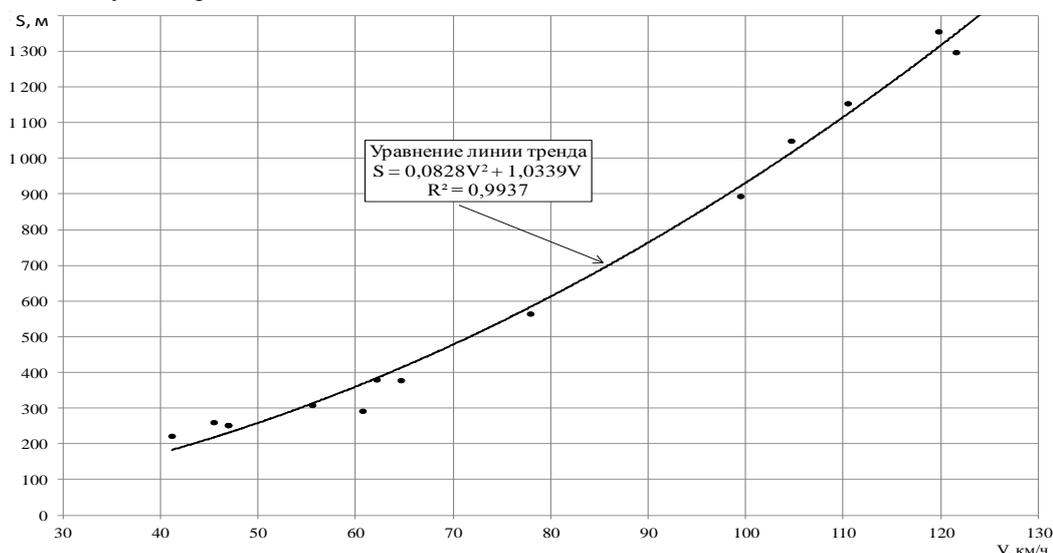


Рисунок 9.2 – Уравнение линии тренда тормозного пути

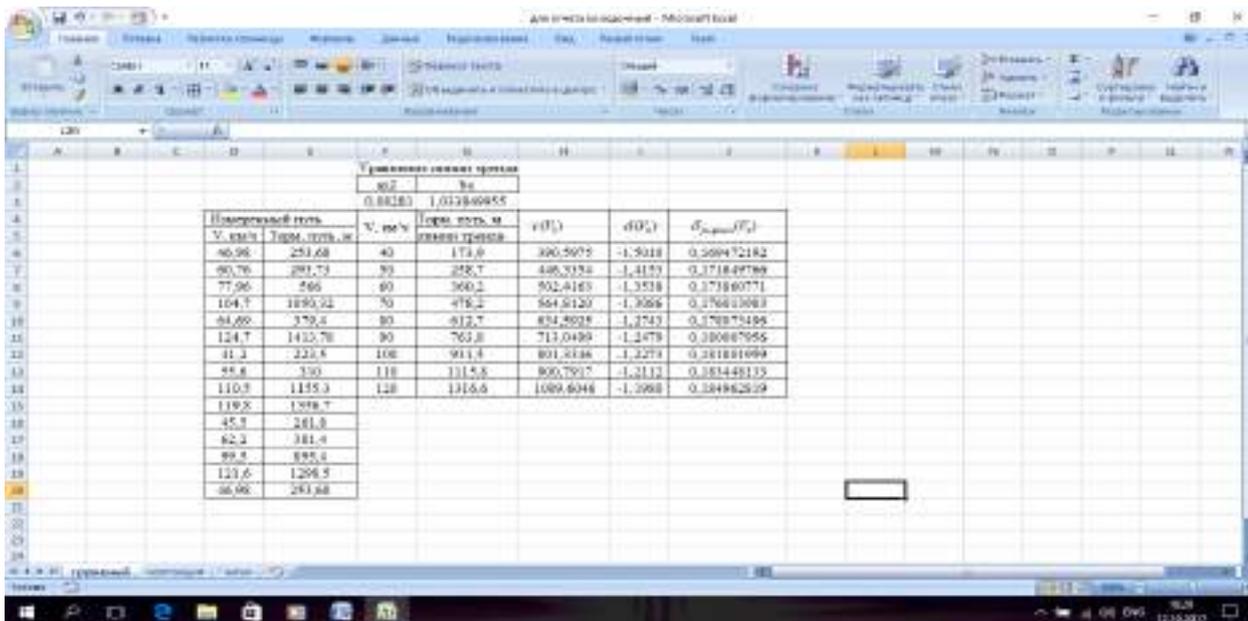
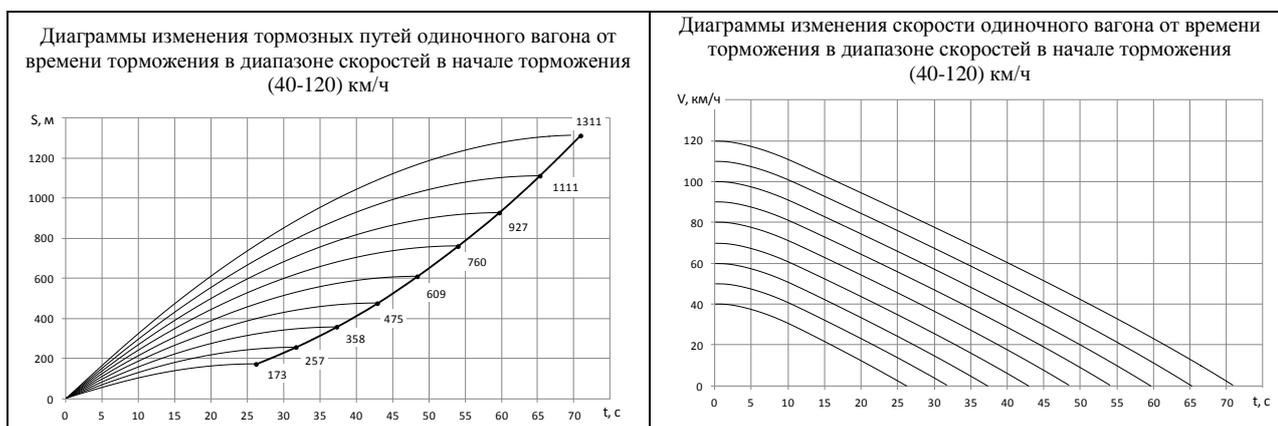


Рисунок 9.3 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов

Таблица 9.3 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов вагона с композиционными колесами в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

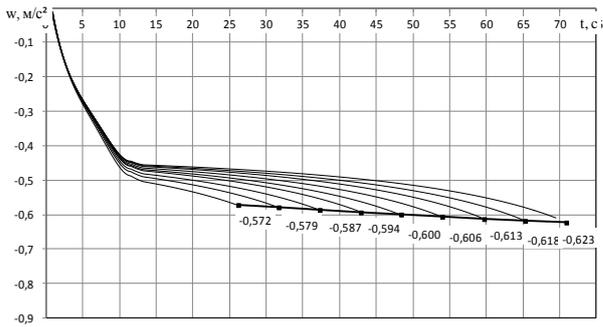
Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузеном состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,1695	174	173	0,65
50	0,1716	259	257	0,65
60	0,1739	360	358	0,63
70	0,1760	478	475	0,60
80	0,1781	613	609	0,56
90	0,1800	764	760	0,52
100	0,1818	932	927	0,48
110	0,1834	1116	1111	0,44
120	0,1850	1317	1311	0,40

Таблица 9.4 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса

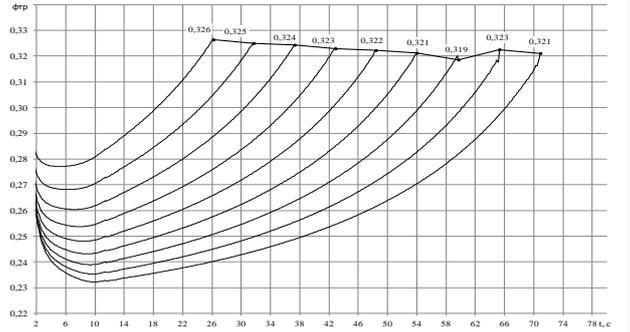


Конец таблицы 9.4

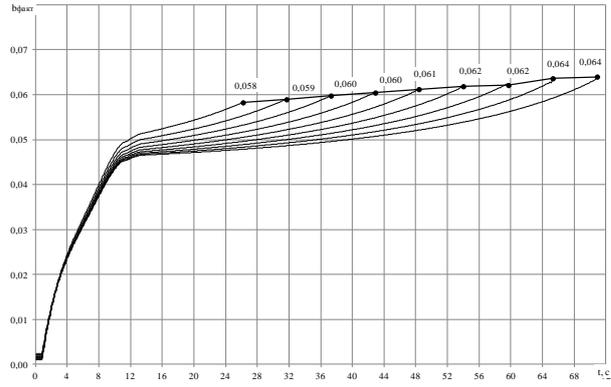
Диаграммы изменения замедления одиночного вагона от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



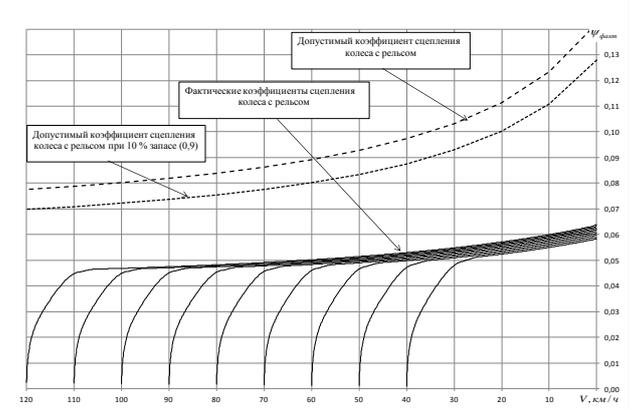
Диаграммы изменения коэффициента трения от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



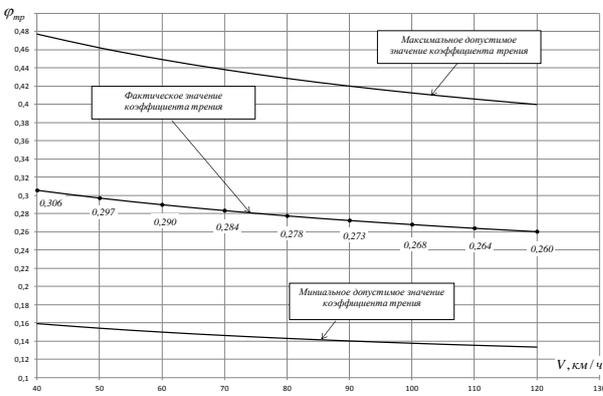
Диаграммы изменения действительной удельной тормозной силы от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



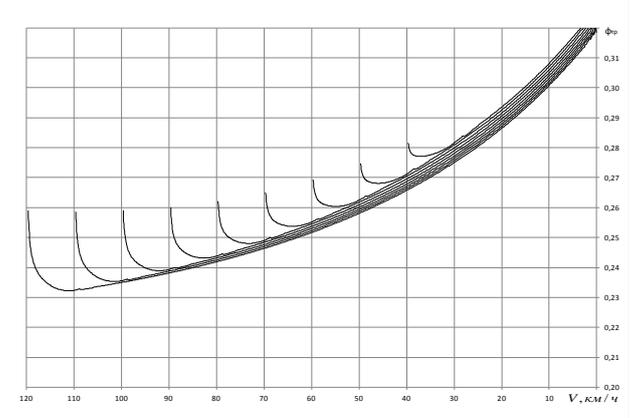
Диаграммы изменения, реализуемого тормозной системой коэффициента сцепления колеса с рельсом, в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



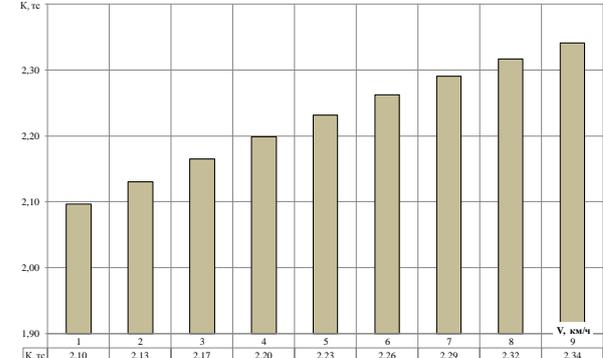
Фактические средние значения действительного коэффициентов трения колодки и колеса.



Мгновенные значения коэффициентов трения тормозных колодок



Действительные силы нажатия колодки на колесо



Расчетные тормозные коэффициенты

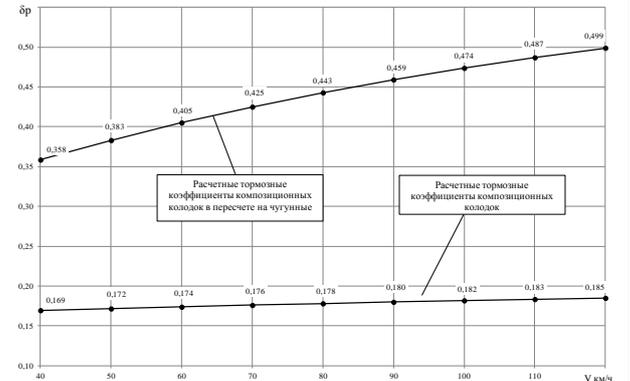


Таблица 9.5 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в грузе в состоянии

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	26,20	174	0,1695	0,3585	-0,423	-0,572
50	31,70	259	0,1716	0,3831	-0,436	-0,579
60	37,30	360	0,1739	0,4051	-0,446	-0,587
70	42,90	478	0,1760	0,4249	-0,452	-0,594
80	48,40	613	0,1781	0,4428	-0,457	-0,600
90	54,00	764	0,1800	0,4590	-0,461	-0,606
100	59,70	932	0,1818	0,4736	-0,465	-0,613
110	65,30	1116	0,1834	0,4868	-0,467	-0,618
120	70,90	1317	0,1850	0,4988	-0,469	-0,623

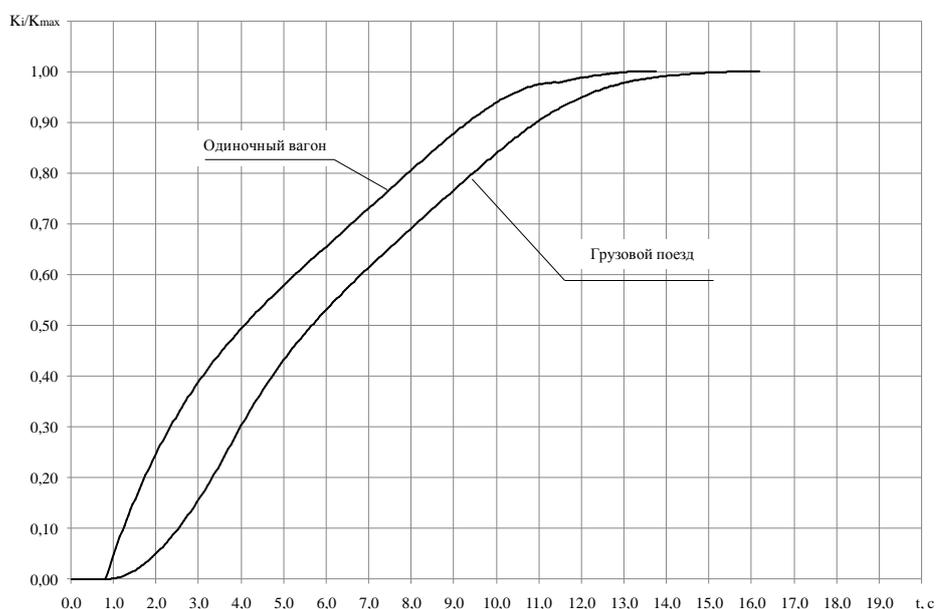


Рисунок 9.4 – Нарастание тормозной силы в процессе торможения

Таблица 9.6 - Тормозные пути поезда из 50 вагонов (200 осей) на площадке и нормированных спусках

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
40	29,10	193	32,70	221	35,60	245
50	34,60	286	39,00	326	42,50	360
60	40,20	395	45,20	450	49,40	495
70	45,80	520	51,50	592	56,30	652
80	51,40	662	57,80	753	63,20	828
90	57,00	821	64,20	933	70,10	1026
100	62,60	996	70,50	1132	77,00	1244
110	68,20	1187	76,80	1349	83,90	1483
120	73,80	1396	83,20	1585	90,90	1743

Основным критерием тормозной эффективности вагона являются тормозные пути при минимальном давлении (294 кПа (3,0 кгс/см<sup>2</sup>) в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока (100 мм). Расчет показал, что при этих условиях расчетный тормозной коэффициент составляет 0,149. Для определения тормозных путей грузового поезда экспериментальные значения расчетных тормозных коэффициентов понижаются на величину отношения тормозных коэффициентов при минимальном давлении к экспериментальному значению, полученному в результате ходовых тормозных испытаний для скорости 120 км/ч (0,1849). Параметры тормозного процесса при указанных условиях представлены в таблицах 9.7 и 9.8, а сравнительные значения тормозных путей на нормированных спусках с нормативными – в таблице 9.9. Тормозные пути (см. табл. 9.9) поезда на нормированных спусках 6 ‰ и 10 ‰ при экстренном пневматическом торможении для скоростей в начале торможения 80-100 км/ч меньше максимально допустимых значений, обусловленных инструкцией [30].

Таблица 9.7 - Результаты моделирования параметров тормозного процесса одиночного вагона при минимальном давлении в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	31,20	202	0,1365	0,2887	-0,35448	-0,46214
50	38,10	303	0,1383	0,3084	-0,36364	-0,46816
60	44,90	424	0,1401	0,3261	-0,36964	-0,4737
70	51,80	566	0,1418	0,3420	-0,37417	-0,47956
80	58,70	728	0,1435	0,3563	-0,37762	-0,48515
90	65,60	910	0,1450	0,3691	-0,3803	-0,49038
100	72,50	1113	0,1465	0,3808	-0,38242	-0,49518
110	79,40	1335	0,1478	0,3913	-0,3841	-0,49953
120	86,30	1578	0,1490	0,4008	-0,38548	-0,5035

Таблица 9.8 - Тормозные пути поезда из 50 вагонов на площадке и нормированных спусках при минимальном давлении в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
40	34,10	225	39,50	265	44,10	299
50	41,00	334	47,50	392	53,10	443
60	47,90	463	55,50	543	62,10	614
70	54,70	613	63,50	718	71,00	811
80	61,60	783	71,50	917	80,00	1035
90	68,50	973	79,50	1140	89,00	1286
100	75,40	1183	87,50	1386	98,00	1564
110	82,30	1413	95,50	1655	107,00	1868
120	89,20	1664	103,50	1948	116,00	2199

Таблица 9.9 - Допустимые значения тормозных путей на нормированных спусках [30]

Руководящий спуск и максимально допустимая скорость движения поездов на перегоне	Расстояние, м		Тормозные пути грузового поезда, полученные в результате эксперимента, м	Тормозные пути грузового поезда при минимальном давлении в тормозном цилиндре, м
	А	Б		
На перегонах, где имеются руководящие спуски менее 6‰, при скорости движения грузовых поездов - не более 80 км/ч	800	1000	803	917
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1100	1300	1040	1140
грузовых поездов - более 90 км/ч, но не более 100 км/ч	1400	1600	1308	1386
На перегонах, где есть руководящие спуски 6‰ и круче, но не более 10‰, при скорости движения:				
грузовых поездов - не более 80 км/ч	1000	1200	891	1035
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не больше 90 км/ч	1300	1500	1160	1286
"А" - расстояние от сигнальных знаков "Начало опасного места" и "Конец опасного места" до сигналов уменьшения скорости; "Б" - расстояние от временных красных сигналов и от места внезапного препятствия, которое возникло, до первой петарды				

## 9.2 ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА В ПОРОЖНЕМ СОСТОЯНИИ ПРИ КОМПОЗИЦИОННЫХ КОЛОДКАХ

Результаты измеренных параметров тормозной системы при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 9.10, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 9.5. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов, полученные методом компьютерного моделирования, приведены на рисунке 9.6.

Таблица 9.10 - Характеристики процессов торможения вагона, полученные при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм
1	2	3	4
46,98	253,68	150	92
60,76	293,73	150	91
77,96	566,00	145	92
104,70	1050,32	145	91
64,69	379,40	145	92
124,70	1413,78	142	91
41,20	223,50	149	92
55,60	310,00	139	92
110,50	1155,30	150	90
119,80	1356,70	150	92
45,50	261,80	149	92

Конец таблицы 9.10

1	2	3	4
62,20	381,40	145	92
99,50	895,40	142	92
121,60	1298,50	149	92
46,98	253,68	139	92
<i>Среднее значение</i>		<b>145</b>	<b>91,8</b>

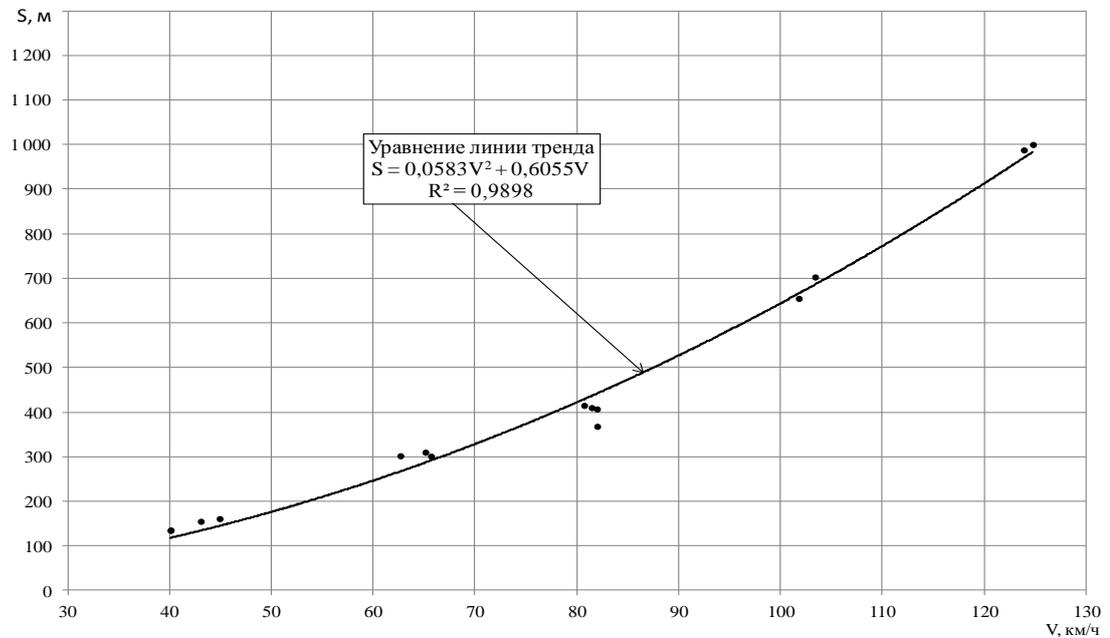


Рисунок 9.5 – Уравнение линии тренда тормозного пути

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 0,3 % (табл. 9.11). Динамика изменения параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 9.12, итоговые результаты исследования параметров тормозного процесса одиночного вагона - в таблице 9.13.

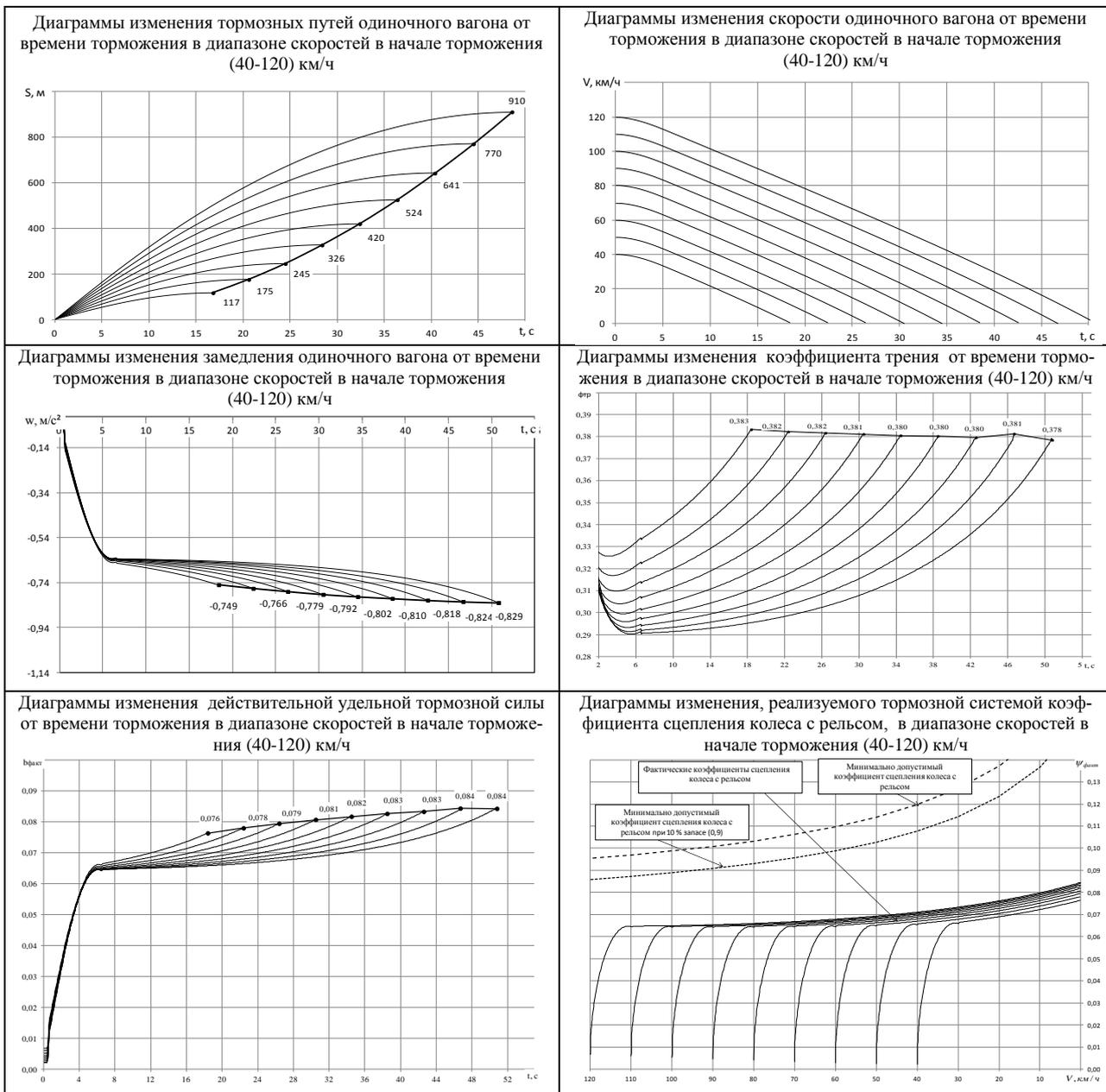
Измеренный путь		Торм. путь, м		V, км/ч	Торм. путь, м	μ(%)	μ(%)	μ <sub>расч.</sub> (%)
62,2	359	46	313	62,2	313	10,274	-1,709	8,565
99,5	895	56	839	99,5	839	10,450	-1,281	9,169
121,6	1298	96	1202	121,6	1202	10,496	-1,280	9,216
46,98	253,68	76	177,68	46,98	177,68	10,496	-1,180	9,316
145	381,40	96	285,40	145	285,40	10,496	-1,179	9,316
142	895,40	96	800,40	142	800,40	10,496	-1,179	9,316
149	1298,50	96	1202,50	149	1202,50	10,496	-1,179	9,316
139	253,68	116	137,68	139	137,68	10,496	-1,181	9,316
92	381,40	136	245,40	92	245,40	10,496	-1,179	9,316

Рисунок 9.6 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов

Таблица 9.11 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов вагона в диапазоне скоростей в начале торможения 40-120 км/ч с интервалом 10 км/ч

Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузе в состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,2221	118	117	0,33
50	0,2270	176	175	0,49
60	0,2312	246	245	0,55
70	0,2348	328	326	0,55
80	0,2379	422	420	0,52
90	0,2405	527	524	0,47
100	0,2426	644	641	0,42
110	0,2444	772	770	0,36
120	0,2458	912	910	0,30

Таблица 9.12 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса



Конец таблицы 9.12

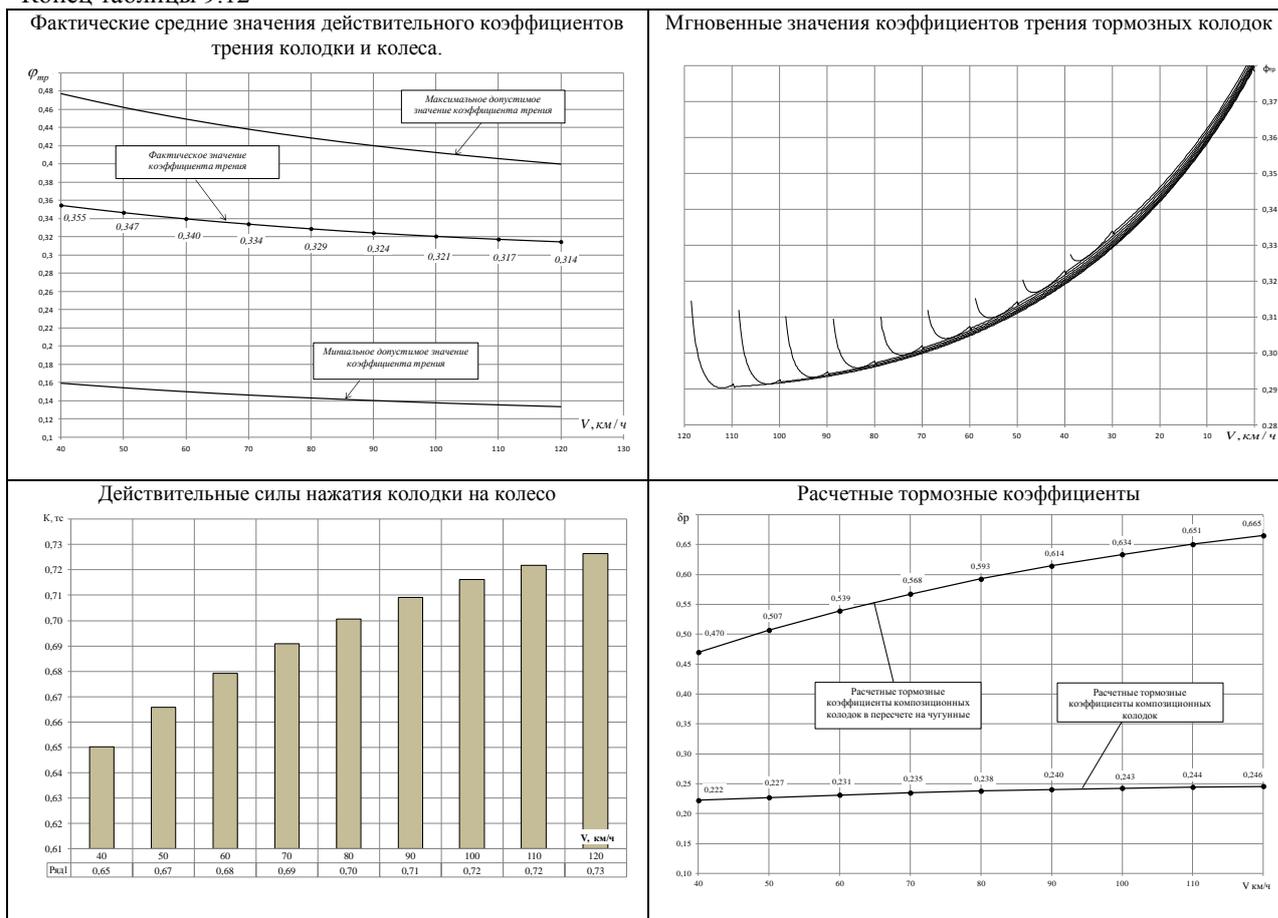


Таблица 9.13 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в порожнем состоянии

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	16,80	118	0,2221	0,4700	-0,598	-0,749
50	20,60	176	0,2270	0,5070	-0,615	-0,766
60	24,50	246	0,2312	0,5393	-0,627	-0,779
70	28,40	328	0,2348	0,5676	-0,636	-0,792
80	32,40	422	0,2379	0,5925	-0,642	-0,802
90	36,40	527	0,2405	0,6145	-0,647	-0,810
100	40,40	644	0,2426	0,6337	-0,650	-0,818
110	44,50	772	0,2444	0,6506	-0,653	-0,824
120	48,60	912	0,2458	0,6653	-0,655	-0,829

Для определения параметров тормозной системы по условию не допущения юза моделировались тормозные процессы при давлении в тормозном цилиндре 160 кПа (1,6 кгс/см<sup>2</sup>) и выходе штока 50 мм. Значения расчетных тормозных коэффициентов приведены в таблице 9.14. Результаты моделирования приведены на рис. 9.7

Таблица 9.14. Расчетные тормозные коэффициенты, принятые для моделирования

Скорость в начале торможения, км/ч	При давлении в тормозном цилиндре 160 кПа
40	0,2846158
50	0,2909299
60	0,2962789
70	0,3008657
80	0,3047942
90	0,3081303
100	0,3109176
110	0,313199
120	0,315

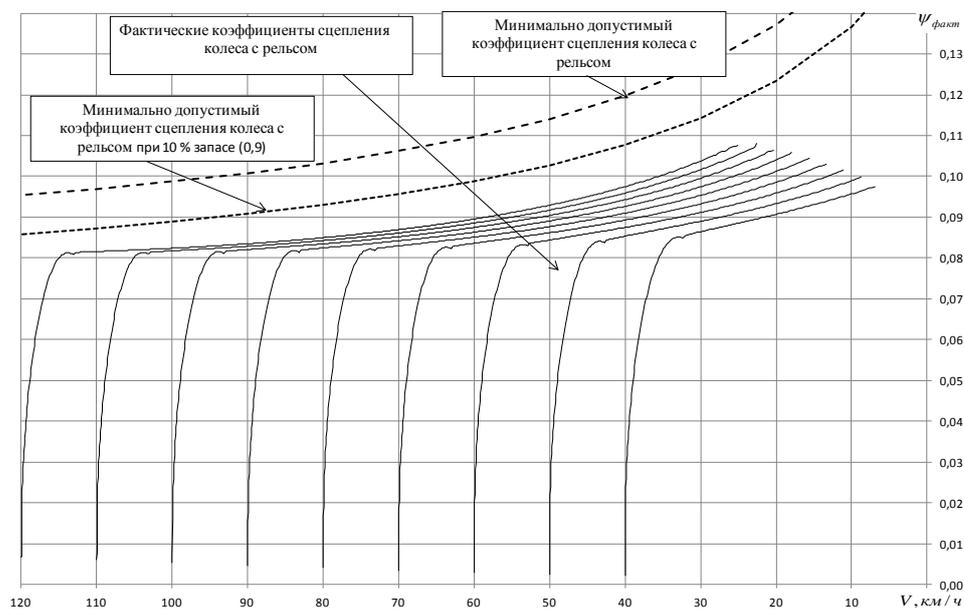


Рисунок 9.7 – Коэффициенты сцепления колеса с рельсом, реализуемые тормозной системой при торможении

### 9.3 ТЕМПЕРАТУРА НАГРЕВА КОЛЕСА ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ В ИССЛЕДУЕМОМ ДИАПАЗОНЕ СКОРОСТЕЙ В НАЧАЛЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Температура нагрева колеса при торможении определялась в соответствии с методикой, изложенной в разделе 4. Исходные данные для расчета приведены в таблице 9.15. Результаты расчета приведены на рис. 9.8.

Таблица 9.15 - Параметры тормозного процесса, полученные в результате экспериментальных исследований

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Удельная тормозная сила
40	26,20	172,73	0,3058	0,05825
50	31,70	257,06	0,2972	0,05893
60	37,30	357,90	0,2899	0,05976
70	42,90	475,30	0,2835	0,06043
80	48,40	609,28	0,2777	0,06119
90	54,00	759,84	0,2726	0,06184
100	59,70	927,03	0,2682	0,06211
110	65,30	1110,87	0,2641	0,06361
120	70,90	1311,32	0,2604	0,06398

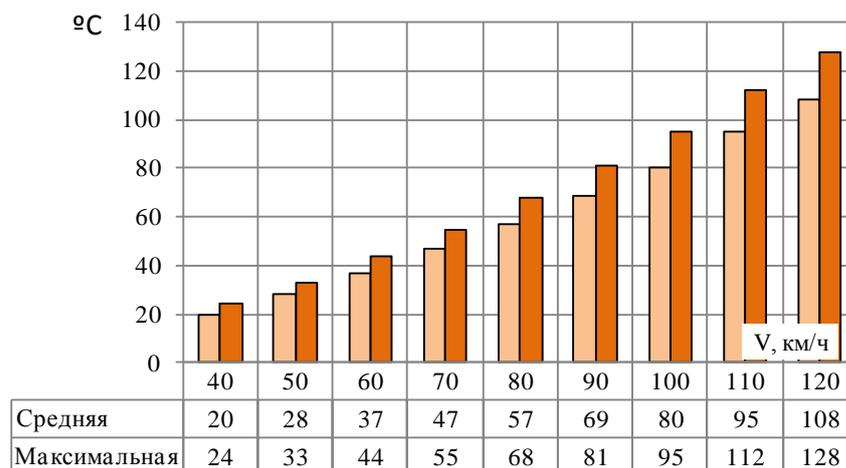


Рисунок 9.8 – Диаграмма распределения температуры нагрева колеса

#### 9.4 ВЫВОДЫ

- 1 Величины тормозных коэффициентов для опытного вагона при скорости 120 км/ч превышают минимальные допустимые значения как для груженого ( $0,185 > 0,14$ ), так и для порожнего вагонов ( $0,2458 > 0,22$ );
- 2 Силы нажатия композиционных колодок на ось при скорости 120 км/ч по результатам испытаний для груженого вагона составили 23,4 кН, а в пересчете на чугунные – 63,15 кН;
- 3 Действительная удельная тормозная сила платформы в груженом состоянии увеличивается с повышением скорости в начале торможения от 0,058 (40 км/ч) до 0,064 (120 км/ч), для порожнего вагона - с 0,076 (40 км/ч) до 0,084 (120 км/ч);
- 4 В груженом состоянии средние замедления увеличиваются от минус 0,423 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,469 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч), максимальные - от минус 0,572 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,623 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч);
- 5 В порожнем состоянии средние замедления увеличиваются от минус 0,598 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,655 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч), максимальные - от минус 0,749 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,829 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч);
- 6 Тормозные коэффициенты композиционных колодок в пересчете на чугунные при скорости 90 км/ч (0,4797) превышают 0,33 по условию единого наименьшего тормозного нажатия на 100 тс веса поезда;
- 7 Фактические значения коэффициентов трения находятся в пределах нормативных значений;
- 8 Тормозные пути грузового поезда на нормированных спусках не превышают допустимых значений согласно Инструкции [30];
- 9 Действительные силы нажатия колодок на колеса корреспондируются с расчетными;
- 10 Условие недопущения юза колесных пар при давлении в тормозном цилиндре для порожнего вагона 160 кПа выполняется в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения;
- 11 Максимальная температура колеса достигается при скорости 120 км/ч, при этом средняя температура составила 108 °С, максимальная 128 °С;
- 12 Тормозная система вагона - платформы модели 13-4107 отвечает нормативным требованиям;
- 13 Вагон-платформа модели 13-4107 с установленными параметрами тормозной системы может эксплуатироваться до скоростей 120 км/ч включительно без ограничений.

### ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОЛУВАГОНА МОДЕЛИ 12-7023 НА ТЕЛЕЖКАХ МОДЕЛИ 18-7020

Полувагон модели 12-7023 (рис. 10.1) на тележках модели 18-7020 (рис. 10.2), предназначен для перевозки сыпучих и штучных грузов, не требующих укрытия от атмосферных осадков, по всей сети железных дорог Украины и стран СНГ и Балтии колеи 1520 мм, краткая техническая характеристика полувагона приведена в таблице 10.1, тележки – в таблице 10.2.



Рисунок 10.1 – Полувагон модели 12-7023

Таблица 10.1 - Технические характеристики полувагона

Грузоподъемность, т	70,3
Масса тары вагона, т не более	23,7
Нагрузка:	
статическая осевая, кН (тс)	230,5 (23,5)
Скорость конструкционная, км/ч	120
Длина по осям сцепления автосцепок, мм	13920
Модель 2-осной тележки	18-7020
Тормозная система типовая	

Таблица 10.2 - Технические характеристики тележки модели 18-7020

Масса не более, кг	5000
Гибкость рессорного подвешивания под тарой, мм/Н (мм/тс)	$3,70 \times 10^{-4}$ (3,77)
Гибкость рессорного подвешивания под брутто, мм/Н (мм/тс)	$1,80 \times 10^{-4}$ (1,83)
Максимальная статическая нагрузка от колесной пары на рельс, кН (тс)	245,0 (25,0)
Скорость конструкционная, км/ч	120



Рисунок 10.2 – Тележка модели 18-7020

Тележка состоит из:

- колесных пар с коническими двухрядными подшипниками кассетного типа с применением адаптера с упругой накладкой и колесами повышенной твердости;
- боковых рам и надрессорной балки усиленной конструкции;
- комплекта центрального рессорного подвешивания с нелинейной силовой характеристикой, в которое входят цилиндрические пружины с клиновыми фрикционными гасителями колебаний;
- тормозной рычажной передачи с устройством параллельного отвода колодок от поверхности катания колес.

Имеет следующие конструктивные особенности:

- усиленную конструкцию боковых рам и надрессорной балки;
- возможность использования скользунов различной конструкции;
- нелинейное рессорное подвешивание переменной жесткости;
- устройство параллельного отвода колодок.
- система "Motion control".

При ходовых тормозных испытаниях использовался метод «бросания», после каждого опыта (бросания) производились замеры давления и величины выхода штока тормозного цилиндра, испытания проводились при композиционных колодках.

Фактические весовые характеристик для порожнего (тара) и груженого (вес груза с тарой) вагонов составляли соответственно 241 кН (24,1 тс) и 942 кН (94,2 тс) при массе груза 70,1 т. Анализ тормозной эффективности осуществлялся по величине тормозных путей, полученных по уравнению линии тренда в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч.

## 10.1 ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА В ГРУЖЕНОМ СОСТОЯНИИ

Результаты измеренных параметров тормозной системы при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 10.3, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 10.3. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов, полученные методом компьютерного моделирования, приведены на рисунке 10.4.

Таблица 10.3 - Параметры процесса торможения вагона, измеренные при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм
43,58	188,30	318	90,50
62,00	317,29	320	90,20
75,84	478,90	315	91,00
95,71	782,84	320	90,20
61,80	338,04	321	89,80
37,13	123,06	325	91,00
76,60	446,28	328	90,50
111,23	1060,09	315	91,00
58,12	278,74	320	90,00
39,85	149,75	320	90,00
106,53	934,07	325	90,50
121,62	1343,28	315	90,20
85,88	656,81	318	90,50
126,94	1458,93	320	90,50
103,17	966,69	324	91,00
120,87	1384,80	320	90,00
	Среднее значение	<b>320</b>	<b>90,41</b>

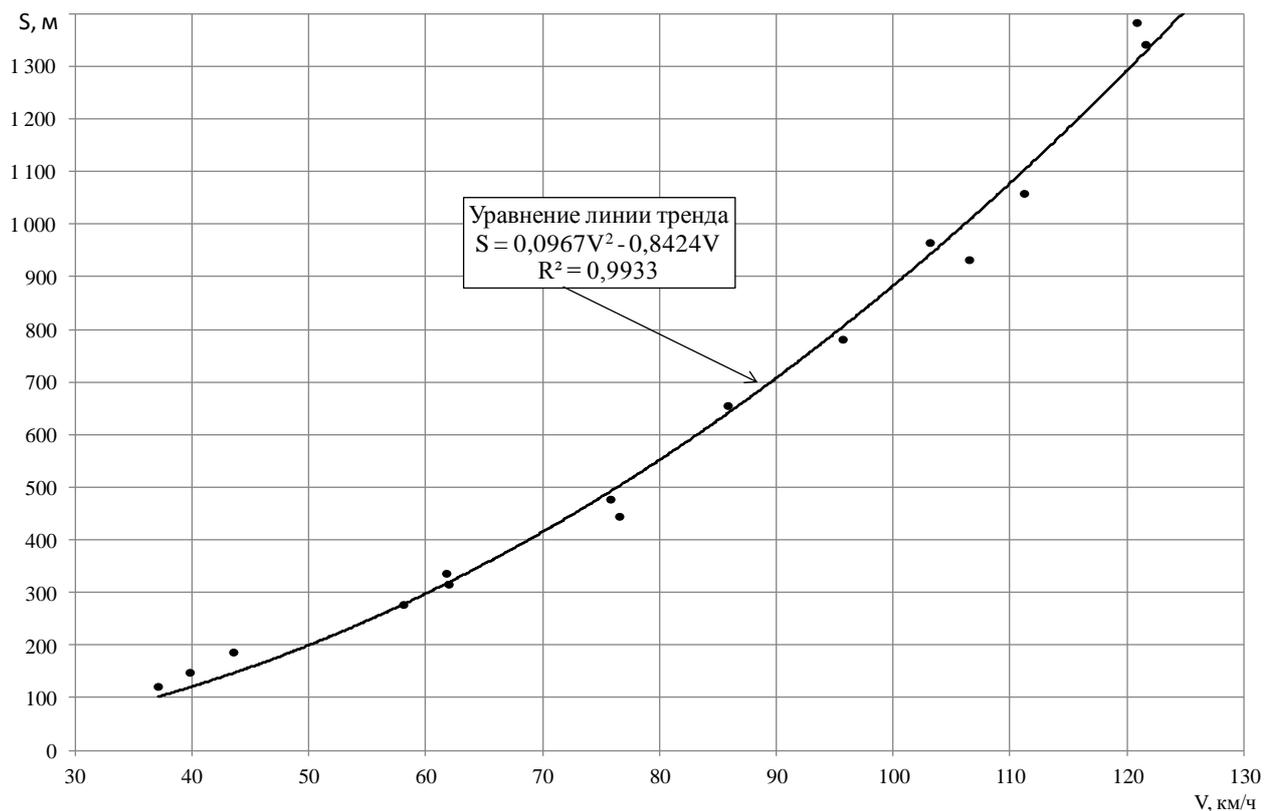


Рисунок 10.3 – Уравнение линии тренда тормозного пути

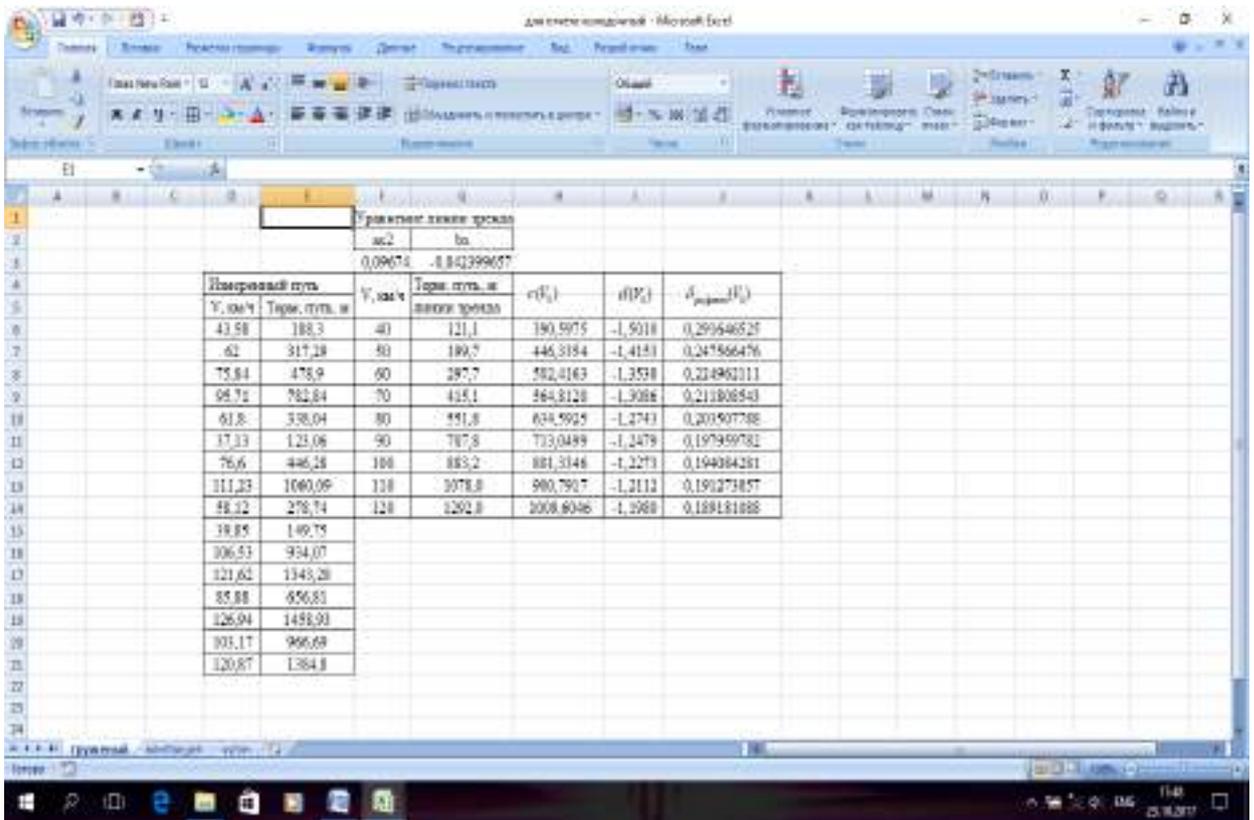


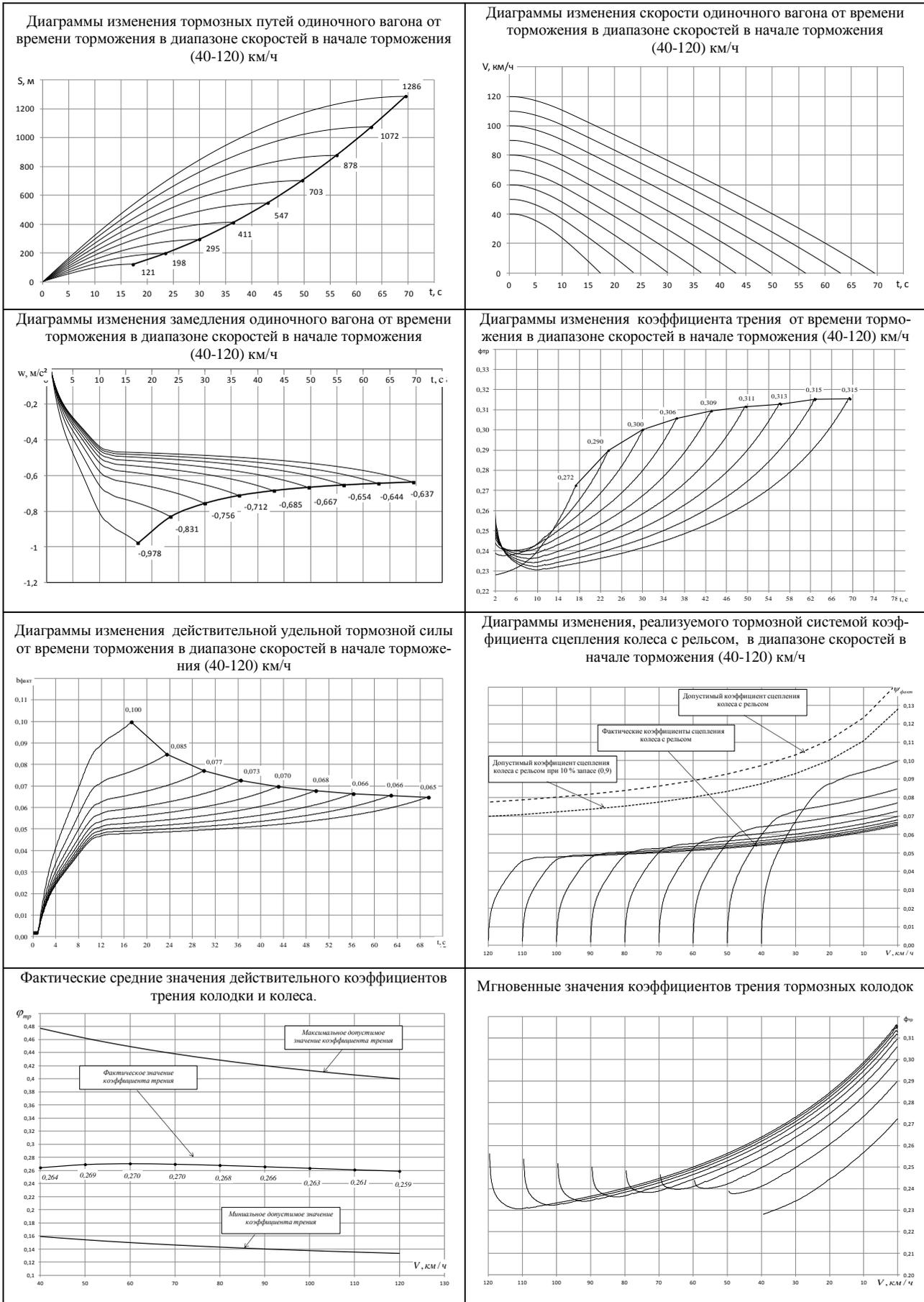
Рисунок 10.4 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 1 % (табл. 10.4). Динамика изменения параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 10.5, итоговые результаты параметров тормозного процесса одиночного вагона - в таблице 10.6.

Таблица 10.4 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов вагона с композиционными колодками в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузеном состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,2916	121	121	0,48
50	0,2476	200	198	1,02
60	0,2250	298	295	1,06
70	0,2118	415	411	0,95
80	0,2035	552	547	0,83
90	0,1980	708	703	0,71
100	0,1941	883	878	0,60
110	0,1913	1078	1072	0,51
120	0,1892	1292	1286	0,44

Таблица 10.5 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса



Конец таблицы 10.5

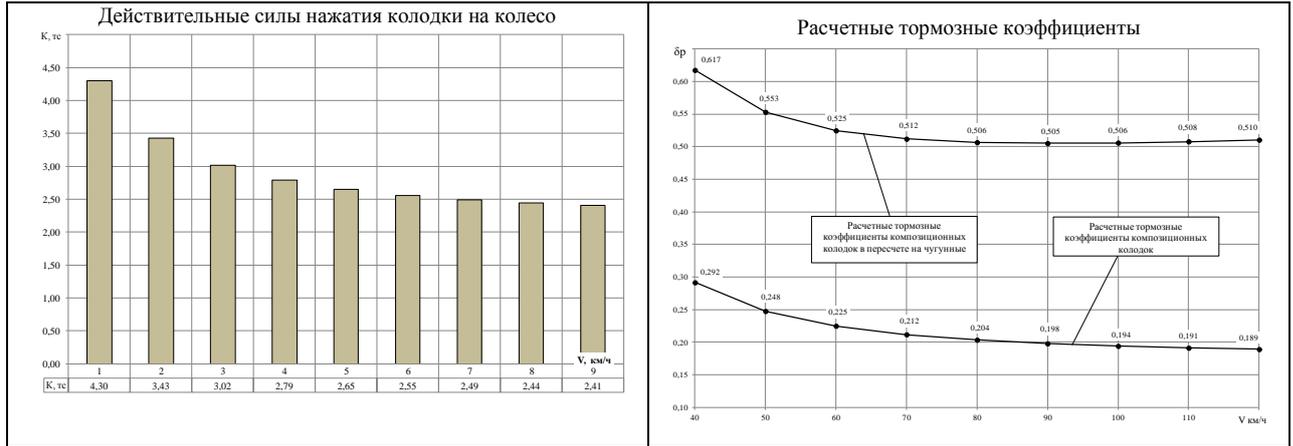


Таблица 10.6 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в груженом состоянии

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	17,30	121	0,2916	0,6173	-0,63853	-0,97823
50	23,50	200	0,2476	0,5530	-0,58608	-0,83053
60	30,00	298	0,2250	0,5247	-0,55313	-0,75617
70	36,50	415	0,2118	0,5118	-0,53024	-0,7121
80	43,10	552	0,2035	0,5065	-0,51416	-0,68495
90	49,70	708	0,1980	0,5051	-0,50207	-0,66672
100	56,30	883	0,1941	0,5059	-0,49265	-0,6539
110	62,90	1078	0,1913	0,5078	-0,48507	-0,6445
120	69,50	1292	0,1892	0,5104	-0,47883	-0,63739

При определении тормозного пути грузового поезда использовалась таблица нарастания тормозной силы от начала торможения до установившегося значения в последнем вагоне. На рис. 10.5 показана диаграмма изменения тормозной силы для 50 вагонов (200 осей) с длиной по осям сцепления 13,92 м и скоростью распространения тормозной волны 250 м. Величины тормозных путей грузового поезда на площадке и нормированных спусках приведены в таблице 10.7.

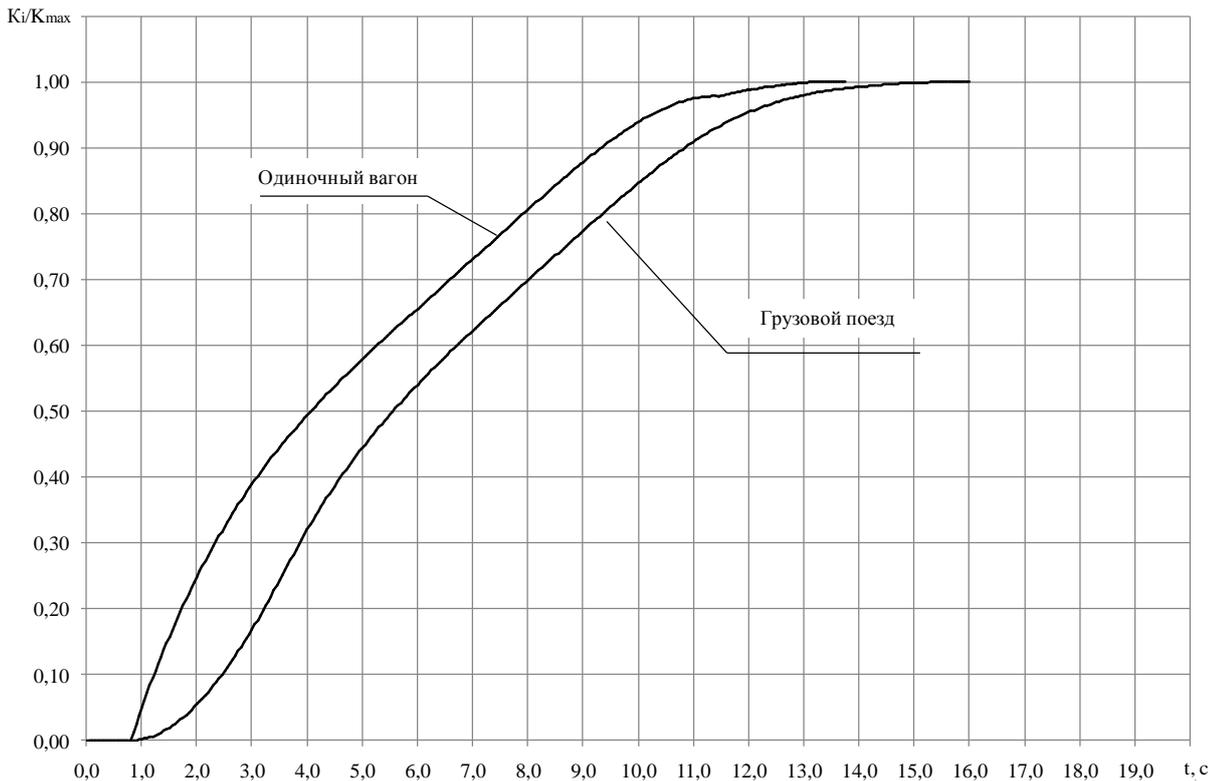


Рисунок 10.5 – Нарастание тормозной силы в процессе торможения

Таблица 10.7 - Тормозные пути поезда из 50 вагонов (200 осей) на площадке и нормированных спусках

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
40	20,00	131	21,40	144	22,40	153
50	26,30	220	28,50	242	30,20	259
60	32,70	326	35,90	362	38,30	389
70	39,30	451	43,30	503	46,50	544
80	45,80	596	50,80	667	54,80	724
90	52,40	759	58,40	853	63,20	929
100	59,00	942	65,90	1061	71,60	1159
110	65,60	1144	73,50	1292	80,00	1415
120	72,20	1365	81,10	1546	88,40	1695

Основным критерием тормозной эффективности вагона являются тормозные пути при минимальном давлении 300 кПа (3,0 кгс/см<sup>2</sup>) в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока (100 мм). Расчет показал, что при этих условиях расчетный тормозной коэффициент составляет 0,14. Для определения тормозных путей грузового поезда экспериментальные значения расчетных тормозных коэффициентов понижаются на величину отношения тормозных коэффициентов при минимальном давлении к экспериментальному значению, полученному в результате ходовых тормозных испытаний для скорости 120 км/ч (0,1892). Параметры тормозного процесса при указанных условиях представлены в таблицах 10.8 и 10.10, а сравнительные значения тормозных путей на нормированных спусках с нормативными – в таблице 10.9. Тормозные пути (см. табл. 10.8) поезда на нормированных спусках 6 ‰ и 10 ‰ при экстренном пневматическом торможении для скоростей в начале торможения (80-100) км/ч меньше максимально допустимых значений, обусловленных инструкцией [30].

Таблица 10.8 - Результаты моделирования параметров тормозного процесса одиночного вагона при минимальном давлении в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	21,60	146	0,2158	0,4567	-0,51064	-0,7256
50	30,00	245	0,1832	0,4089	-0,46016	-0,61705
60	38,70	370	0,1665	0,3878	-0,42929	-0,56181
70	47,40	522	0,1567	0,3782	-0,40864	-0,52914
80	56,20	699	0,1506	0,3741	-0,39432	-0,50887
90	65,00	902	0,1465	0,3729	-0,38379	-0,49529
100	73,80	1131	0,1436	0,3734	-0,37574	-0,4858
110	82,60	1386	0,1415	0,3746	-0,36938	-0,47892
120	91,40	1666	0,1400	0,3763	-0,36426	-0,47381

Таблица 10.9 - Тормозные пути поезда из 50 вагонов на площадке и нормированных спусках при минимальном давлении в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
40	24,40	162	26,70	182	28,50	197
50	32,80	271	36,60	307	39,60	336
60	41,40	405	46,90	464	51,40	513
70	50,20	565	57,30	652	63,40	727
80	58,90	750	67,90	872	75,50	978
90	67,70	961	78,40	1124	87,70	1266
100	76,50	1197	89,00	1406	100,00	1591
110	85,20	1459	99,60	1720	112,30	1953
120	94,00	1745	110,20	2065	124,60	2352

Таблица 10.10 - Допустимые значения тормозных путей на нормированных спусках [30]

Руководящий спуск и максимально допустимая скорость движения поездов на перегоне	Расстояние, м		Тормозные пути грузового поезда, полученные в результате эксперимента, м	Тормозные пути грузового поезда при минимальном давлении в тормозном цилиндре, м
	А	Б		
1	2	3	4	5
На перегонах, где имеются руководящие спуски менее 6‰, при скорости движения грузовых поездов - не более 80 км/ч	800	1000	667	872
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1100	1300	853	1124
грузовых поездов - более 90 км/ч, но не более 100 км/ч	1400	1600	1061	1406

Конец таблицы 10.10

1	2	3	4	5
На перегонах, где есть руководящие спуски 6‰ и круче, но не более 10‰, при скорости движения:				
грузовых поездов - не более 80 км/ч	1000	1200	724	978
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не больше 90 км/ч	1300	1500	929	1266
"А" - расстояние от сигнальных знаков "Начало опасного места" и "Конец опасного места" до сигналов уменьшения скорости; "Б" - расстояние от временных красных сигналов и от места внезапного препятствия, которое возникло, до первой петарды				

## 10.2 ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА В ПОРОЖНЕМ СОСТОЯНИИ ПРИ КОМПОЗИЦИОННЫХ КОЛОДКАХ

Результаты измеренных параметров тормозной системы при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 10.11, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 10.6. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов, полученные методом компьютерного моделирования, приведены на рисунке 10.7.

Таблица 10.11 - Характеристики процессов торможения вагона, полученные при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм
44,56	121,59	130	84,00
62,22	216,01	130	83,00
82,81	387,67	130	82,00
61,31	216,01	130	82,00
95,91	533,58	135	83,00
116,51	851,15	130	83,00
83,56	393,39	130	83,00
31,90	65,80	130	83,00
64,89	243,19	140	84,00
79,49	390,53	130	83,00
43,64	115,87	130	80,00
102,41	596,52	130	82,00
123,57	946,99	130	81,00
103,57	629,42	130	83,00
45,55	94,41	130	84,00
122,61	935,55	130	85,00
103,00	619,41	130	84,00
	Среднее значение	<b>131</b>	<b>84,0</b>

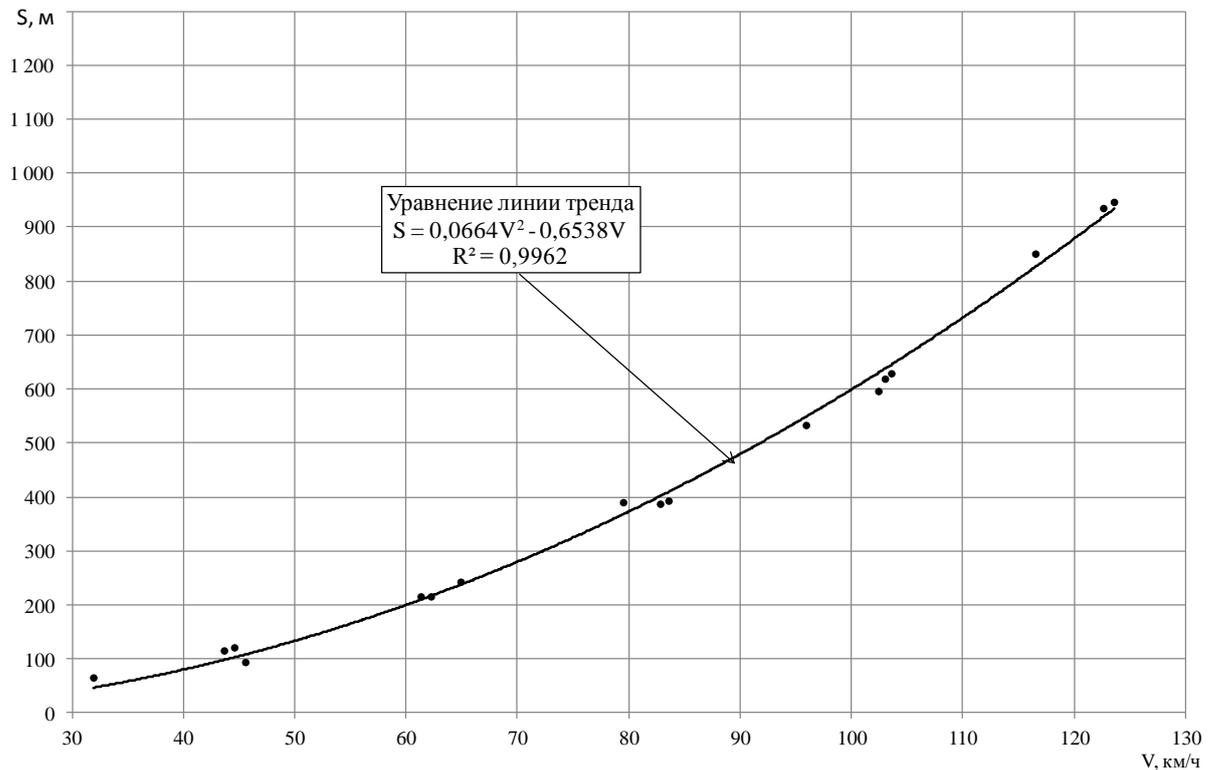


Рисунок 10.6 – Уравнение линии тренда тормозного пути

Исходные данные		Уравнение линии тренда				
		a	b			
		0,0664	-0,6538	1,08		
Исходный путь	Торм. путь, м	V, км/ч	Торм. путь, м показ тренда	r(F <sub>0</sub> )	ΔF <sub>0</sub>	σ <sub>расч(F<sub>0</sub>)</sub>
44,56	121,59	40	80,2	182,9814	-1,2882	0,162946284
62,22	216,01	60	120,3	139,0782	-1,2419	0,118676977
82,81	387,67	80	200,0	182,8792	-1,2124	0,298866763
61,31	216,01	70	279,8	235,8420	-1,1998	0,281129713
85,91	521,58	80	372,0	180,1428	-1,1834	0,274868288
116,51	851,15	90	470,3	178,3475	-1,1750	0,267857190
83,58	393,39	100	590,0	472,8510	-1,1728	0,262773217
119	65,8	110	732,0	588,2816	-1,1717	0,258869682
84,88	243,19	120	878,0	728,2405	-1,1736	0,255559776
79,49	390,53					
48,84	115,87					
102,41	596,52					
123,57	346,99					
102,57	629,42					
45,59	84,41					
122,61	935,55					
185	619,41					

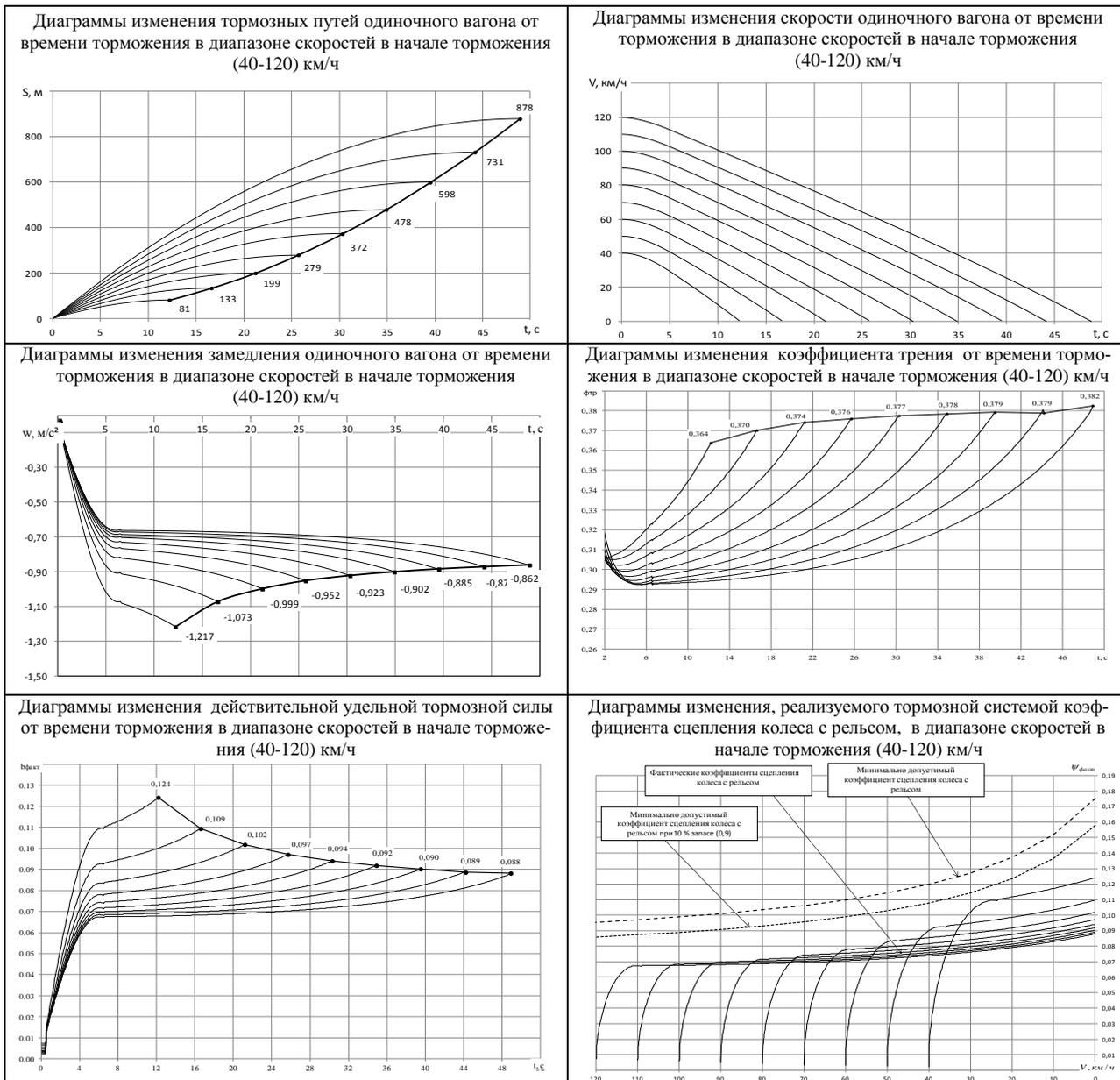
Рисунок 10.7 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 0,7 % для диапазона скоростей (40-120) км/ч (табл. 10.12). Динамика изменение параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 10.13, итоговые результаты исследования параметров тормозного процесса одиночного вагона - в таблице 10.14.

Таблица 10.12 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов вагона со смешанными колодками в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузе в состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,3629	80	81	-0,67
50	0,3197	133	133	0,07
60	0,2969	200	199	0,28
70	0,2831	280	279	0,31
80	0,2741	373	372	0,28
90	0,2676	479	478	0,22
100	0,2628	599	598	0,15
110	0,2589	732	731	0,08
120	0,2556	878	878	0,00

Таблица 10.13 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса



Конец таблицы 10.13

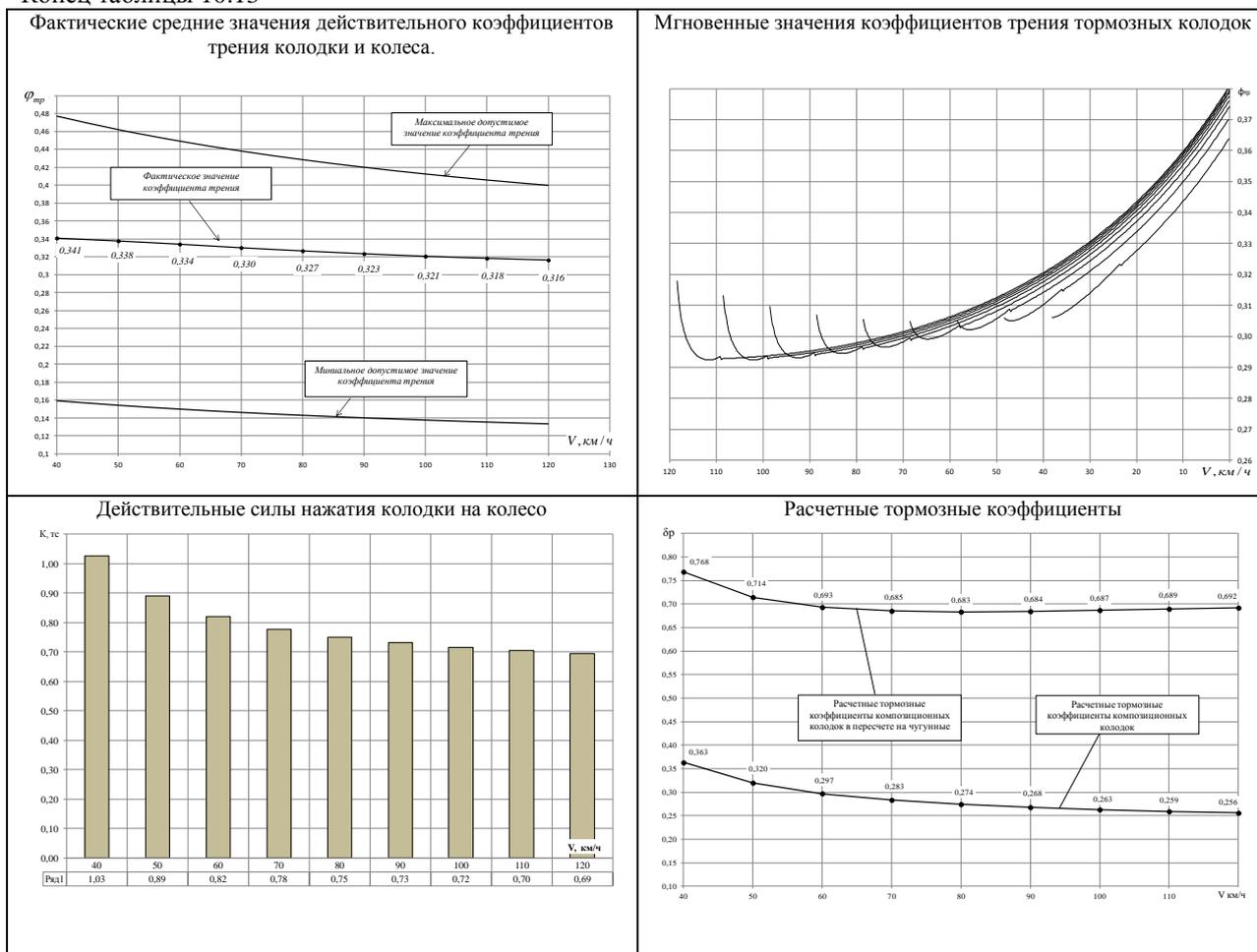


Таблица 10.14 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в порожнем состоянии

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	12,20	80	0,3629	0,7684	-0,901	-1,217
50	16,60	133	0,3197	0,7145	-0,827	-1,073
60	21,20	200	0,2969	0,6931	-0,783	-0,999
70	25,70	280	0,2831	0,6851	-0,753	-0,952
80	30,30	373	0,2741	0,6834	-0,731	-0,923
90	34,90	479	0,2676	0,6845	-0,714	-0,902
100	39,50	599	0,2628	0,6868	-0,701	-0,885
110	44,20	732	0,2589	0,6895	-0,690	-0,873
120	48,90	878	0,2556	0,6920	-0,681	-0,862

Для определения параметров тормозной системы по условию не допущения юза моделировались тормозные процессы при давлении в тормозном цилиндре 160 кПа (1,6 кгс/см<sup>2</sup>) и выходе штока 50 мм, при этом усилие сжатия авторегулятора не учитывалось. Значения расчетных тормозных коэффициентов приведены в таблице 10.15. Результаты моделирования приведены на рис. 10.8.

Таблица 10.15 - Расчетные тормозные коэффициенты, принятые для моделирования

Скорость в начале торможения, км/ч	При давлении в тормозном цилиндре 160 кПа
40	0,452
50	0,398
60	0,369
70	0,352
80	0,341
90	0,333
100	0,327
110	0,322
120	0,318

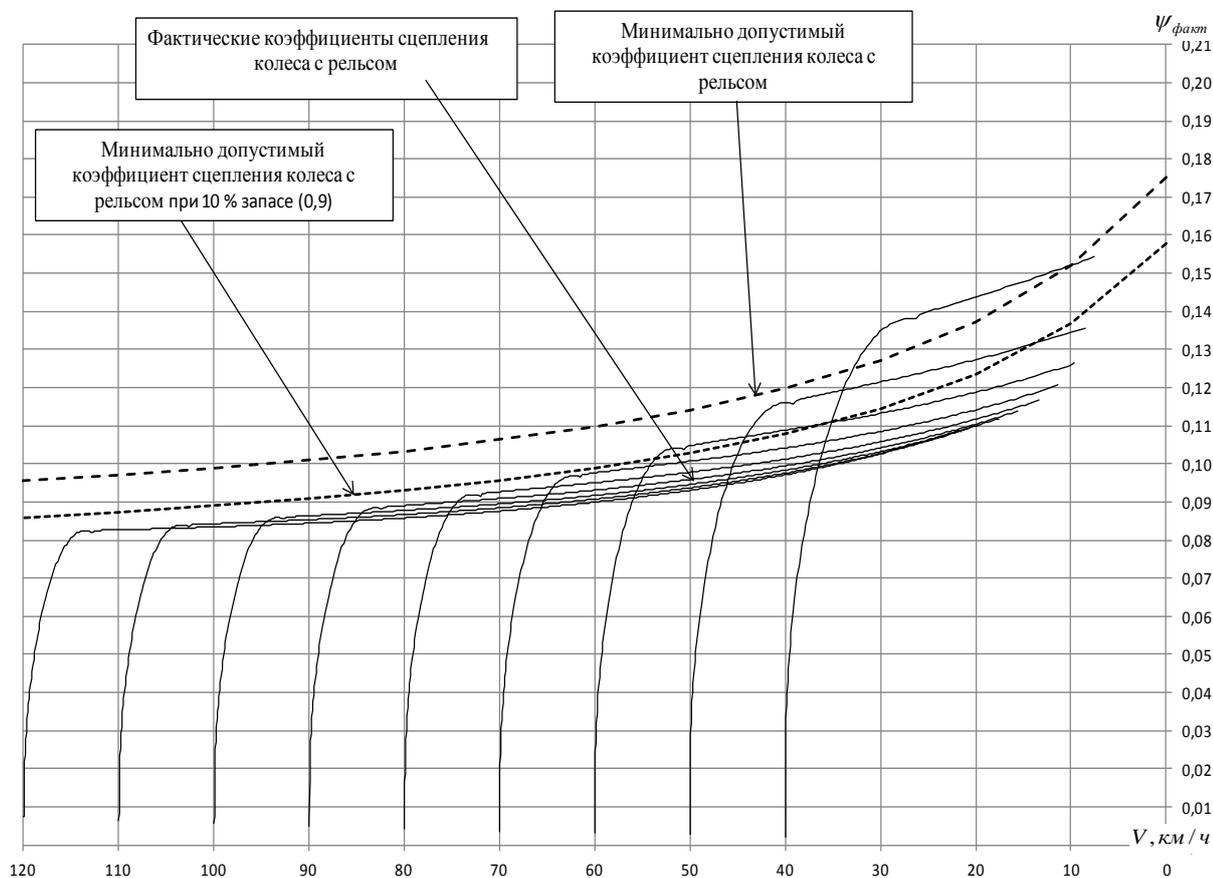


Рисунок 10.8 – Коэффициенты сцепления колес с рельсом, реализуемые тормозной системой при торможении

### 10.3 ТЕМПЕРАТУРА НАГРЕВА КОЛЕСА ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ В ИССЛЕДУЕМОМ ДИАПАЗОНЕ СКОРОСТЕЙ В НАЧАЛЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Температура нагрева колеса при торможении определялась в соответствии с методикой, изложенной в разделе 5. Исходные данные для расчета приведены в таблице 10.16. Результаты расчета приведены на рис. 10.9.

Таблица 10.16 - Параметры тормозного процесса, полученные в результате экспериментальных исследований

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Удельная тормозная сила
40	17,3	120,5	0,2643	0,0997
50	23,5	197,7	0,2691	0,0846
60	30,0	294,6	0,2704	0,0771
70	36,5	411,1	0,2695	0,0726
80	43,1	547,2	0,2678	0,0697
90	49,7	702,8	0,2657	0,0677
100	56,3	877,9	0,2633	0,0663
110	62,9	1072,4	0,2610	0,0656
120	69,5	1286,4	0,2588	0,0647

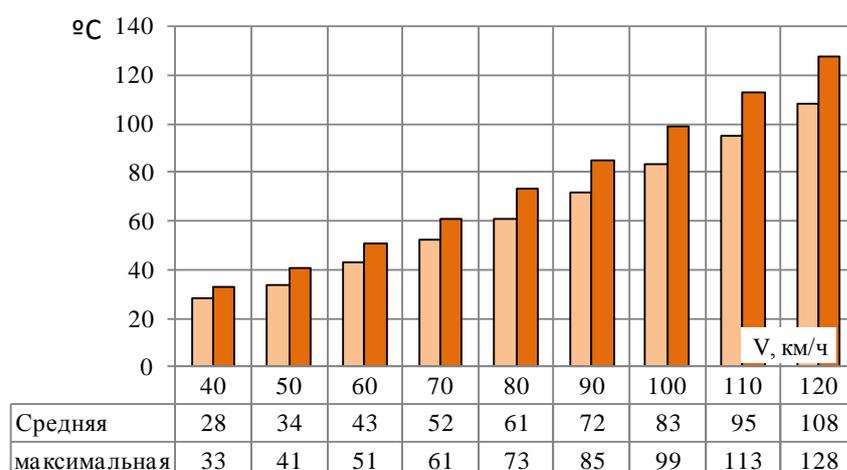


Рисунок 10.9 – Диаграмма распределения температуры нагрева колеса

#### 10.4 ВЫВОДЫ

- 1 Величины тормозных коэффициентов для опытного вагона при скорости 120 км/ч превышают минимальные допустимые значения как для груженого ( $0,189 > 0,14$ ), так и для порожнего вагонов ( $0,255 > 0,22$ );
- 2 Силы нажатия композиционных колодок на ось при скорости 120 км/ч по результатам испытаний для груженого вагона составили 24,1 кН, а в пересчете на чугунные – 65,04 кН;
- 3 Действительная удельная тормозная сила полувагона в груженом состоянии уменьшается с повышением скорости в начале торможения от 0,10 (40 км/ч) до 0,065 (120 км/ч), для порожнего вагона - с 0,124 (40 км/ч) до 0,088 (120 км/ч);
- 4 В груженом состоянии средние замедления уменьшаются от минус  $0,638 \text{ м/с}^2$  (40 км/ч) до минус  $0,479 \text{ м/с}^2$  (120 км/ч), максимальные - от минус  $0,978 \text{ м/с}^2$  (40 км/ч) до минус  $0,637 \text{ м/с}^2$  (120 км/ч);
- 5 В порожнем состоянии средние замедления уменьшаются от минус  $0,901 \text{ м/с}^2$  (40 км/ч) до минус  $0,681 \text{ м/с}^2$  (120 км/ч), максимальные - от минус  $1,217 \text{ м/с}^2$  (40 км/ч) до минус  $0,862 \text{ м/с}^2$  (120 км/ч);
- 6 Тормозные коэффициенты композиционных колодок в пересчете на чугунные при скорости 90 км/ч ( $0,505$ ) превышают 0,33 по условию единого наименьшего тормозного нажатия на 100 тс веса поезда;
- 7 Фактические значения коэффициентов трения находятся в пределах нормативных значений;
- 8 Тормозные пути грузового поезда на нормированных спусках не превышают допустимых значений согласно Инструкции [30];
- 9 Действительные силы нажатия колодок на колеса корреспондируются с расчетными;

- 10 Условие недопущения юза колесных пар при давлении в тормозном цилиндре для порожнего вагона 160 кПа выполняется в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения, вместе с тем дл скоростей менее 60 км/ч не выполняется рекомендуемый запас (10 %) по юзу;
- 11 Максимальная температура колеса достигается при скорости 120 км/ч, при этом средняя температура составила 108 °С, максимальная 128 °С;
- 12 Тормозная система полувагона модели 12-7023 отвечает нормативным требованиям;
- 13 Полувагон модели 12-7023 на тележках 18-7020 с установленными параметрами тормозной системы может эксплуатироваться до скоростей 120 км/ч включительно без ограничений.

## РАЗДЕЛ 11

### ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ МОДЕЛИ 13-4128

Вагон-платформа модели 13-4128 предназначена для перевозки крупнотоннажных контейнеров, леса и пиломатериалов (рис 11.1), краткая техническая характеристика вагона платформы приведена в таблице 11.1.



Рисунок 11.1 – Вагон - платформа модели 13-4128

Таблица 11.1 - Технические характеристики вагон-платформы модели 13-4128

Грузоподъемность, т	61
Масса тары вагона, т	33
Нагрузка:	
статическая осевая, кН (тс)	230,5 (23,5)
Скорость конструкционная, км/ч	120
Длина по осям сцепления автосцепок, мм	26220
Модель 2-осной тележки	18-100
Тормозная система типовая	

Ходовые тормозные испытания проводились методом «бросания», после каждого опыта (бросания) производились замеры давления и величины выхода штока тормозного цилиндра.

Фактические весовые характеристик для порожнего (тара) и груженого (вес груза с тарой) вагонов составляли соответственно 318 кН и 939 кН при массе груза 62,1 т. Анализ тормозной эффективности осуществлялся по величине фактических тормозных путей в принятом диапазоне скоростей в начале торможения.

## 11.1 ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА В ГРУЖЕНОМ СОСТОЯНИИ

Результаты измеренных параметров тормозной системы при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 11.2, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 11.2. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов, полученные методом компьютерного моделирования, приведены на рисунке 11.3.

Таблица 11.2 - Параметры процесса торможения вагона, измеренные при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Давление в ТЦ, кПа	Давление в запасном резервуаре, кПа	Выход штока, мм
38,33	174,95	315	420	88
61,03	384,01	315	420	88
80,99	569,34	312	420	88
116,27	1157,95	315	420	92
92,12	753,19	310	420	93
92,51	750,22	310	420	92
38,96	157,16	310	420	92
76,35	529,31	310	420	92
44,41	198,68	320	420	95
61,67	349,91	310	420	98
121,73	1331,42	312	420	95
99,21	932,59	310	420	90
115,70	1217,26	315	420	90
63,30	382,52	318	420	90
86,23	693,88	315	420	90
	<b>Среднее значение</b>	<b>313</b>	<b>420</b>	<b>91,53</b>

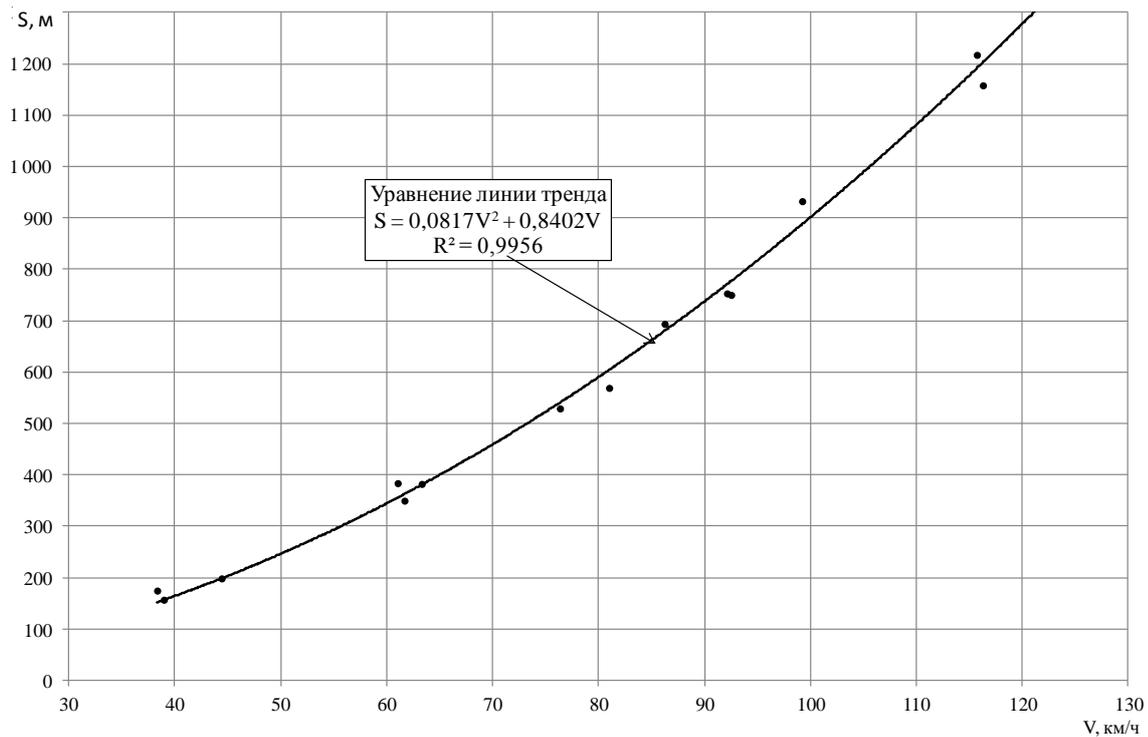


Рисунок 11.2 – Уравнение линии тренда тормозного пути

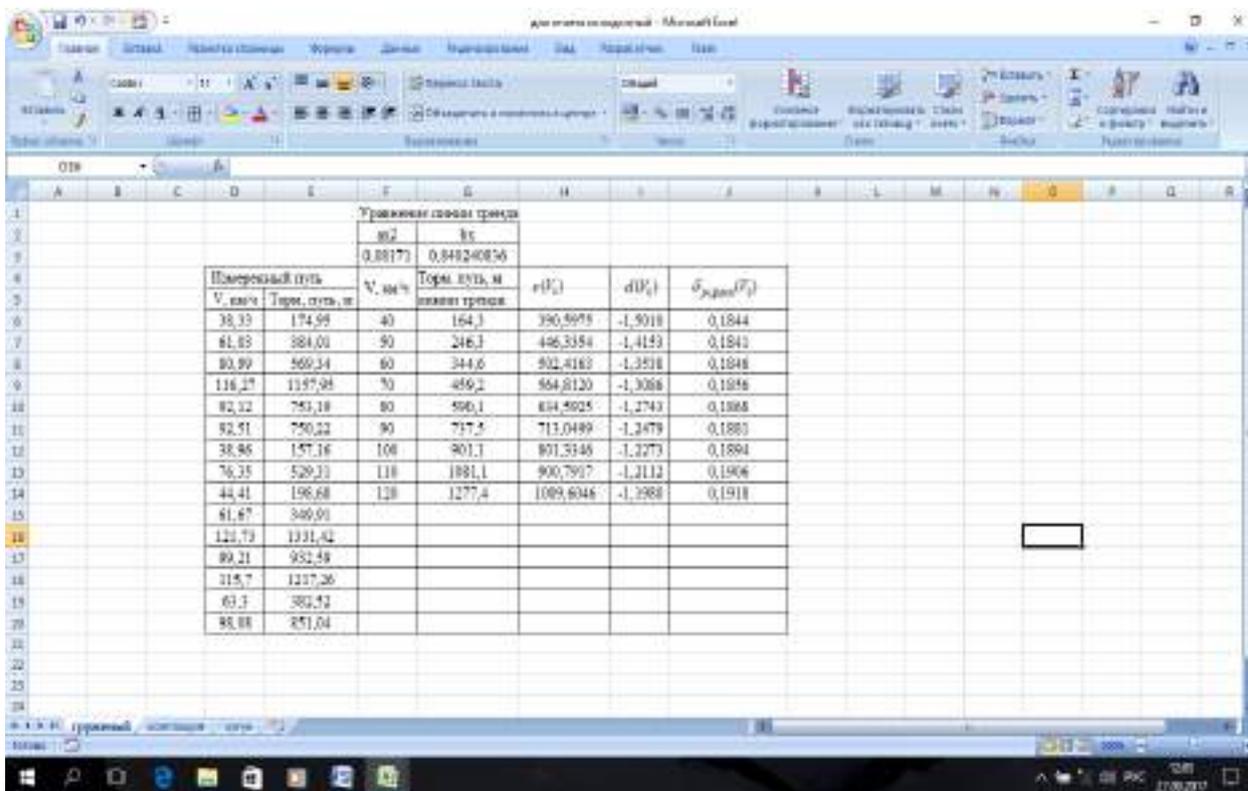


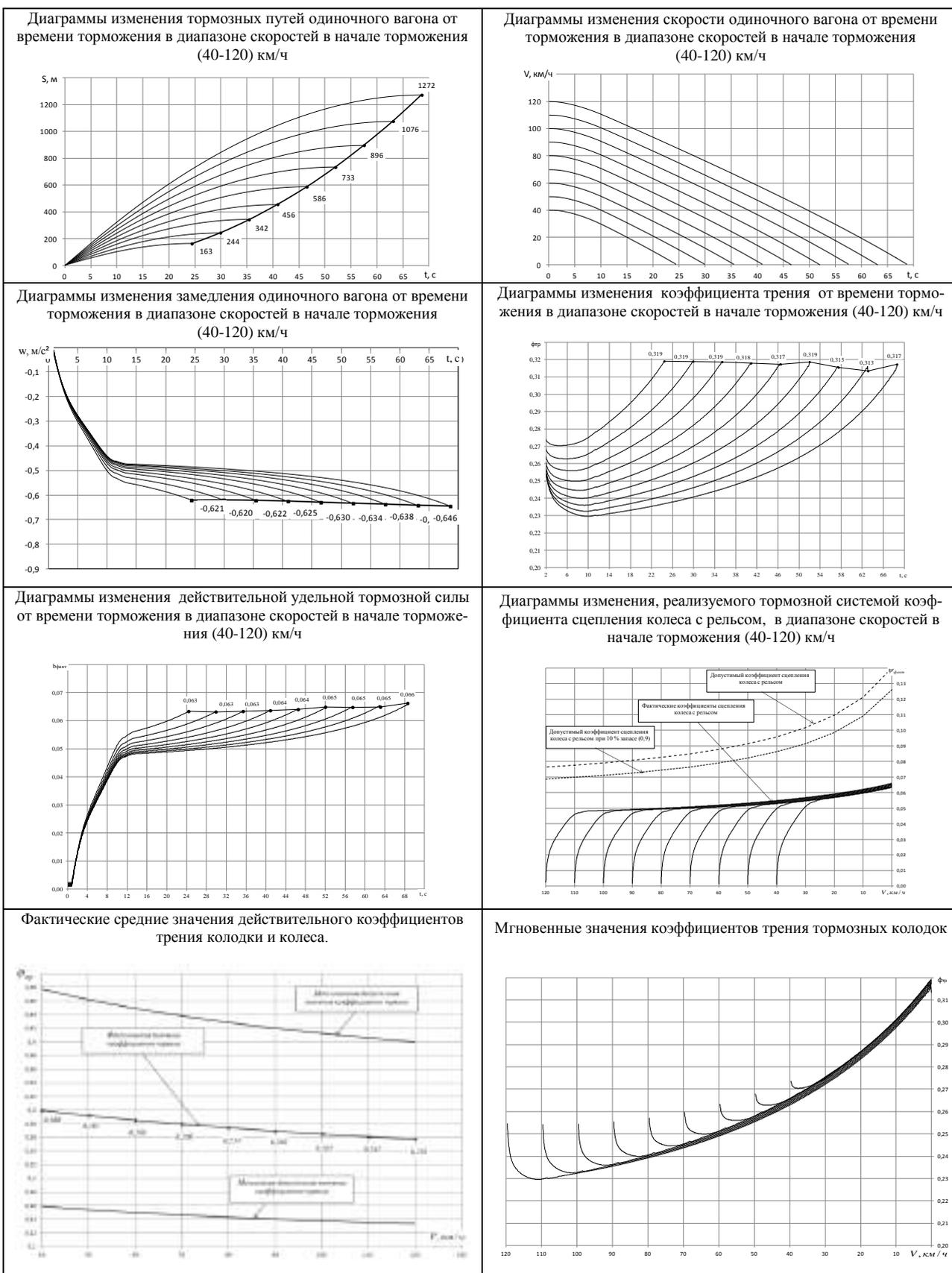
Рисунок 11.3 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 1 % (табл. 11.3). Динамика изменение параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 11.4, итоговые результаты параметров тормозного процесса одиночного вагона - в таблице 11.5.

Таблица 11.3 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов вагона в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в груженом состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,1844	164	163	0,93
50	0,1841	246	244	0,87
60	0,1846	345	342	0,81
70	0,1856	459	456	0,74
80	0,1868	590	586	0,68
90	0,1881	737	733	0,62
100	0,1894	901	896	0,56
110	0,1906	1081	1076	0,51
120	0,1918	1277	1272	0,46

Таблица 11.4 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса



Конец таблицы 11.4

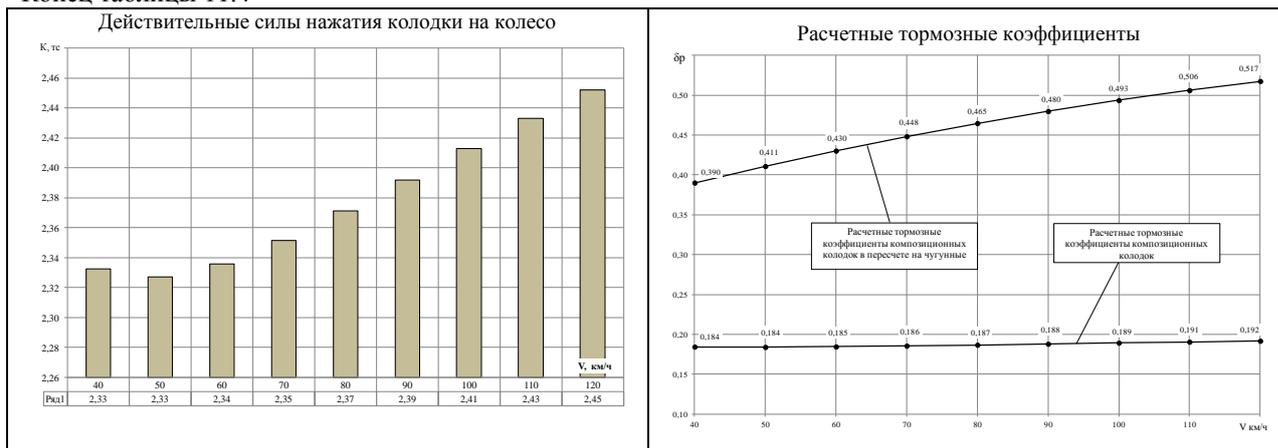


Таблица 11.5 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в грузе

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	24,40	164	0,1844	0,3901	-0,45176	-0,62103
50	29,90	246	0,1841	0,4108	-0,45176	-0,62103
60	35,40	345	0,1846	0,4302	-0,45176	-0,62103
70	40,90	459	0,1856	0,4482	-0,45176	-0,62103
80	46,50	590	0,1868	0,4647	-0,45176	-0,62103
90	52,00	737	0,1881	0,4797	-0,45176	-0,62103
100	57,50	901	0,1894	0,4935	-0,45176	-0,62103
110	63,10	1081	0,1906	0,5060	-0,45176	-0,62103
120	68,60	1277	0,1918	0,5175	-0,45176	-0,62103

При определении тормозного пути грузового поезда использовалась таблица нарастания тормозной силы от начала торможения до установившегося значения в последнем вагоне. На рис. 11.4 показана диаграмма изменения тормозной силы для 50 вагонов (200 осей) с длиной по осям сцепления 26,22 м и скоростью распространения тормозной волны 250 м. Величины тормозных путей грузового поезда на площадке и нормированных спусках приведены в таблице 11.6.

Основным критерием тормозной эффективности вагона являются тормозные пути при минимальном давлении 300 кПа (3,0 кгс/см<sup>2</sup>) в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока (100 мм). Расчет показал, что при этих условиях расчетный тормозной коэффициент составляет 0,15. Для определения тормозных путей грузового поезда экспериментальные значения расчетных тормозных коэффициентов понижаются на величину отношения тормозных коэффициентов при минимальном давлении к экспериментальному значению, полученному в результате ходовых тормозных испытаний для скорости 120 км/ч (0,1918). Параметры тормозного процесса при указанных условиях представлены в таблицах 11.7 и 11.8, а сравнительные значения тормозных путей на нормированных спусках с нормативными – в таблице 11.9, которые показали, что тормозные пути поезда на нормированных спусках 6 % и 10 % при экстренном пневматическом торможении для скоростей в начале торможения (80-100) км/ч меньше максимально допустимых значений, обусловленных инструкцией [30].

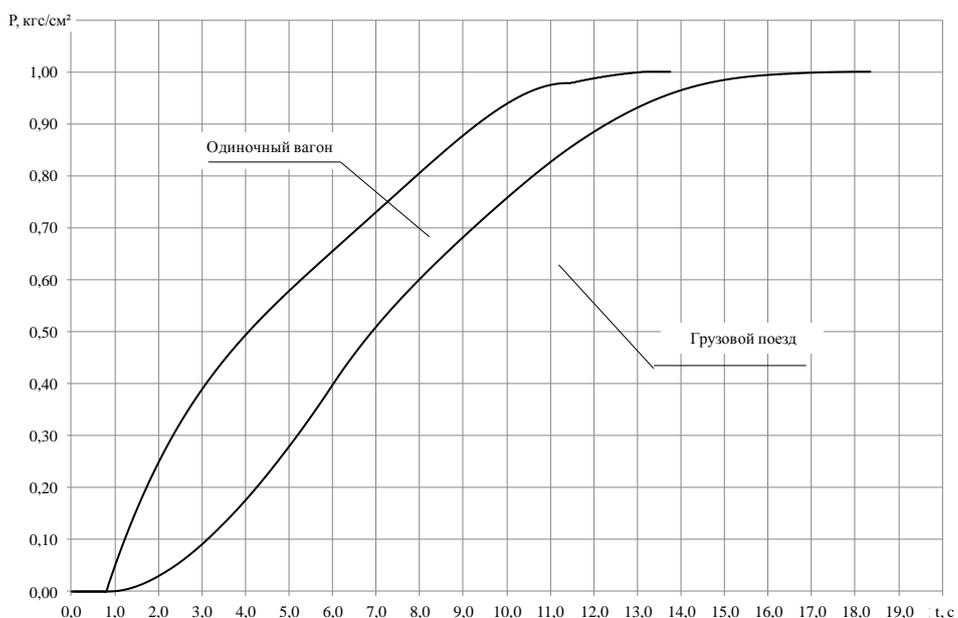


Рисунок 11.4 – Нарастание тормозной силы в процессе торможения

Таблица 11.6 - Тормозные пути поезда из 50 вагонов (200 осей) на площадке и нормированных спусках

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
40	29,50	196	32,80	224	35,40	247
50	34,90	292	39,00	332	42,20	365
60	40,40	403	45,20	458	49,00	503
70	45,90	531	51,40	603	55,80	662
80	51,40	676	57,60	766	62,60	840
90	56,90	836	63,80	947	69,40	1039
100	62,40	1012	70,00	1147	76,20	1257
110	68,00	1205	76,30	1365	83,00	1497
120	73,50	1414	82,50	1602	89,90	1756

Таблица 11.7 - Результаты моделирования параметров тормозного процесса одиночного вагона при минимальном давлении в тормозном цилиндре (300 кПа) и максимальном выходе штока (100 мм)

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с²	Максимальное замедление вагона, м/с²
1	2	3	4	5	6	7
40	29,70008	193	0,145201	0,307093	-0,37313	-0,49128
50	36,60001	292	0,14492	0,323292	-0,37313	-0,49128
60	43,49991	412	0,14535	0,338464	-0,37313	-0,49128
70	50,4998	552	0,14613	0,352476	-0,37313	-0,49128
80	57,3997	713	0,147079	0,365322	-0,37313	-0,49128
90	64,39959	894	0,14809	0,377046	-0,37313	-0,49128
100	71,29948	1096	0,149101	0,387734	-0,37313	-0,49128
110	78,29938	1318	0,150074	0,397416	-0,37313	-0,49128
120	85,29927	1560	0,151	0,406236	-0,37313	-0,49128

Таблица 11.8 - Тормозные пути поезда из 50 вагонов на площадке и нормированных спусках при минимальном давлении в тормозном цилиндре и максимальном выходе штока

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
40	34,70	230	39,70	271	44,00	306
50	41,60	344	47,80	403	53,10	455
60	48,50	478	55,90	559	62,20	630
70	55,40	632	64,00	739	71,30	833
80	62,30	806	72,10	943	80,40	1062
90	69,30	1000	80,10	1170	89,50	1319
100	76,20	1215	88,20	1422	98,60	1602
110	83,20	1450	96,30	1697	107,80	1913
120	90,10	1705	104,40	1995	116,90	2249

Таблица 11.9 - Допустимые значения тормозных путей на нормированных спусках [30]

Руководящий спуск и максимально допустимая скорость движения поездов на перегоне	Расстояние, м		Тормозные пути грузового поезда, полученные в результате эксперимента, м	Тормозные пути грузового поезда при минимальном давлении в тормозном цилиндре, м
	А	Б		
На перегонах, где имеются руководящие спуски менее 6‰, при скорости движения грузовых поездов - не более 80 км/ч	800	1000	803	943
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1100	1300	1040	1170
грузовых поездов - более 90 км/ч, но не более 100 км/ч	1400	1600	1308	1422
На перегонах, где есть руководящие спуски 6‰ и круче, но не более 10‰, при скорости движения:				
грузовых поездов - не более 80 км/ч	1000	1200	891	1062
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1300	1500	1160	1319
"А" - расстояние от сигнальных знаков "Начало опасного места" и "Конец опасного места" до сигналов уменьшения скорости; "Б" - расстояние от временных красных сигналов и от места внезапного препятствия, которое возникло, до первой петарды				

## 11.2 ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА В ПОРОЖНЕМ СОСТОЯНИИ

Результаты измеренных параметров тормозной системы при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 11.10, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 11.5. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов, полученные методом компьютерного моделирования, приведены на рисунке 11.6.

Таблица 11.10 - Характеристики процессов торможения вагона, полученные при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Давление в ТЦ, кПа	Давление в запасном резервуаре, кПа	Выход штока, мм
1	2	3	4	5
39,83	130,47	155	420	75
53,38	200,16	160	420	75
65,09	259,46	160	420	80
95,31	522,21	160	420	75

Конец таблицы 11.10

92,03	497,35	155	420	78
72,13	296,53	160	420	78
70,23	309,10	160	420	70
42,36	127,51	155	420	70
39,83	133,74	160	420	70
62,06	271,35	160	420	70
121,31	884,23	155	420	70
121,31	859,12	155	420	74
80,87	376,59	150	420	72
98,84	535,24	150	420	72
62,06	252,05	160	420	70
42,36	163,09	160	420	70
62,06	266,88	155	420	72
116,03	811,01	155	420	72
<i>Среднее значение</i>		<i>157</i>	<i>420</i>	<i>75</i>

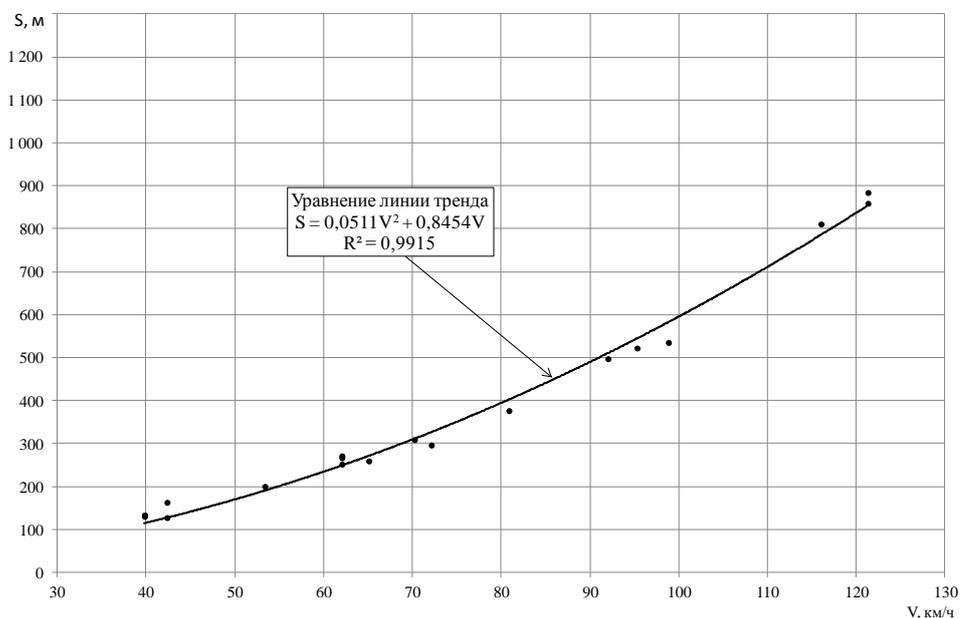


Рисунок 11.5 – Уравнение линии тренда тормозного пути

Поперечный размер V, км/ч	Торм. путь, м	V, км/ч	Сред. путь, м	Сред. путь, м	ΔFC	ΔFC	ΔFC(%)
39,83	133,74	40	133,74	133,74	-0,0000	0,00000000	
42,36	127,51	50	133,74	133,74	-0,5723	0,00000000	
59,83	309,10	60	133,74	133,74	175,36	0,00000000	
62,06	271,35	70	133,74	133,74	137,61	0,00000000	
70,23	309,10	80	133,74	133,74	175,36	0,00000000	
72,13	296,53	90	133,74	133,74	162,79	0,00000000	
79,24	376,59	100	133,74	133,74	242,85	0,00000000	
80,87	376,59	110	133,74	133,74	242,85	0,00000000	
98,84	535,24	120	133,74	133,74	401,50	0,00000000	
121,31	884,23						
121,31	859,12						
116,03	811,01						

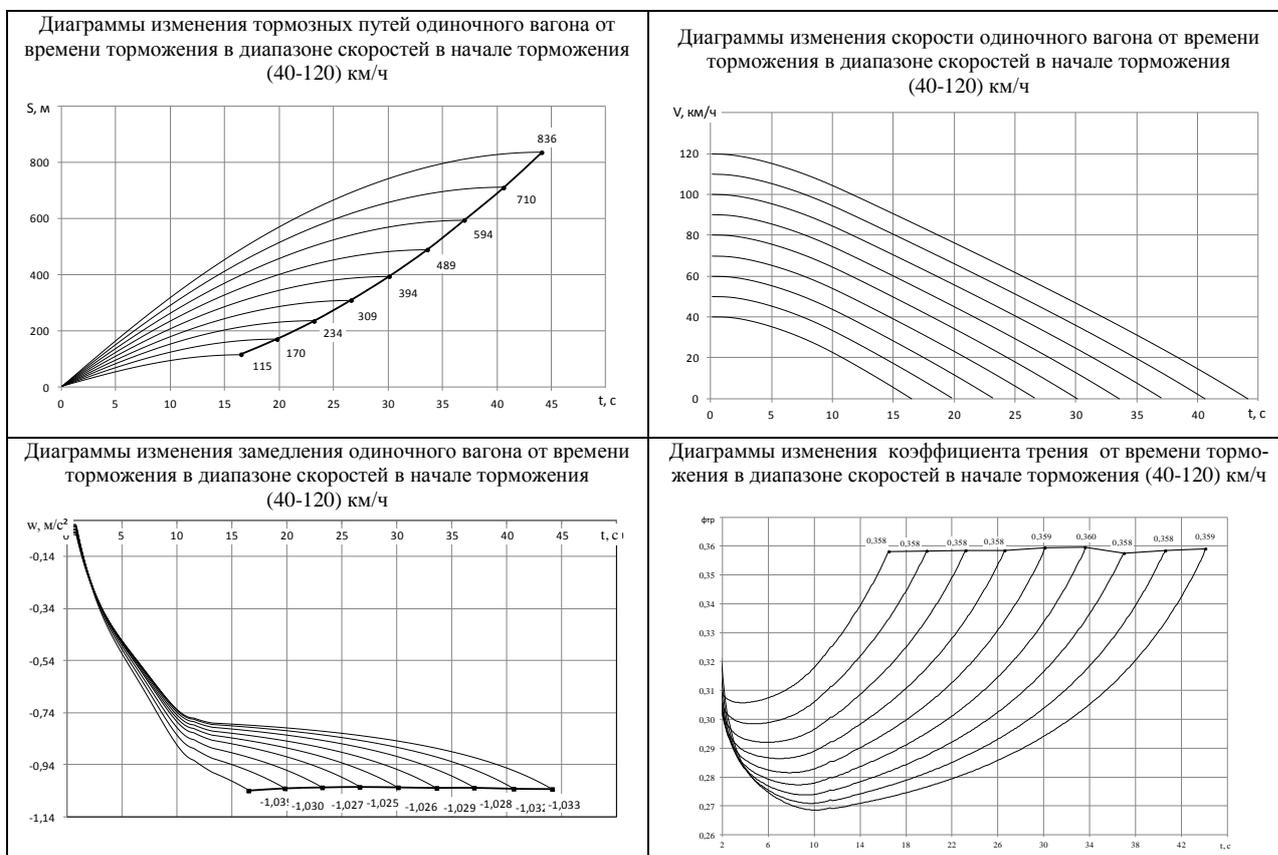
Рисунок 11.6 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 0,3 % (табл. 11.11). Динамика изменения параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 11.12, итоговые результаты исследования параметров тормозного процесса одиночного вагона - в таблице 11.13. Так как среднее давление в тормозном цилиндре при испытаниях порожнего вагона составляло 157 кПа (1,57 кгс/м<sup>2</sup>), то проверка на юз не проводится.

Таблица 11.11. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов вагона в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

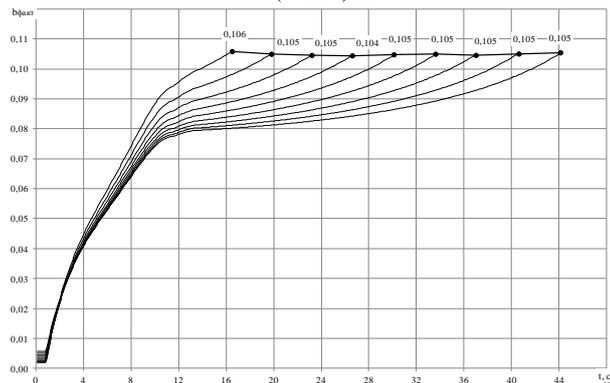
Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузе при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,3092	116	115	0,18
50	0,3069	170	170	0,24
60	0,3057	235	234	0,27
70	0,3054	309	309	0,26
80	0,3056	395	394	0,25
90	0,3060	490	489	0,23
100	0,3065	595	594	0,21
110	0,3070	711	710	0,18
120	0,3075	837	836	0,17

Таблица 11.12 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса

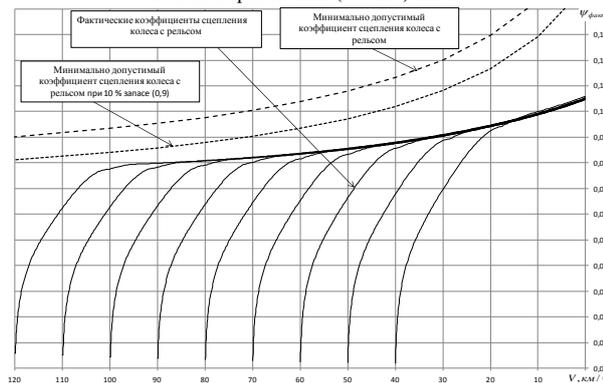


Конец таблицы 11.12

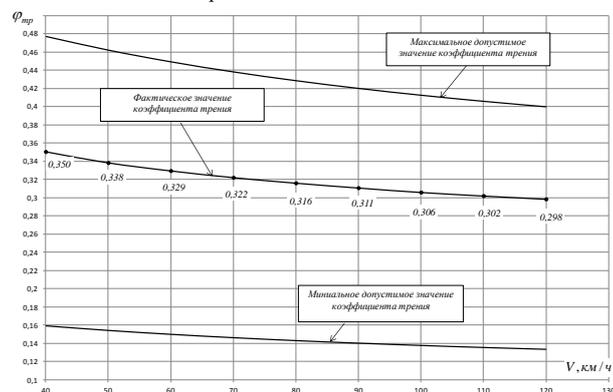
Диаграммы изменения действительной удельной тормозной силы от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



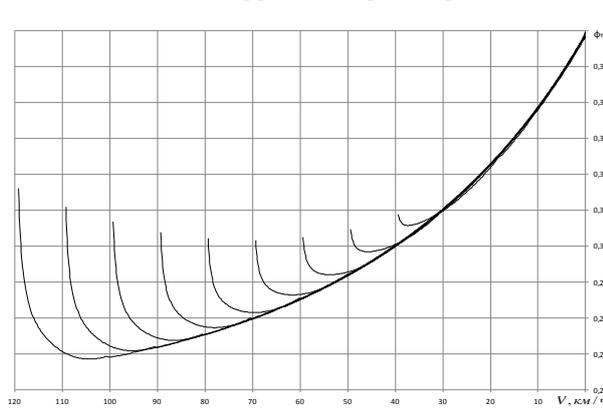
Диаграммы изменения, реализуемого тормозной системой коэффициента сцепления колеса с рельсом, в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



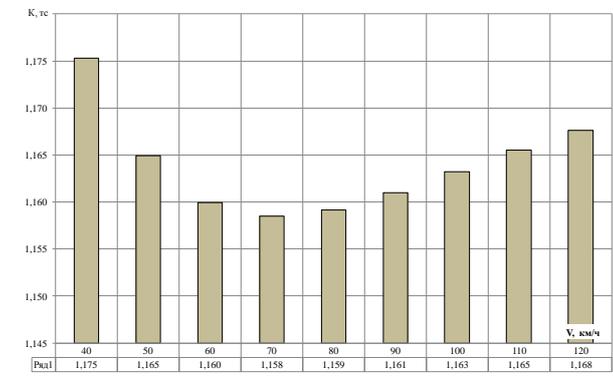
Фактические средние значения действительного коэффициентов трения колодки и колеса.



Мгновенные значения коэффициентов трения тормозных колодок



Действительные силы нажатия колодки на колесо



Расчетные тормозные коэффициенты

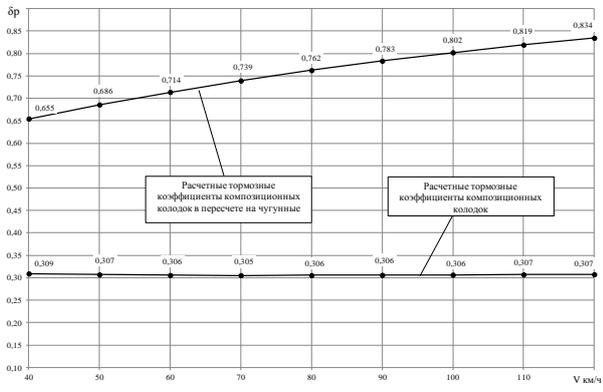


Таблица 11.13 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в порожнем состоянии

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	16,50	116	0,3092	0,6546	-0,669	-1,039
50	19,80	170	0,3069	0,6858	-0,669	-1,039
60	23,20	235	0,3057	0,7138	-0,669	-1,039
70	26,60	309	0,3054	0,7393	-0,669	-1,039
80	30,10	395	0,3056	0,7624	-0,669	-1,039

Конец таблицы 11.13

1	2	3	4	5	6	7
90	33,60	490	0,3060	0,7833	-0,669	-1,039
100	37,00	595	0,3065	0,8022	-0,669	-1,039
110	40,60	711	0,3070	0,8192	-0,669	-1,039
120	44,10	837	0,3075	0,8344	-0,669	-1,039

### 11.3 ТЕМПЕРАТУРА НАГРЕВА КОЛЕСА ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ В ИССЛЕДУЕМОМ ДИАПАЗОНЕ СКОРОСТЕЙ В НАЧАЛЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Температура нагрева колеса при торможении определялась в соответствии с методикой, изложенной в разделе 4. Исходные данные для расчета приведены в таблице 11.14. Результаты расчета приведены на рис. 11.7.

Таблица 11.14 - Параметры тормозного процесса, полученные в результате экспериментальных исследований

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Удельная тормозная сила
40	24,4	162,8	0,2997	0,0633
50	29,9	244,1	0,2922	0,0632
60	35,4	341,8	0,2856	0,0633
70	40,9	455,8	0,2796	0,0636
80	46,5	586,1	0,2743	0,0640
90	52,0	732,9	0,2695	0,0649
100	57,5	896,0	0,2651	0,0648
110	63,1	1075,6	0,2613	0,0649
120	68,6	1271,6	0,2577	0,0662

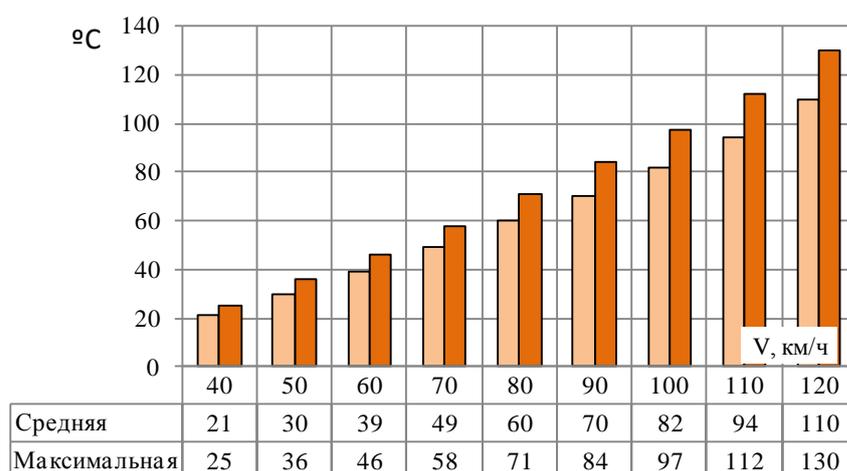


Рисунок 11.7 – Диаграмма распределения температуры нагрева колеса

### 11.4 ВЫВОДЫ

- 1 Величины тормозных коэффициентов для опытного вагона при скорости 120 км/ч превышают минимальные допустимые значения как для груженого (0,192 > 0,14), так и для порожнего вагонов (0,2750 > 0,22);

- 2 Силы нажатия композиционных колодок на ось при скорости 120 км/ч по результатам испытаний для груженого вагона составили 24,5 кН, а в пересчете на чугунные – 66,12 кН;
- 3 Удельная тормозная сила платформы в груженом состоянии увеличивается с повышением скорости в начале торможения от 0,063 (40 км/ч) до 0,0664 (120 км/ч), для порожнего вагона - с 0,078 (40 км/ч) до 0,094 (120 км/ч);
- 4 В груженом состоянии средние замедления увеличиваются от минус 0,451 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,485 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч), максимальные - от минус 0,621 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,645 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч);
- 5 В порожнем состоянии средние замедления увеличиваются от минус 0,611 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,720 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч), максимальные - от минус 0,769 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,925 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч)
- 6 Тормозные коэффициенты композиционных колодок в пересчете на чугунные при скорости 90 км/ч (0, 4797) превышают 0,33 по условию единого наименьшего тормозного нажатия на 100 тс веса поезда;
- 7 Фактические значения коэффициентов трения находятся в пределах нормативных значений;
- 8 Тормозные пути грузового поезда на нормированных спусках не превышают допустимых значений согласно Инструкции [30];
- 9 Действительные силы нажатия колодок на колеса корреспондируются с расчетными;
- 10 Условие недопущения юза колесных пар при давлении в тормозном цилиндре для порожнего вагона 160 кПа выполняется в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения;
- 11 Максимальная температура колеса достигается при скорости 120 км/ч, при этом средняя температура составила 110 °С, максимальная 130 °С;
- 12 Тормозная система платформы модели 13-4128 отвечает нормативным требованиям;
- 13 Платформа модели 13-4128 с установленными параметрами тормозной системы может эксплуатироваться до скоростей 120 км/ч включительно без ограничений.

## РАЗДЕЛ 12

### ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ МОДЕЛИ 15-9049 МЕТОДОМ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ ТОРМОЖЕНИЙ

Вагон-цистерна модели 15-9049 (рис. 12.1) предназначена для перевозки бензина и нефтепродуктов по всей сети железных дорог Украины, стран СНГ и Балтии колеи 1520 мм, краткая техническая характеристика цистерны приведена в таблице 12.1.



Рисунок 12.1 – Вагон-цистерна для бензина и нефтепродуктов модели 15-9049

Таблица 12.1 - Технические характеристики вагон - цистерны модели 15-9049

Грузоподъемность, т	68,2
Масса тары вагона, т (минимальная/максимальная)	24,2/25,8
Нагрузка:	
статическая осевая, кН (тс)	230,5 (23,5)
Скорость конструкционная, км/ч	120
Длина по осям сцепления автосцепок, мм	12020
Объем котла, м <sup>3</sup>	85,6
Тормозная система типовая	

Ходовые тормозные испытания вагона проводились методом последовательных торможений (см. раздел 6) на участке «Ново - Кондрашевская»-«Старобельск» Донецкой железной дороги при температуре окружающей среды от  $-10^{\circ}\text{C}$  до  $+5^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности от 65 % до 75 %.

В процессе ходовых тормозных испытаний осуществлялись замеры давления и величины выхода штока тормозного цилиндра, испытания проводились при композиционных колодках.

Фактические весовые характеристики опытного состава приведены в табл. 12.2. Анализ тормозной эффективности осуществлялся по величине тормозных путей, полученных по уравнению линии тренда в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч.

Таблица 12.2 – Весовые характеристики составляющих единиц опытного поезда

Наименование	Вес, кН (тс)		
	Опытный поезд с исследуемым грузным вагоном	Опытный поезд без исследуемого вагона	Опытный поезд с исследуемым порожним вагоном
Локомотив ЧС8	2707 (276)	2707 (276)	2707(276)
Вагон-цистерна модели 15-1949	930,6 (94,9)	-	250,1(25,5)
Вагон-лаборатория	490 (50)	490 (50)	490 (50)
<b>ИТОГО</b>	<b>4128 (420,9)</b>	<b>(326)</b>	<b>3447 (351,5)</b>

### 12.1 ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА В ГРУЖЕНОМ СОСТОЯНИИ

Величины измеренных параметров при торможении грузной (водой) цистерны в составе опытного поезда приведены в таблице 12.3, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 12.2.

Таблица 12.3 - Результаты измеренных параметров торможения при ходовых тормозных испытаниях

Скорость начального торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Давление в ТЦ, кПа	Выход штока, мм
62,0	328,10	290	70
81,1	550,40	300	70
83,6	571,20	295	70
42,3	150,60	310	73
40,7	128,40	300	75
59,3	280,50	300	76
99,1	795,40	295	76
95,9	747,30	300	76
102,1	860,10	300	78
79,7	540,30	300	80
79,7	494,10	300	80
98,3	769,20	300	82
97,9	782,30	300	82
99,1	787,20	295	80
60,0	301,40	300	85
42,0	148,60	300	85
40,1	120,10	295	90
83,3	582,40	290	90
82,9	540,20	305	90
82,9	551,30	290	90
60,3	314,50	290	90
60,6	300,40	300	90
41,3	149,50	300	90
83,6	571,40	290	90
64,8	349,40	295	90
43,6	167,50	295	90
<b>Среднее значение</b>		<b>298</b>	<b>82,23</b>

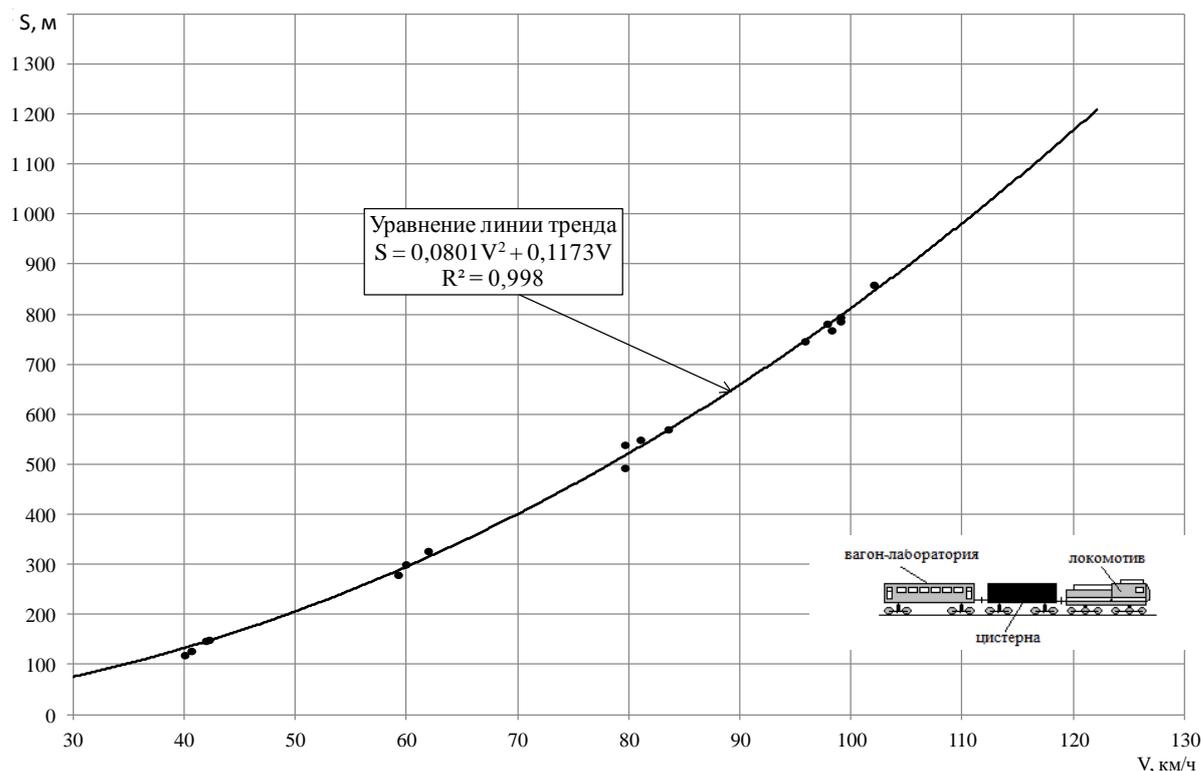


Рисунок 12.2 - Уравнение линии тренда тормозных путей опытного поезда с грузовой цистерной

Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов, полученных методом компьютерного моделирования, не превышает 1,1 % (табл. 12.4). Тормозные пути опытного поезда без вагона цистерны приведены в таблице 12.5.

Таблица 12.4 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов опытного поезда в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузе при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,2465	135	134	1,04
50	0,2327	209	206	1,11
60	0,2251	298	294	1,06
70	0,2206	402	398	0,97
80	0,2180	523	518	0,88
90	0,2164	659	654	0,80
100	0,2155	811	805	0,71
110	0,2150	979	972	0,64
120	0,2148	1162	1155	0,57

Таблица 12.5 - Тормозные пути, измеренные при торможении опытного поезда без вагона цистерны

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м
1	2
57,44	257,2
62,43	322,4

Конец таблицы 12.5

1	2
78,85	475,3
78,61	497,6
86,51	590,4
40,29	136,3
40,61	148,2
61,40	318,1
103,15	799,6
98,67	735,4
102,47	807,6
80,73	517,6
102,95	825,1
42,50	148,9

Уравнение линии тренда тормозных путей для опытного поезда без цистерны показано на рисунке 12.3. Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов, полученные методом компьютерного моделирования, приведены в таблице 12.6, при этом погрешность не превышает 1,2 %.

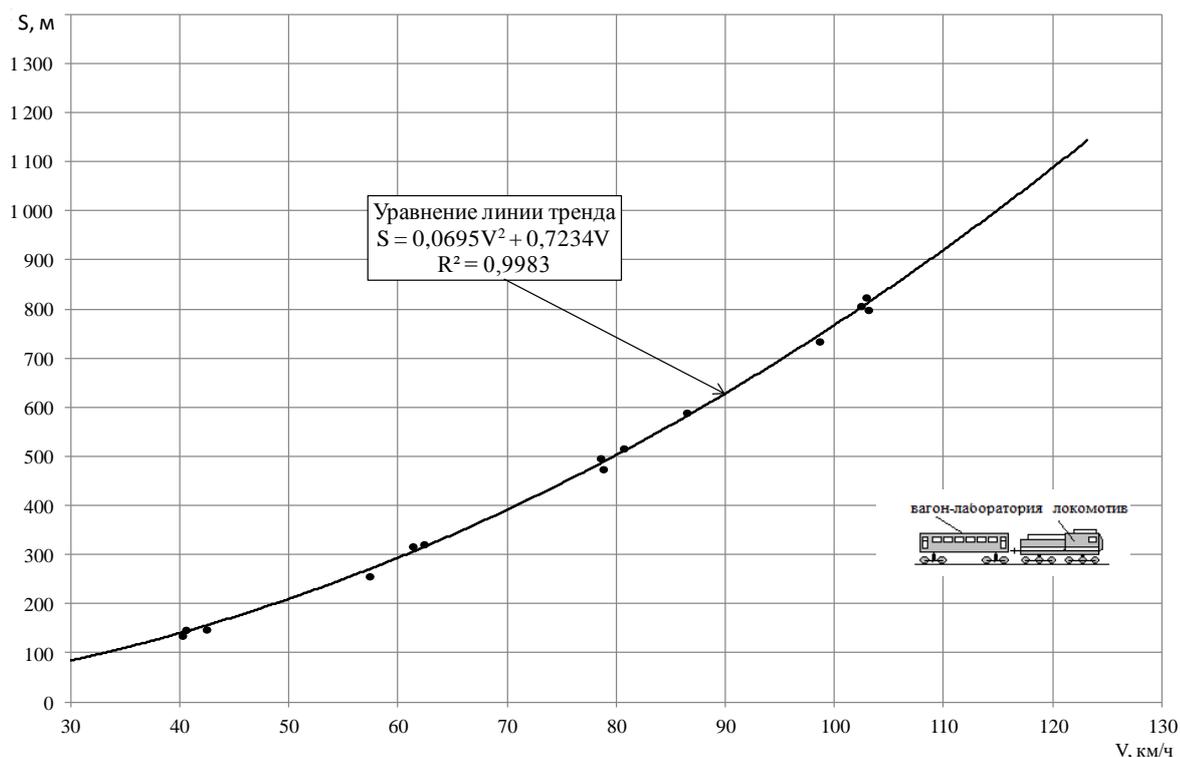


Рисунок 12.3 - Уравнение линии тренда тормозных путей опытного поезда без опытной цистерной

Таблица 12.6 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов опытного поезда без цистерны в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузе в состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
1	2	3	4	5
40	0,2342	140	139	1,12

Конец таблицы 12.6

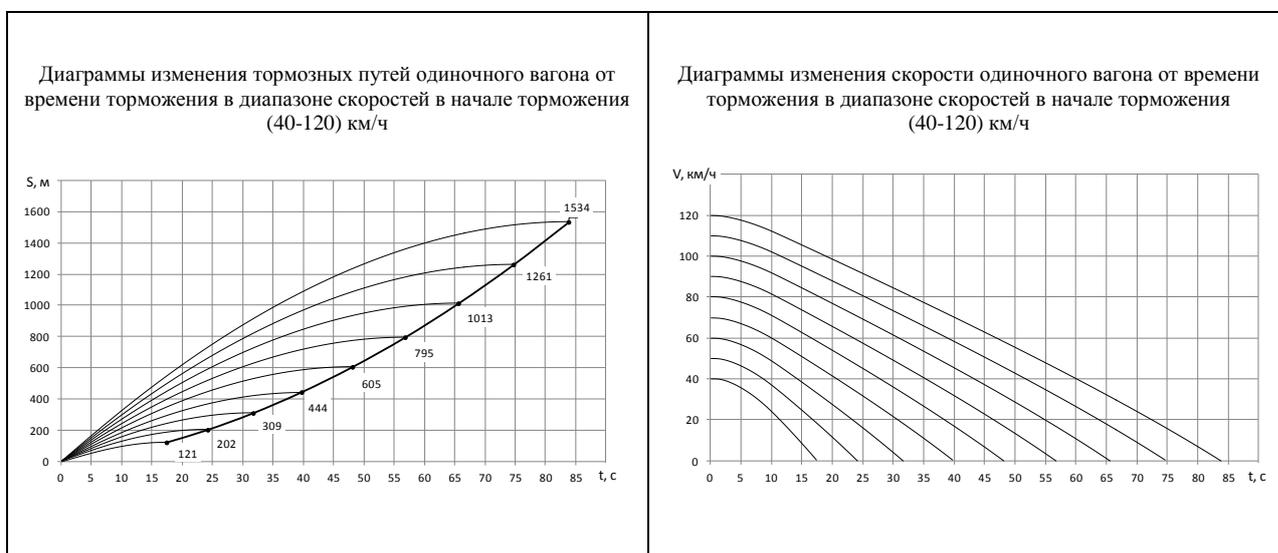
1	2	3	4	5
50	0,2307	210	208	1,11
60	0,2293	294	291	1,05
70	0,2289	391	387	0,97
80	0,2292	503	498	0,89
90	0,2298	628	623	0,81
100	0,2306	767	762	0,73
110	0,2316	921	914	0,66
120	0,2325	1088	1081	0,59

Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов опытной цистерны в груженом состоянии определяются по формуле 6.1 раздела 6, результаты расчета приведены в таблице 12.7. Динамика изменение параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 12.8, итоговые результаты параметров тормозного процесса для одиночного вагона - в таблице 12.9.

Таблица 12.7 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов для груженой цистерны

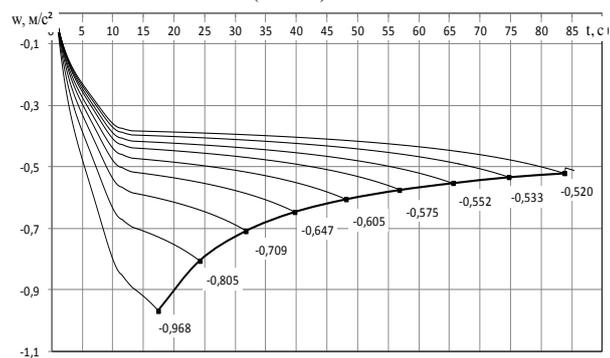
Скорость, км/ч	Тормозной коэффициент для опытного поезда без вагона цистерны	Тормозной коэффициент для опытного поезда с вагоном цистерной	Фактический тормозной коэффициент для груженого вагона цистерны
40	0,2342	0,2465	0,288753
50	0,2307	0,2327	0,23957
60	0,2293	0,2251	0,210672
70	0,2289	0,2206	0,192088
80	0,2292	0,218	0,179526
90	0,2298	0,2164	0,170368
100	0,2306	0,2155	0,163629
110	0,2316	0,215	0,157976
120	0,2325	0,2148	0,153997

Таблица 12.8 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса

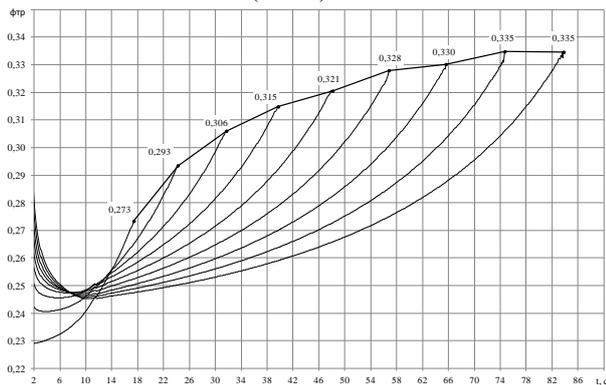


Конец таблицы 12.8

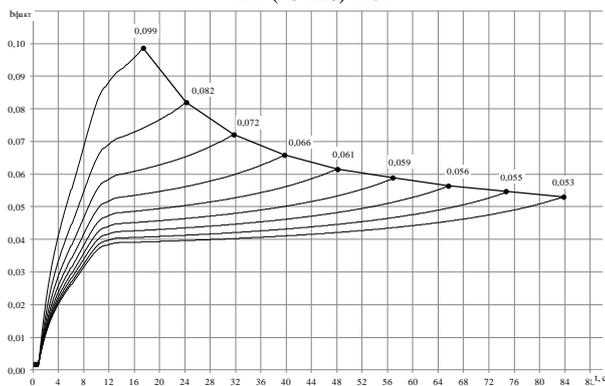
Диаграммы изменения замедления одиночного вагона от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



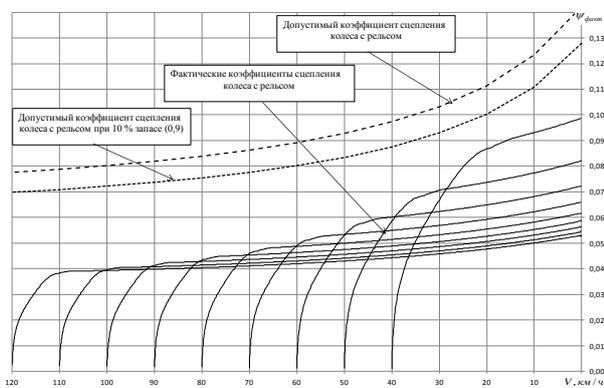
Диаграммы изменения коэффициента трения от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



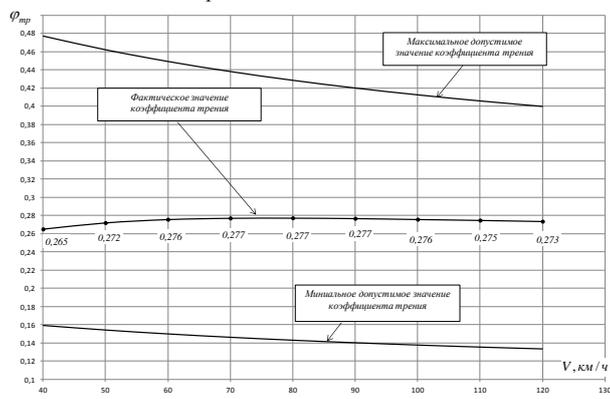
Диаграммы изменения действительной удельной тормозной силы от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



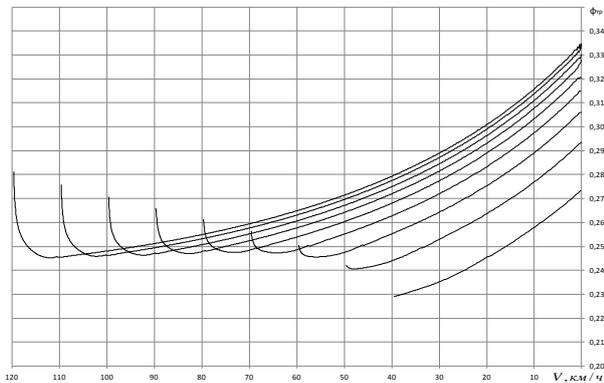
Диаграммы изменения, реализуемого тормозной системой коэффициента сцепления колеса с рельсом, в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



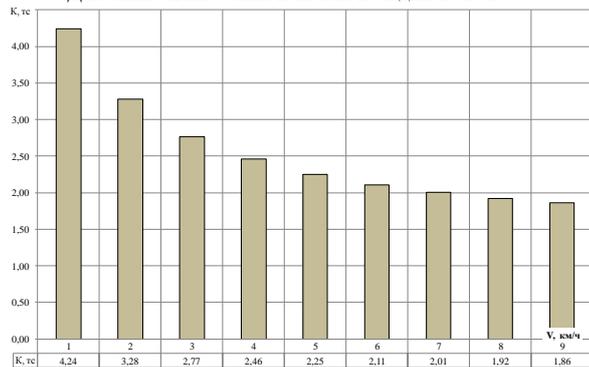
Фактические средние значения действительного коэффициентов трения колодки и колеса.



Мгновенные значения коэффициентов трения тормозных колодок



Действительные силы нажатия колодки на колесо



Расчетные тормозные коэффициенты

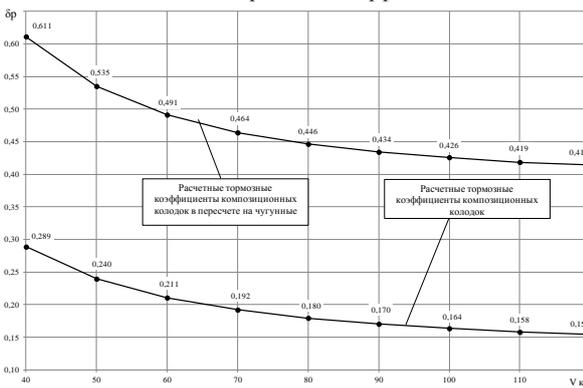


Таблица 12.9 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в грузе в состоянии

Скорость в начале торможения, м	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	17,40	121	0,2888	0,6112	-0,63354	-0,96807
50	24,20	202	0,2396	0,5351	-0,63354	-0,96807
60	31,70	309	0,2107	0,4912	-0,63354	-0,96807
70	39,70	444	0,1921	0,4639	-0,63354	-0,96807
80	48,10	605	0,1795	0,4465	-0,63354	-0,96807
90	56,80	795	0,1704	0,4342	-0,63354	-0,96807
100	65,60	1013	0,1636	0,4259	-0,63354	-0,96807
110	74,70	1261	0,1580	0,4186	-0,63354	-0,96807
120	83,80	1534	0,1540	0,4144	-0,63354	-0,96807

При определении тормозного пути грузового поезда использовалась таблица нарастания тормозной силы от начала торможения до установившегося значения в последнем вагоне. На рис. 12.4 показана диаграмма изменения тормозной силы для 50 вагонов (200 осей) с длиной по осям сцепления 12,02 м и скоростью распространения тормозной волны 250 м. Величины тормозных путей грузового поезда на площадке и нормированных спусках приведены в таблице 12.10.

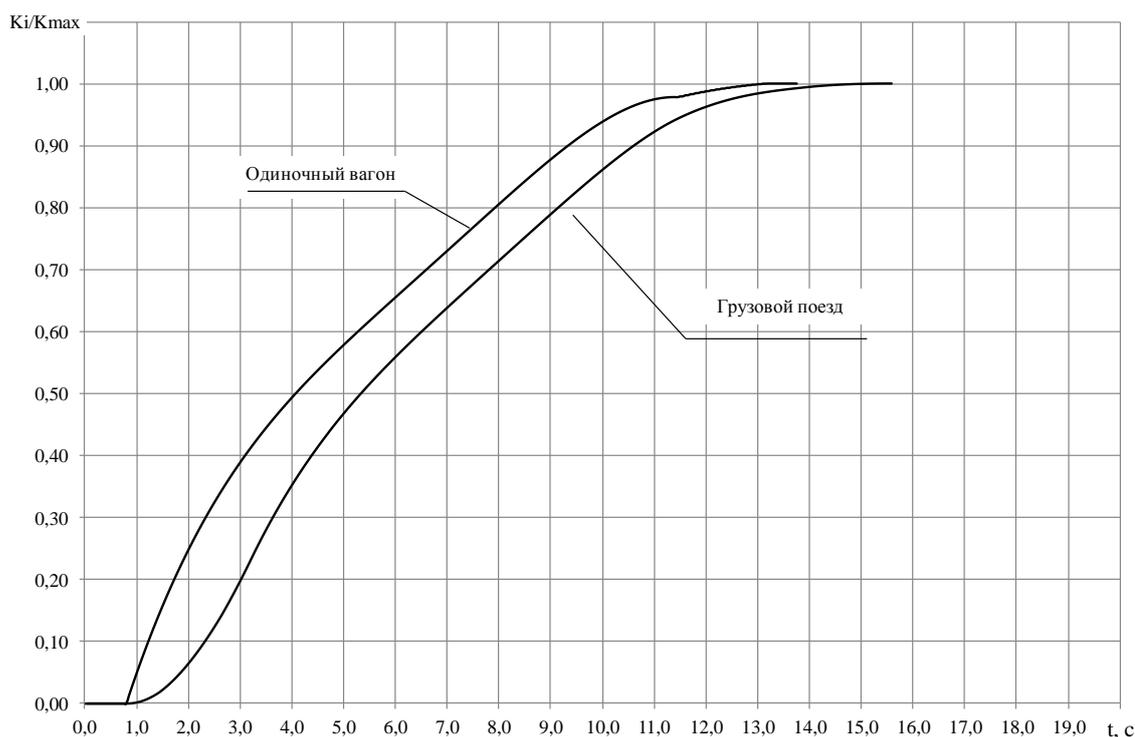


Рисунок 12.4 – Нарастание тормозной силы в процессе торможения

Таблица 12.10. Тормозные пути поезда из 50 вагонов (200 осей) на площадке и нормированных спусках

V, км/ч	На площадке		На спуске 6 ‰		На спуске 10 ‰	
	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м	Время, с	Путь, м
1	2	3	4	5	6	7
40	19,80	130,57	21,10	143,00	22,20	152,33

Конец таблицы 12.10

1	2	3	4	5	6	7
50	26,50	221,55	28,80	244,46	30,60	262,20
60	34,00	337,02	37,50	375,58	40,20	406,21
70	42,10	478,95	46,90	538,94	50,80	587,65
80	50,40	647,72	56,70	735,20	61,90	807,54
90	59,10	844,48	67,00	966,00	73,60	1068,10
100	67,90	1068,52	77,50	1230,52	85,70	1368,49
110	77,00	1323,32	88,50	1533,60	98,40	1714,94
120	86,00	1602,23	99,40	1866,20	110,90	2096,13

Так как давления в тормозном цилиндре при испытаниях (см. табл. 12.3) соответствовали минимальным значениям 300 кПа (3,0 кгс/см<sup>2</sup>), то пересчет на минимальное давление не производился.

Анализ показал, что тормозные пути (табл. 12.11) поезда на нормированных спусках 6 ‰ и 10 ‰ при экстренном пневматическом торможении для скоростей в начале торможения (80-100) км/ч меньше максимально допустимых значений, обусловленных инструкцией [30].

Таблица 12.11 - Допустимые значения тормозных путей на нормированных спусках [30]

Руководящий спуск и максимально допустимая скорость движения поездов на перегоне	Расстояние, м		Тормозные пути грузового поезда, полученные в результате эксперимента, м
	А	Б	
1	2	3	4
На перегонах, где имеются руководящие спуски менее 6‰, при скорости движения грузовых поездов - не более 80 км/ч	800	1000	735
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1100	1300	966
грузовых поездов - более 90 км/ч, но не более 100 км/ч	1400	1600	1231
На перегонах, где есть руководящие спуски 6‰ и круче, но не более 10‰, при скорости движения:			
грузовых поездов - не более 80 км/ч	1000	1200	808
грузовых поездов - более 80 км/ч, но не более 90 км/ч	1300	1500	1068

## 12.2 ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАГОНА В ПОРОЖНЕМ СОСТОЯНИИ ПРИ КОМПОЗИЦИОННЫХ КОЛОДКАХ

Результаты измеренных параметров тормозной системы при ходовых тормозных испытаниях приведены в таблице 12.12, а уравнение линии тренда тормозных путей – на рисунке 12.5. Погрешность определения фактических значений расчетных тормозных коэффициентов не превышает 0,7 % для диапазона скоростей 40-120 км/ч (табл. 12.13).

Таблица 12.12. Величины измеренных параметров торможения при ходовых тормозных испытаниях

Скорость в начале торможения, км/ч	Тормозной путь, м	Давление в ТЦ кПа	Выход штока, мм
1	2	3	4
44,15	165,2	135	70
65,35	315,6	140	70

Конец таблицы 12.12

1	2	3	4
61,27	301,2	140	70
82,53	510,4	135	70
81,05	509,2	140	70
80,73	492,1	140	70
43,17	155,6	140	70
39,83	135,2	140	70
61,63	278,9	140	70
102,78	809,3	140	70
102,47	777,4	135	70
99,00	712,6	140	70
102,80	809,3	140	70
77,05	404,2	140	70
83,61	555,2	135	70
98,99	748,2	1,35	70
102,47	812,4	135	70
101,49	755,3	135	72
95,47	645,1	135	71
63,26	315,8	135	72
40,31	132,12	135	72
41,73	140,99	135	72
82,47	535,8	135	71
83,26	501,4	140	72
61,19	301,7	135	72
62,65	314,5	135	71
41,29	130,7	135	70
84,24	522,4	135	70
<b>Среднее значение</b>		<b>137</b>	<b>70,54</b>

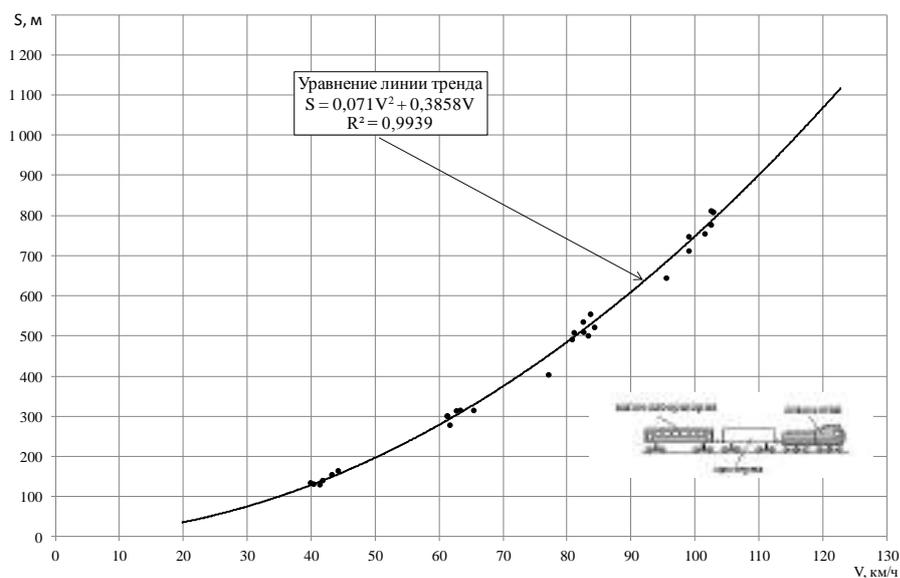


Рисунок 12.5 – Уравнение линии тренда тормозного пути

Таблица 12.13 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов опытного поезда в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч с интервалом 10 км/ч

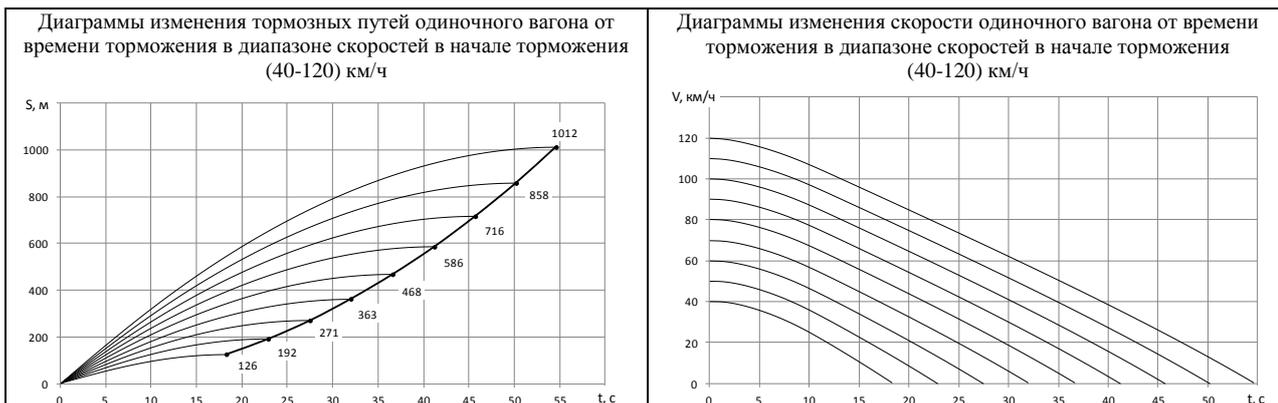
Скорость в начале торможения, км/ч	Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов	Тормозные пути одиночного вагона в грузе в состоянии при экстренном пневматическом торможении		
		По уравнению линии тренда, м	Полученные методом компьютерного моделирования, м	Погрешность, %
40	0,2653	129	128	0,85
50	0,2530	197	195	0,98
60	0,2461	279	276	0,98
70	0,2422	375	371	0,93
80	0,2399	485	481	0,87
90	0,2386	609	605	0,79
100	0,2379	748	743	0,72
110	0,2377	901	895	0,65
120	0,2376	1068	1062	0,58

Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов опытной цистерны в грузе определяются по формуле 6.1 раздела 6, результаты расчета приведены в таблице 12.14. Динамика изменения параметров торможения (тормозного пути, скорости, замедления, коэффициентов трения и др.) приведены в таблице 12.15, итоговые результаты параметров тормозного процесса для одиночного вагона - в таблице 12.16.

Таблица 12.14 - Фактические значения расчетных тормозных коэффициентов для грузовой цистерны

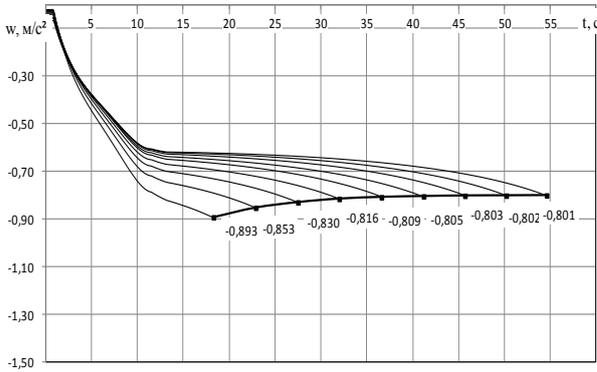
Скорость, км/ч	Тормозной коэффициент для опытного поезда без вагона цистерны	Тормозной коэффициент для опытного поезда с вагоном цистерны	Фактический тормозной коэффициент для порожнего вагона цистерны
40	0,2342	0,236459	0,265335
50	0,2307	0,232319	0,25302
60	0,2293	0,230521	0,246127
70	0,2289	0,229862	0,242155
80	0,2292	0,229973	0,239862
90	0,2298	0,230437	0,238578
100	0,2306	0,231131	0,237919
110	0,2316	0,232039	0,237653
120	0,2325	0,232872	0,237629

Таблица 12.15 - Диаграммы изменения параметров тормозного процесса

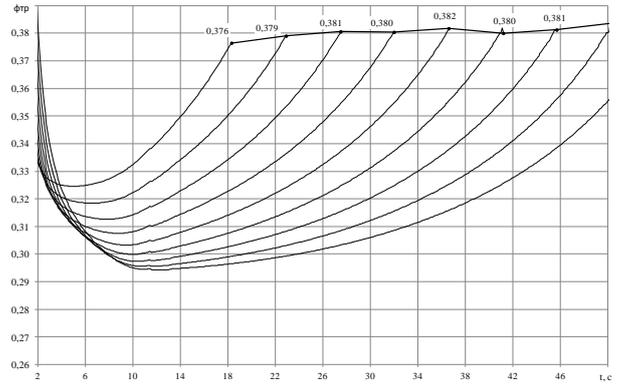


Конец таблицы 12.15

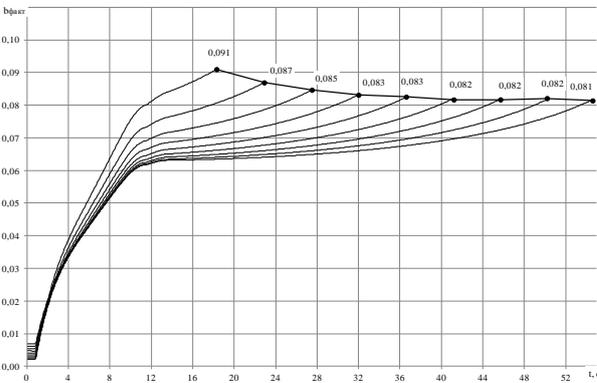
. Диаграммы изменения замедления одиночного вагона от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



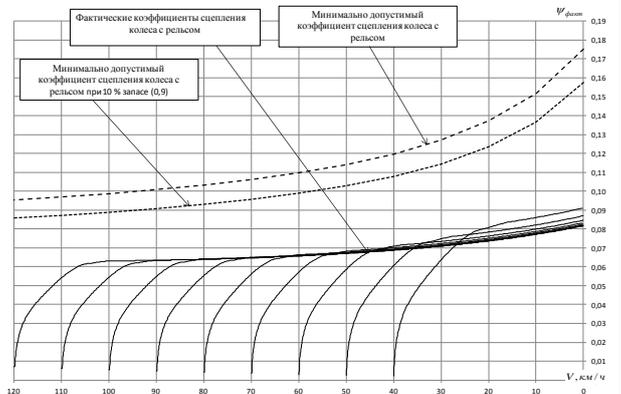
Диаграммы изменения коэффициента трения от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



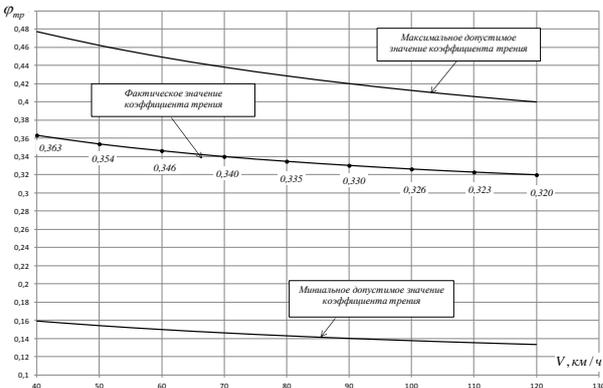
Диаграммы изменения действительной удельной тормозной силы от времени торможения в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



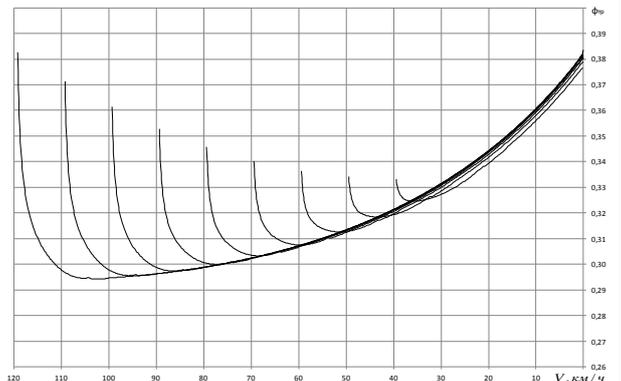
Диаграммы изменения, реализуемого тормозной системой коэффициента сцепления колеса с рельсом, в диапазоне скоростей в начале торможения (40-120) км/ч



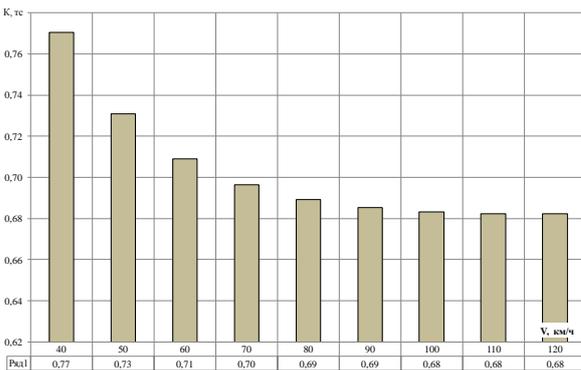
Фактические средние значения действительного коэффициентов трения колодки и колеса.



Мгновенные значения коэффициентов трения тормозных колодок



Действительные силы нажатия колодки на колесо



Расчетные тормозные коэффициенты

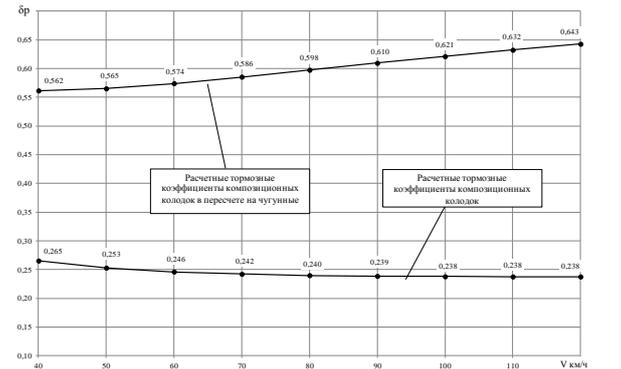


Таблица 12.16 - Итоговые результаты исследования тормозной системы грузового вагона в порожнем состоянии

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Расчетный коэффициент в пересчете на чугунные колодки	Среднее замедление вагона, м/с <sup>2</sup>	Максимальное замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7
40	18,30	126	0,2653	0,5616	-0,601	-0,893
50	22,90	192	0,2530	0,5652	-0,604	-0,853
60	27,50	271	0,2461	0,5742	-0,604	-0,830
70	32,00	363	0,2422	0,5855	-0,604	-0,816
80	36,60	468	0,2399	0,5976	-0,605	-0,809
90	41,20	586	0,2386	0,6096	-0,606	-0,805
100	45,70	716	0,2379	0,6213	-0,606	-0,803
110	50,20	858	0,2377	0,6324	-0,608	-0,802
120	54,60	1012	0,2376	0,6428	-0,609	-0,801

Запас по юзу превышает 15 % при заданных условиях, поэтому проверка на максимальное давление для порожнего вагона 160 кПа (1,6 кгс/см<sup>2</sup>) не требуется.

### 12.3 ТЕМПЕРАТУРА НАГРЕВА КОЛЕСА ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ В ИССЛЕДУЕМОМ ДИАПАЗОНЕ СКОРОСТЕЙ В НАЧАЛЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Температура нагрева колеса при торможении определялась в соответствии с методикой, изложенной в разделе 5. Исходные данные для расчета приведены в таблице 12.17. Результаты расчета приведены на рис. 12.6.

Таблица 12.17 - Параметры тормозного процесса, полученные в результате экспериментальных исследований

Скорость в начале торможения, км/ч	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Расчетный коэффициент силы нажатия колодок	Удельная тормозная сила
40	17,40	121	0,2888	0,098658
50	24,20	202	0,2396	0,082011
60	31,70	309	0,2107	0,072124
70	39,70	444	0,1921	0,065843
80	48,10	605	0,1795	0,0615
90	56,80	795	0,1704	0,058909
100	65,60	1013	0,1636	0,056396
110	74,70	1261	0,1580	0,05475
120	83,80	1534	0,1540	0,053028

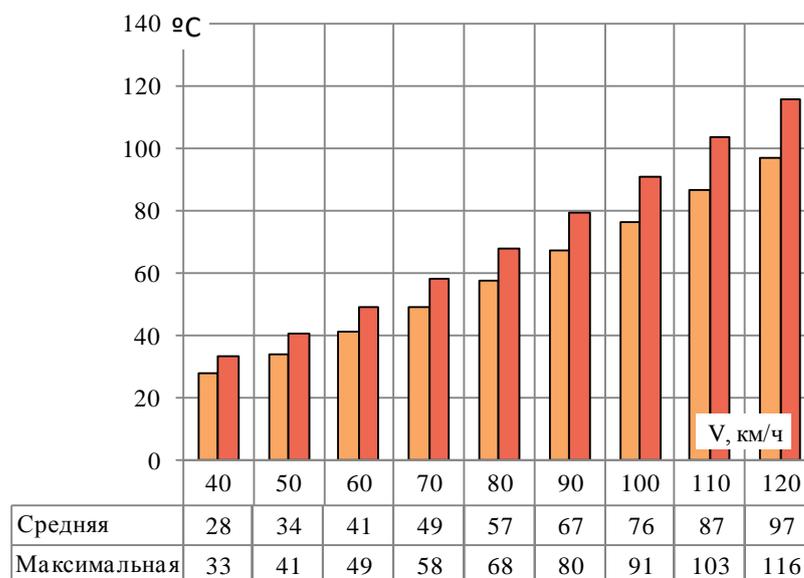


Рисунок 12.6 – Диаграмма распределения температуры нагрева колеса

#### 12.4 ВЫВОДЫ

- 1 Величины тормозных коэффициентов для опытного вагона при скорости 120 км/ч превышают минимальные допустимые значения как для груженого (0,154 > 0,14), так и для порожнего вагонов (0,238 > 0,22);
- 2 Силы нажатия композиционных колодок на ось при скорости 120 км/ч по результатам испытаний для груженого вагона составили 23,4 кН, а в пересчете на чугунные – 63,15 кН;
- 3 Действительная удельная тормозная сила полувагона в груженом состоянии уменьшается с повышением скорости в начале торможения от 0,099 (40 км/ч) до 0,053 (120 км/ч), для порожнего вагона - с 0,091 (40 км/ч) до 0,081 (120 км/ч);
- 4 В груженом состоянии средние замедления увеличиваются от минус 0,423 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,469 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч), максимальные - от минус 0,571 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,623 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч);
- 5 В порожнем состоянии средние замедления увеличиваются от минус 0,601 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,609 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч), максимальные уменьшаются - от минус 0,893 м/с<sup>2</sup> (40 км/ч) до минус 0,801 м/с<sup>2</sup> (120 км/ч)
- 6 Тормозные коэффициенты композиционных колодок в пересчете на чугунные при скорости 90 км/ч (0,553) превышают 0,33 по условию единого наименьшего тормозного нажатия на 100 тс веса поезда;
- 7 Фактические значения коэффициентов трения находятся в пределах нормативных значений;
- 8 Тормозные пути грузового поезда на нормированных спусках не превышают допустимых значений согласно Инструкции [30];
- 9 Действительные силы нажатия колодок на колеса корреспондируются с расчетными;
- 10 Условие недопущения юза колесных пар при давлении в тормозном цилиндре для порожнего вагона 160 кПа выполняется в исследуемом диапазоне скоростей в начале торможения;
- 11 Максимальная температура колеса достигается при скорости 120 км/ч, при этом средняя температура составила 97 °С, максимальная 115 °С;
- 12 Тормозная система цистерны модели 15-9049 отвечает нормативным требованиям;
- 13 Вагон цистерна модели 15-9049 с установленными параметрами тормозной системы может эксплуатироваться до скоростей 120 км/ч включительно без ограничений.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В монографии предложена методология расчетных и экспериментальных исследования тормозной эффективности грузовых вагонов, которая базируется на реализации информационной модели в виде дифференциального уравнения движения вагона при торможении и исследование этой модели методами компьютерного моделирования процессов торможения;
2. Приведены математические модели, учитывающие такие основные характеристики вагона и тормозной системы как: осевая нагрузка вагона, фактические функциональные зависимости наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом от времени торможения, а также сил нажатия колодок; фактические номинальные силы нажатия колодок на колесные пары; основное удельное сопротивление движению; величины нормированных спусков;
3. В качестве основной функциональной зависимости между параметрами торможения используется степенная зависимость, такой выбор обусловлен тем, что параметры, отображающие тормозную эффективность находятся в обратной зависимости по отношению друг к другу (тормозной путь и тормозной коэффициент, тормозной путь и коэффициент трения, тормозной путь и удельная тормозная сила), зависимость тормозного пути от скорости в начале торможения аппроксимируется квадратичной функцией;
4. В основу методологии расчетных и экспериментальных исследований положены универсальные формулы степенных зависимостей параметров торможения, коэффициенты которых определяются статистическими методами с использованием массива значений параметров, полученных методом компьютерного моделирования в заданных диапазонах дискретного ряда тормозных коэффициентов (удельных тормозных сил) и скоростей в начале торможения;
5. Для реализации алгоритмов и решения дифференциальных уравнений был разработан пакет прикладных программ для ЭВМ, написанных на языке VBA (Visual Basic for Application) в среде Excel. Каждый пакет состоит из отдельных модулей, каждому модулю соответствует отдельный лист рабочей книги Excel, в котором записываются результаты расчета и строятся диаграммы изменения параметра от времени торможения;
6. Методология теоретических расчетных исследований позволяет решать такие задачи как:
7. Определение действительных значений тормозного пути грузового вагона на площадке и нормированных спусках;
8. Пересчет действительных тормозных путей на тормозной путь грузового поезда на площадке и нормированных спусках;
9. Пересчет расчетных тормозных коэффициентов композиционных колодок на чугунные колодки;
10. Пересчет расчетных тормозных коэффициентов чугунных колодок на композиционные колодки;
11. По результатам значений тормозных путей, полученных при ходовых тормозных испытаниях, определяются фактические величины расчетных тормозных коэффициентов для колодочных тормозов и удельные тормозные силы;
12. Представленная методология значительно расширяет количество параметров тормозного процесса, используемых для анализа тормозной эффективности грузового вагона по результатам ходовых тормозных испытаний, к которым относятся:
  - фактические значения тормозных коэффициентов и удельных тормозных сил в заданном диапазоне скоростей в начале торможения;
  - динамика изменение скорости торможения грузового вагона от времени торможения;
  - динамика изменение тормозного пути грузового вагона от времени торможения;
  - пересчет тормозного пути грузового вагона на тормозной путь поезда на площадке и нормированных спуска (- 6 ‰ и - 10 ‰) при заданном количестве вагонов в составе поезда и скорости распространения тормозной волны с учетом нарастания тормозной силы по составу поезда;
  - действительные значения коэффициентов трения колодок;
  - фактические значения коэффициентов сцепления колеса и рельса, что позволяет оценить возникновение юзовой ситуации для различных скоростей движения вагона;
  - динамика замедления грузового вагона в процессе торможения;
  - динамика изменения удельных тормозных сил грузового вагона в процессе торможения;
  - динамика изменения коэффициента трения в процессе торможения;
  - действительные силы нажатия колодок на колеса при торможении;
  - температура нагрева колеса при торможении.
13. Описан программный комплекс, предназначенный для регистрации различных по своей физической природе параметров (обороты колеса, давление в тормозном цилиндре, температура дисков и т.д.), который позволяет повысить автоматизацию проведения испытаний, точность вычислений, сократить время на проведение испытаний, а также свести к минимуму количество ошибок, вызванных человеческим фактором.

Таким образом в монографии предложена качественно новая методология расчетных и экспериментальных исследований тормозов и тормозной эффективности грузовых вагонов, базирующаяся на использовании компьютерного моделирования, в основе которого используется дифференциальное уравнение движения вагона как единой массы. В качестве исходных данных математической модели используются результаты стационарных и ходовых тормозных испытаний, что позволяет учесть реальные характеристики тормоза и условия испытаний. Решение дифференциальных уравнений проводится во временной области с шагом 0,1 с., что позволяет достаточно точно проследить изменение параметров тормозного процесса за период от начала торможения до полной остановки вагона. Приведена практическая реализация алгоритма исследования тормозных систем грузовых вагонов и его апробация на многочисленных примерах исследования тормозной эффективности натуральных образцов.

В монографии предложены ряд новых методик: методика статистического оценивания коэффициентов трения по результатам испытаний на инерционных стендах; технология проведения ходовых тормозных испытаний грузового вагона методом «бросания»; описан аппаратно-программный комплекс для записи различных по своей физической природе сигналов в едином режиме времени. Монография является результатом многолетних исследований проведенных как авторами, так и другими учеными которые проводили исследования в области подвижного состава железных дорог а также и непосредственно тормозной техники.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – Москва. – ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – С. 346.
- 2 ЦВ-ЦЛ-0013. Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів. – Київ. – Транспорт України, 2005. – С. 160.
- 3 Водяников Ю.Я. Факторы, влияющие на величину действительной силы нажатия колодок на колеса при торможении / Ю.Я. Водяников, К.Л. Жихарцев, О.Л. Корабельников, А.Е. Можейко // Журнал «Вагонный парк». – Харків, 2010. – Вип. № 02/2011. – С. 27-29.
- 4 Водяников Ю.Я. Исследования повреждаемости колесных пар грузовых вагонов в эксплуатации при воздействии тормозной системы / Ю.Я. Водяников, С.В. Кукин, А.Е. Нищенко // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Дніпропетровськ. – ДНУЗТ, 2007. – Вип. 15. – С. 112.
- 5 Водяников Ю.Я. Исследования по распределению сил тормозного нажатия колодок на колеса грузового вагона / Ю.Я. Водяников, М.І. Яланський, К.Л. Жихарцев // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Дніпропетровськ. – ДНУЗТ, 2008. – Вип. 20. – С. 20-23.
- 6 Усовершенствование тормозной системы для грузовых вагонов эксплуатационного парка бункерного типа. Отчет о НИР. – ВНИИЖТ, 1992. МИИТ. – Рук.: В.А. Юдин. – Шифр:07.01.12. – Тема N1.49/92. – С.221.
- 7 Авакумов А.С. Совершенствование механической части тормоза специализированных вагонов-хопперов бункерного типа / Дис. канд. техн. наук-05.22.07 //– Москва. – МИИТ, 1995. – С. 341.
- 8 Митропольский А. К. Техника статистических вычислений / А.К. Митропольский // – Москва. – 2-е изд. перераб. и доп. Наука, 1971. – С 576.
- 9 Львовский Э.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Э.Н. Львовский // – Москва. – Высшая школа, 1988. – 239 С.
- 10 Гутер Р.С. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта / Гутер Р.С., Овчинский Б.В. // – Москва – Наука, 1970.
- 11 Водяников Ю.Я. Тормозная эффективность бункерных вагонов с отдельным торможением на каждую тележку / Ю.Я. Водяников, С.В. Кукин, С.А. Павлов, Д.А. Донченко // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». – Кременчук. – ДП «УкрНДІВ», 2012. – Вип. 7. – С. 33-43.
- 12 Водяников Ю.Я. Анализ и оценка фрикционных свойств тормозной колодки при испытаниях на инерционном стенде / Ю.Я. Водяников, О.Е. Нищенко, Т.В. Шелейко // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. – Київ. – ДЕТУТ. – Вип. 17. – С. 29-40.
- 13 Водяников Ю.Я. Экспериментальные исследования по определению величины коэффициента трения / Ю.Я. Водяников, А.П. Киницкая, Е.Г. Макеева // Збірник наукових праць державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». – Київ. – ДЕТУТ, 2008. – Вип 13. – С. 79.
- 14 Водяников Ю.Я. Влияние температуры на коэффициент трения композиционной колодки / Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, Т.В. Шелейко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – Вип. № 5 (176), частина 1. – С. 50-55.
- 15 Водяников Ю.Я. Експериментальні дослідження з визначення величини коефіцієнта тертя / Ю.Я. Водяников, О.М. Сафронов, М.І. Яланський, О.О. Пятаков // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». – Кременчук. – ДП «УкрНДІВ», 2009. – Вип. 1. – С. 30-35. Журнал «Вагонный парк». – Вип. № 9-10/2009. – С. 16-17.
- 16 Водяников Ю.Я. Математическая обработка результатов стендовых испытаний тормозного блока дискового тормоза / Ю.Я. Водяников, Т.В. Шелейко, О.М. Сафронов // Сборник наукових праць «Рейковий рухомий склад». – Кременчук. – ДП «УкрНДІВ», 2010. – Вип. 2.
- 17 СОУ МПП 45.060-258:2008 Вагони вантажні. Колодки гальмівні композиційні. Загальні технічні вимоги. – Кременчук. – ДП «УкрНДІВ», 2008.
- 18 Васильков Ю.В. Компьютерные технологии вычислений в математическом моделировании / Ю.В. Васильков, Н. Н. Василькова // – Москва. – «Финансы и статистика», 2002. – С. 256.
- 19 Неймарк Ю.И. Математические модели в естествознании и технике. / Ю.И. Неймарк // – Н. Новгород. – Изд-во Нижегород, 2004. – С. 401.
- 20 Гребенюк П.Т. Правила тормозных расчетов / П.Т. Гребенюк // – Москва. – Интекст, 2004. – С. 112.

- 21 Иноземцев В.Г. Номы и методы расчета автотормозов. / В.Г. Иноземцев, П.Т. Гребенюк // – Москва. – Транспорт, 1971. – С. 57.
- 22 Гребенюк П., Долганов А., Скворцова А. Тяговые расчеты / П. Гребенюк, А. Долганов, А. Скворцова // – Транспорт, 1987. – С. 272.
- 23 Ибрагимов Н.Х. Практический курс дифференциальных уравнений и математического моделирования. Классические и новые методы. Нелинейные математические модели. Симметрия и принцип инвариантности / Н.Х. Ибрагимов / Преевод с англ. И. С. Емельяновой. – Нижний Новгород. –Нижегородской госуниверситет им. Н. И. Лобачевского, 2007. – С. 421.
- 24 Копченова Н.В. Вычислительная математика в примерах и задачах / Н.В. Копченова, И.А. Марон // – Москва. – Наука, 1972. – С. 367.
- 25 Водяников Ю.Я. Влияние времени наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом на тормозную эффективность пассажирского вагона / Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, С.М. Свистун // Залізничний транспорт України. – Київ, 2014. – Вид. 5. – С. 3-8.
- 26 Водяников Ю.Я. Учет переходных процессов торможения пассажирских вагонов с колодочными тормозами / Ю.Я. Водяников, С.А. Павлов, А.Е. Можейко, Д.А. Донченко // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». – Кременчук. – ДП «УкрНДІВ», 2013. – Вип. 9. – С. 63-70.
- 27 Водяников Ю.Я. Методология пересчета тормозной эффективности одиночного вагона на тормозную эффективность поезда / Ю.Я. Водяников, С.М. Свистун, Е.Г. Макеева // Журнал «Залізничний транспорт». – Київ, 2014. – Вип. № 2/2014. – С. 27-37.
- 28 ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України. – Київ – Транспорт України, 2002. – С. 144.
- 29 Водяников Ю.Я. Расчетно-экспериментальный метод определения характеристик процессов торможения пассажирских и грузовых вагонов / Ю.Я. Водяников, А.М.Сафронов, С.М. Свистун // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. – Київ. – ДЕТУТ, «Транспортні системи і технології», 2013. – Вип. 22. С.85-96.
- 30 ЦШ-0001 Інструкція з сигналізації на залізницях України. – Київ. – Транспорт України, 2008.
- 31 Водяников Ю.Я. Методология проведения поездных тормозных испытаний для определения тормозной эффективности единиц подвижного состава / Ю.Я. Водяников, В.С. Василенко, Л.С. Ольгард // Журнал «Вагонный парк». – Харьков. – Вип. № 02 (83)/2014. – С. 9-13.
- 32 Водяников Ю.Я. Методика экспериментального исследования тормозной эффективности и тормозных характеристик единиц подвижного состава / Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов, К.Л. Жихарцев // Журнал «Вагонный парк». – Харьков. – Вип. № 3/2008. – С. 14-17.
- 33 Кузьмина Э. Н. Методика экспериментального определения тормозных характеристик вагонов. / Э.Н. Кузьмина, А. М. Морозов / Вестник ВНИИЖТ. – Москва, 1975. – Вип. №3. – С. 17-23.
- 34 Водяников Ю.Я. Программный комплекс для экспериментального исследования тормозных систем единиц подвижного состава железных дорог / Ю.Я. Водяников, В.С. Василенко // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». – Кременчук. – ДП «УкрНДІВ», 2013. – Вип. 9. – С. 38-47.
- 35 Казаринов В.М. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов / В.М. Казаринов, В.Г.Иноземцев, В.Ф. Ясенцев // – Москва. – Транспорт, 1968. – С. 399.

Государственное предприятие «Украинский научно-исследовательский  
институт вагоностроения»  
(ГП «УкрНИИВ»)

А.М. Сафронов  
Ю.Я. Водяников  
Е.Г. Макеева

ТОРМОЗНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ  
ИССЛЕДОВАНИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАТЕМАТИЧЕСКИХ  
МОДЕЛЕЙ И КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

*Рекомендовано к печати научно-техническим советом  
Украинского научно-исследовательского института вагоностроения  
(протокол № 3 от 26.04.2018 г.)*

*Формат бумаги 60x84<sup>1</sup>/<sub>8</sub>, Тираж 100 экз.*

*Издательство ГП «УкрНИИВ»  
Адрес редакции издательства:  
ул.И. Приходько, 33, г. Кременчуг, Полтавской обл., 39621  
[www.ukrndiv.com.ua](http://www.ukrndiv.com.ua)*

*Свидетельство о внесении в Государственный реестр издателей,  
изготовителей и распространителей издательской продукции  
№ 5515 от 10.08.2017*

*ГП «УкрНИИВ» 2018, -173с.  
ISBN 978-966-97716-1-2*