



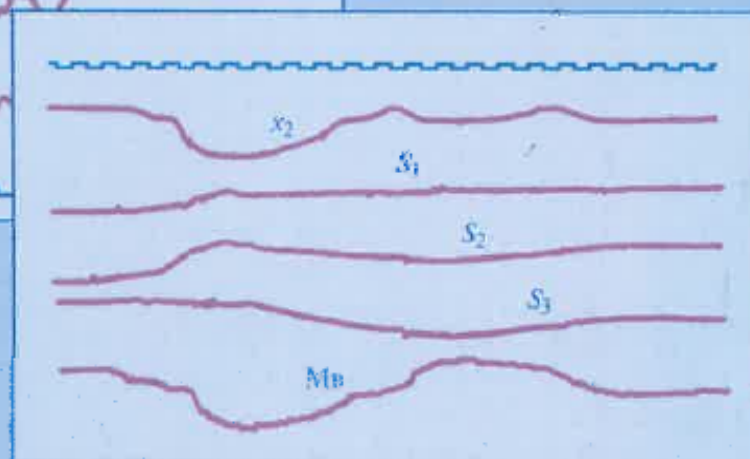
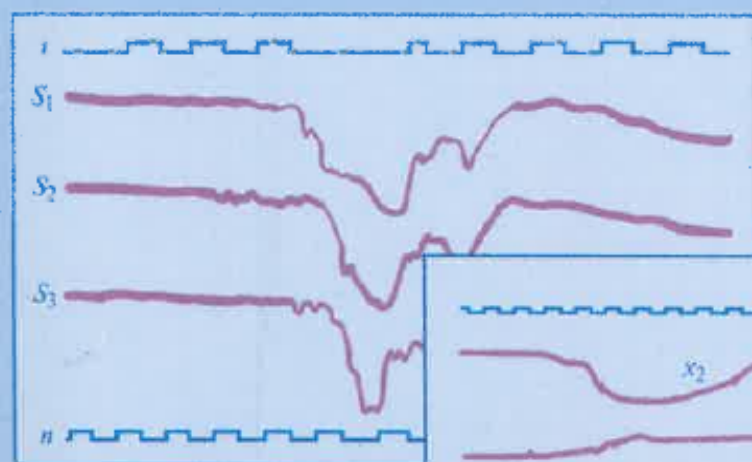
629.4

Г 79

Российский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта

П. Т. Гребенюк

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ ТОРМОЖЕНИЯ



Москва 2006

Гребенюк П. Т. Нестационарные процессы торможения / Труды ВНИИЖТ. — М.: Интекст, 2006. — 96 с.

Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований продольных динамических и квазистатических сил, возникающих в тяжеловесных грузовых поездах при тяге и торможении; приведена методика расчета сил и ускорений, учитывающая различные характеристики междвагонных соединений и особенности изменения тормозной силы вагонов; установлены закономерности нестационарных процессов.

Особо выделены опасные критические переходные режимы движения при нестационарных процессах торможения, предложены нормативы по тормозам с пневматическим и электропневматическим управлением.

Предназначена для научных и инженерно-технических работников железнодорожного транспорта и промышленности, может быть полезна преподавателям и студентам транспортных вузов.

Ил. 33, табл. 19, библиогр. 67 назв.

Grebenuyk P. T. Non-stationary braking processes / Proceedings of VNIIZhT. — M.: Intext, 2006. — 96 p.

The results of theoretic and experimental researches of longitudinal dynamic and quasi-static forces, arising in heavy-haul trains when traction and braking are presented. The methods of calculating forces and accelerations with account of various characteristics of intercar joints and features of car braking forces changes are given. The regularities of non-stationary processes are established.

The dangerous critical transitional movement modes when non-stationary braking processes are marked especially. The norms on brakes with pneumatic and electro-pneumatic control are proposed.

Редакционный совет: И. С. Беседин (председатель), Ю. М. Черкашин, В. П. Привалов, О. Н. Назаров, Е. Е. Коссов, Л. А. Мугинштейн, В. М. Богданов, Г. И. Нарских (ответственный секретарь)

Заведующая редакционно-издательским отделом Г. И. Нарских
Редакторы: Н. А. Голованова, Г. И. Нарских

Г 3201010000-002
356(01)-06 Заказное

ISBN 5-89277-068-0

© ВНИИЖТ, 2006
© «Интекст», 2006

Область исследований. Динамика поезда — научное направление механики железнодорожного подвижного состава — является областью механики транспорта [4].

Необходимость решения задач, связанных с движением поездов, возникает при определении рациональных приемов вождения тяжеловесных длинносоставных поездов, отыскании оптимальных параметров автотормозов и поглощающих аппаратов автосцепки, выборе систем управления локомотивами. Разрабатываются приемы и технические средства, которые позволяют увеличить массу и длину поездов, сохранив на допустимом уровне нагрузки на подвижной состав, обеспечить устойчивость вагонов в колее при различных режимах движения [53, 63, 64, 65].

В теоретических исследованиях процессов тяги и торможения поездов рассматриваются переходные режимы движения нелинейных механических систем с использованием физического и математического моделирования.

Физическое моделирование различных процессов динамики натурной механической системы основано на исследовании модели, содержание и функции которой имеют такую же физическую сущность, как и реальная система, но отличаются параметрами [9].

При математическом моделировании учитываются аналогии между механическими, электрическими, гидродинамическими, физическими явлениями, выражающимися одинаковыми математическими уравнениями. Исследуемая система и ее модель имеют различную физическую сущность, а уравнения, описывающие протекающие процессы, отличаются значениями коэффициентов и размерностями величин.

Точность прямого математического моделирования зависит от степени упрощения изучаемой системы при составлении расчетной схемы поезда. Наиболее эффективным методом исследования продольной динамики поезда является использование принципа прямой математической аналогии в расчетной схеме взаимодействия вагонов как системе дискретных масс.

В процессе численного интегрирования дифференциальных уравнений движения поезда учитываются параметры всех элементов механической системы: масса вагонов и локомотивов, их абсолютные и относительные перемещения, скорость движения, продольная сила, внешняя тормозная сила, сила тяги, сила основного сопротивления движению, составляющие силы тяжести экипажа на уклонах пути.

Измерение продольных перемещений, ускорений, сил, параметров автотормозов и поглощающих аппаратов автосцепки производится в

динамометрических вагонах-лабораториях, оснащенных электронно-тензометрической аппаратурой и приборами магнитной записи, позволяющими автоматизировать обработку результатов экспериментальных исследований.

В теоретических и экспериментальных исследованиях [13 – 19] установлены закономерности возникновения продольных динамических ударов при переходных режимах движения тяжеловесных грузовых поездов, рекомендованы нормы расчетных нагрузок для рам вагонов и автосцепки, разработаны требования к автоматическим тормозам современного подвижного состава.

В книге рассмотрены различные этапы многолетних исследований продольной динамики поезда, проведены анализ, систематизация и обобщение накопленных материалов. Особо выделены опытные критические переходные режимы движения при нестационарных процессах торможения. Определены технические требования к конструкциям и правилам эксплуатации подвижного состава на перспективу.

Методика исследований. При теоретическом исследовании динамики поезда рассматриваются нелинейные колебания системы масс. Движение поезда как системы дискретных масс изучается в функции времени и начальной координаты этих масс. Это позволяет непосредственно сравнивать результаты теоретического исследования с экспериментально полученными значениями скорости, деформации и продольной силы, измеряемыми в сечениях поезда в различные моменты времени.

Рассмотрен общий случай движения поезда по участку пути, имеющему перелом продольного профиля, с учетом того, что межвагонные соединения имеют продольные зазоры, допускающие относительные перемещения вагонов. Для вагона с номером i текущая координата $z_i = L_i + x_i$, где L_i — координата центра масс вагона в начальный момент времени; x_i — перемещение центра масс относительно его положения в статически равновесном состоянии. На состав поезда действует сила тяги F_i или сила торможения B_i . Процесс торможения поезда как системы дискретных масс описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка при начальных условиях $x_{i0} = 0$, $\dot{x}_{i0} = v_0$; $x_{0i} = 0$, $\dot{x}_{0i} = v_0$. Получена нормальная система уравнений первого порядка, описывающая относительные движения экипажей при $y_{0i} = 0$, $\dot{y}_{0i} = 0$.

Таким образом, продольная сила, действующая на вагон со стороны поглощающих аппаратов, является функцией величин t , y , $\dot{y}$, и решение системы дифференциальных уравнений движения поезда сводится к отысканию в каждый момент времени относительных перемещений экипажей и их скоростей соударения, которые определяются силами тяги и торможения, действующими на вагоны.

При теоретическом исследовании динамики торможения длинно-составных поездов приходится решать систему из $2N$ дифференциальных уравнений первого порядка, число которых может достигать 300 – 400. Это приводит к огромному числу арифметических действий и, как следствие, к резкому росту погрешности, обусловленной округлением получаемых промежуточных результатов.

Особенно сложны расчеты для длинносоставных тяжеловесных поездов, содержащих более 100 экипажей, которые имеют большое количество вариантов систем торможения; при этом еще необходимо учитывать газодинамические процессы в тормозной сети. Разумеется, целесообразно уменьшить число уравнений, описывающих движение системы, но при этом сохранить требуемую точность решения.

Для межвагонных связей с нелинейными характеристиками при исследовании процессов распространения возмущений в длинносоставных поездах предлагается использовать систему с уменьшенным числом дифференциальных уравнений и специально подобранными параметрами.

Исследование динамики торможения натуральных грузовых поездов было начато в связи с необходимостью оценки устойчивости и определения условий, при которых происходило выжимание двухосных вагонов под воздействием продольных сил, возникающих в длинносоставных поездах в процессе неустановившихся режимов движения. К этому времени не было опытных данных о значениях продольных динамических сил, действующих на подвижной состав при переходных процессах.

В испытаниях [5, 8] для измерения продольных сил были применены электрические динамометры-автосцепки СА-3 с проволочными датчиками. В дальнейшем они были заменены усиленными динамометрами, обеспечивающими надежное измерение динамических сил до 3 МН без появления текучести металла.

Экспериментальные исследования имеют целью отработку новых конструкций автотормозного и автосцепного оборудования. Кроме того, ставится задача получить абсолютные величины продольных динамических сил и установить закономерности их появления в опытных и графиковых поездах при торможении. Изучаются также особенности вождения соединенных поездов при постановке локомотивов в голову и середину состава.

В основу измерения продольных динамических сил в поезде положены методы преобразования механических величин в электрические. На основании многолетних исследований продольных динамических сил в грузовых поездах отработана методика проведения опытов и регистрации измеряемых величин с помощью электронной аппаратуры.

Перед началом опытных поездок на вагонах устанавливают измерительные приборы, проверяют техническое состояние подвижного

состава, измеряют зазоры в межвагонных соединениях, проводят стационарные испытания тормозов.

Для измерения продольных динамических сил в длинносоставных грузовых поездах используют несколько вагонов-лабораторий; первый вагон-лабораторию устанавливают в головной части состава, второй — в середине, третий — в хвосте поезда. Это дает возможность записывать значения силы в межвагонных соединениях через каждые 8 — 10 вагонов по всему составу и изучать не только значения сил, но и характер распределения их по длине поезда. Одновременно измеряются скорость поезда и длина тормозного пути, расстояние между вагонами, значения сжатия поглощающих аппаратов автосцепки, продольные ускорения в различных частях поезда. Записи производятся синхронно, для чего на всех лентах осциллографов делается одна отметка времени от контактных часов. Объединение на осциллограммах различных по своему характеру процессов дает возможность всесторонне изучить явления, происходящие в поезде.

Опыты в процессе движения проводят при двух состояниях состава к началу торможения — предварительно сжатом и предварительно растянутом. В первом случае перед включением тормозов поезда сбрасывается тяга и включается вспомогательный тормоз локомотива, во втором — сброс тяги локомотива и включение тормозов состава осуществляются одновременно.

При пневматическом и электропневматическом управлении тормозами выполняются ступенчатые, полные служебные и экстренные торможения с локомотива со скоростей 50, 30, 20 и 10 км/ч, а в некоторых случаях также со скоростей 100 и 70 км/ч.

Большое количество опытов (при растянутом и сжатом состояниях поезда — не менее пяти замеров для каждой скорости) обеспечивает достаточную точность опытных данных.

В поездах при трогании с места возникают значительные продольные динамические силы. С внедрением новых автотормозов уровень продольных сил при торможении может быть снижен. Однако при несовершенном автосцепном оборудовании даже тормоза с электропневматическим управлением не могут решить проблему вождения тяжеловесных поездов, так как усилия при трогании, осаживании и ведении поезда определяются не только режимами регулирования силы тяги локомотива и торможения, но и характеристикой поглощающих аппаратов автосцепки. Поэтому наряду с разработкой схем автоматического регулирования силы тяги локомотива возникает необходимость создания нового, более совершенного автосцепного оборудования, удовлетворяющего условиям эксплуатации тяжеловесных поездов, а также условиям маневровой работы на сортировочных горках при повышенных скоростях соударения вагонов (8 — 10 км/ч).

Локомотивы обеспечивают тягу, достаточную для движения поезда с равновесной скоростью на расчетном подъеме, трогание с места

и необходимое ускорение. Важен характер приложения силы тяги: при трогании в период выборки зазоров в автосцепках состава возможно динамическое увеличение силы тяги в процессе ее передачи по длине состава. Когда зазоры в сцепках выбраны, силу тяги увеличивают до необходимого значения и регулируют скорость движения ступенями торможения. В экспериментальных исследованиях устанавливается закономерность распределения продольных сил и ускорений по длине состава при различных режимах тяги и торможения и проверяется их соответствие принятым нормам для расчета подвижного состава.

Благодаря современной измерительной и вычислительной технике [58], использованию в расчетах численных и аналитических методов границы исследования динамики поезда значительно расширены. Повысились точность измерения и регистрации давления сжатого воздуха при испытаниях тормозных систем подвижного состава [11]. Ведутся работы по созданию устройств, контролирующих состояние тормозов и моделирующих процессы, происходящие в пневматических тормозных системах и в поезде [27, 38].

Разрабатываются информационно-справочные системы, динамические анализаторы движения поезда, тренажеры, которые позволяют смоделировать рациональный по плавности и расходу электроэнергии режим ведения поезда [42]. В программно-аппаратном комплексе [54] на экране дисплея и монитора отображаются продольный профиль и план пути, километраж, ограничения скорости, графики силы тяги и продольных сил.

В расчетных модульных структурах замещения реальной тормозной системы процесс течения воздуха в отдельных камерах исследуется с помощью модулей, состыкованных друг с другом [2]. Блок, моделирующий параметры воздуха в тормозной магистрали и запасных резервуарах при торможении и отпуске, предназначен для расчета начальных и граничных условий в тормозном цилиндре. Расчетные рекуррентные зависимости [52] позволяют исследовать процесс многократного прохождения волн продольных колебаний по элементам дискретно-континуальной модели при трогании поезда.

Обобщение результатов исследования. Сопоставление результатов, полученных опытным путем и расчетным, служит дальнейшему совершенствованию теоретических методов исследования продольной динамики поезда и уточнению нормативных расчетных сил.

Расчетно-экспериментальный метод. Для совершенствования автосцепного и тормозного оборудования важно оценить отдельно степень их влияния на продольную динамику поезда. По результатам испытаний строят графики распределения давления воздуха в тормозных цилиндрах поезда в момент появления наибольшей продольной силы и дают качественную оценку влияния работы тормозов на продольные силы [13, 39].

Продольные силы между вагонами при торможениях поездов возникают вследствие того, что в начальный период торможения головные вагоны тормозятся сильнее хвостовых. Это ведет к появлению квазистатических и ударных сил. Поглощающие аппараты автосцепки при поездных режимах работы вагонов предназначены для смягчения их ударного взаимодействия, которое возникает из-за зазоров в межвагонных связях.

В испытаниях натурных поездов давление в тормозных цилиндрах всегда регистрируется в нескольких сечениях поезда. При небольшом числе вагонов между сечениями без большой погрешности можно вычислить давление в тормозных цилиндрах, считая, что от вагона к вагону оно изменяется по линейному закону. Для вагонов, расположенных между первым измерительным сечением и головным, следует ввести ограничение по максимально возможному давлению в тормозных цилиндрах. По давлениям в тормозных цилиндрах можно вычислить тормозные силы вагонов и продольные силы, действующие между ними, рассматривая поезд как абсолютно жесткий стержень.

Для определения продольных сил предварительно вычисляют ускорение всего поезда, которое может быть определено при обработке записей частоты вращения колеса вагонов. В принципе, подстановка реальных ускорений при вычислении продольных сил между вагонами должна давать более точные результаты, так как при этом учитываются фактически реализованные нажатия и коэффициенты трения колодок о колеса и колес о рельсы. Зная замеренные автосцепками динамометрами силы $S_{\text{зам}}$ и полученные расчетом $S_{\text{т}}$, можно оценить динамичность всей системы по формуле [39] $k_{\text{дт}} = S_{\text{зам}} / S_{\text{т}}$. Величина $S_{\text{п}} = S_{\text{зам}} - S_{\text{т}}$ характеризует абсолютный прирост силы вследствие наличия в составе зазоров в межвагонных связях и поглощающих аппаратов. Эти оценки можно проводить для различных моментов времени торможения как в целом для всего поезда, так и по отдельным его сечениям.

1. ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ В ПОЕЗДЕ ПРИ ПРУЖИННО-ФРИКЦИОННЫХ МЕЖВАГОННЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

1.1. Продольные силы при соударении вагонов

Общие сведения. Межвагонные связи, служащие для соединения вагонов и амортизации их относительных перемещений, обладают упругими и вязкими свойствами. Так как несущие конструкции экипажей имеют значительную продольную жесткость, то для снижения уровня возможных сил жесткость поезда уменьшают, вводя в конструкцию связей упругий элемент. Затухание продольных колебаний, возникающих вследствие упругости конструкции вагонов и связей, происходит в вязких элементах, которые выполняются в виде элемента сухого трения или гидравлического демпфера.

Уравнение, связывающее между собой силу S , деформацию y и скорость $\dot{y}$ деформации поглощающих аппаратов, называют *уравнением состояния межвагонных связей* $S = S_y(y) + S_v(\dot{y})$, где S_y , S_v — соответственно упругая и вязкая составляющая силы.

В зависимости от направления выпуклости характеристики поглощающего аппарата, соответствующей упругой составляющей в области деформации, различают жесткие, мягкие и линейные связи.

Особенность межвагонных связей с поглощающими аппаратами — необратимость их характеристик: нагрузка и разгрузка в плоскости y, S происходят по разным кривым. Если статическая характеристика, выражающая зависимость силы от величины сжатия аппаратов, при возрастании деформации от нуля неизменна, то аналогичная зависимость при разгрузке непостоянна. Процесс разгрузки аппаратов определяется значением деформации, с которого началось это уменьшение, т. е. для разгрузки существует семейство возможных характеристик. Конкретная характеристика разгрузки аппаратов зависит от значений деформаций и направления относительного движения экипажей.

Поглощающий аппарат предназначен для амортизации продольных сил, действующих на вагон в эксплуатации и передаваемых через автосцепку на упоры и хребтовую балку. В пружинно-фрикционных аппаратах амортизация продольных сжимающих и растягивающих сил происходит благодаря преобразованию кинетической энергии соударяющихся вагонов в работу сил трения на рабочих поверхностях деталей фрикционного узла и сжатия упругого элемента, обеспечивающего восстановление исходного состояния аппарата после снятия нагрузки. Эти функции поглощающий аппарат должен

выполнять в режимах маневровой и поездной эксплуатации вагонов и локомотивов.

С целью изучения влияния характеристик поглощающих аппаратов автосцепки на продольные силы в поезде при тяге, торможении и соударениях вагонов при маневровой работе проводились сравнительные испытания поглощающих аппаратов шести типов [8]:

- 1) новые неприработанные Ш-1-Т для грузовых вагонов;
- 2) приработанные Ш-1-Т, из которых 50 % эксплуатировавшиеся на вагонах в течение двух лет и 50 % изношенные, снятые для замены при ремонте вагонов;
- 3) новые неприработанные Ш-1-Т с заневоленными пружинами;
- 4) типовые ЦНИИ-Н6 для пассажирских вагонов;
- 5) новые неприработанные двухсекционные для грузовых вагонов;
- 6) кольцевые для грузовых вагонов.

Все поглощающие аппараты обладали при сжатии наибольшим ходом, равным 70 мм.

По методическим соображениям аппарат ЦНИИ-Н6 испытывали на грузовых вагонах и при испытаниях соударением на вагоны вместо поглощающих аппаратов устанавливали жесткие стержни.

Были проведены стендовые испытания (копровые, путем соударения одиночных вагонов) и поездные.

Стендовые ударные испытания. Копровые испытания выполнялись на ударной машине с падающей массой 12 т. По аппаратам наносилась серия ударов при различных высотах падения массы копра. Начальная высота была равна 20 мм, с каждым последующим ударом она увеличивалась на 5 мм до высоты, при которой аппарат полностью сжимался (выключался).

Испытания путем соударения осуществлялись накатыванием одного четырехосного груженого полувагона массой 85 т брутто на четырехосный полувагон массой 84 т брутто, подпертый двумя шестиосными полувагонами массой 93 и 123 т брутто. Соударяемые полувагоны были загружены щебнем, а подпорные — углем. Испытываемые поглощающие аппараты (по четыре каждого типа) устанавливались на оба соударяемых полувагона поочередно.

При копровых испытаниях оценивалась работоспособность аппаратов, а при соударениях, кроме того, определялась скорость соударения, при которой происходило выключение аппаратов, а также усилия, возникающие в соударяемых автосцепках при различных скоростях накатывания.

Испытаниями установлено, что при соударениях полувагонов со скоростями до 3 км/ч ни один аппарат не выключался, а при скорости 4 км/ч полностью сжимались все аппараты ЦНИИ-Н6 и отдельные аппараты Ш-1-Т. В диапазоне скоростей 5 — 6 км/ч выключались аппараты Ш-1-Т с заневоленными пружинами и кольцевые. Примерно при таких же скоростях выключались двухсекционные аппараты.

Таблица 1.1

Поглощающие аппараты	Продольные силы, МН, при скоростях соударения, км/ч		
	5	7	8
Ш-1-Т, новые неприработанные	1,1	2,0	2,5
Ш-1-Т, приработанные	1,2	1,8	2,2
Ш-1-Т, изношенные	1,3	1,9	2,3
Ш-1-Т, с заневоленными пружинами	1,1	1,7	2,1
ЦНИИ-Н6	1,7	2,0	2,3
Двухсекционные	1,1	1,7	2,0
Кольцевые	0,9	1,4	1,6
Жесткий стержень	2,1	2,5	—

В табл. 1.1 приведены значения максимальных сил, воспринимаемых автосцепными устройствами с различными поглощающими аппаратами при соударении полувагонов. Здесь же для сравнения дана величина силы жесткого удара, т. е. удара полувагонов, имеющих вместо поглощающих аппаратов жесткие стержни. Из таблицы видно, что в диапазоне скоростей соударения полувагонов 5 — 8 км/ч наименьшие силы были получены при кольцевых поглощающих аппаратах. Остальные аппараты грузовых вагонов при скорости соударения 5 км/ч показали примерно одинаковые результаты; с возрастанием скорости меньшие силы были получены при двухсекционных аппаратах и аппаратах Ш-1-Т с заневоленными пружинами.

1.2. Исследование однородных поездов

Наиболее детально свойства поглощающих аппаратов различных типов были исследованы во время поездных испытаний, которые проводились на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа в поезде массой 6,2 тыс. т, сформированном из 73 четырехосных груженых полувагонов и трех вагонов-лабораторий, при тяге двухсекционным тепловозом ТЭЗ.

Все вагоны были оборудованы воздухораспределителями 270-002. С помощью тензометрической аппаратуры, установленной в вагонах-лабораториях, и приборов-датчиков, находящихся в различных сечениях поезда, при каждом цикле поездных испытаний записывались значения продольных сил и ускорений при трогании и торможении. Кроме того, измерялся ход поглощающих аппаратов, а при торможении регистрировались давления в магистрали и тормозных цилиндрах. Во время опытов определялись скорость в начале торможения и тормозной путь.

Трогание с места осуществлялось с быстрым и медленным нарастанием силы тяги локомотива при трех состояниях поезда по зазорам в автосцепном оборудовании: полностью растянутом составе, полностью сжатым и частично сжатым. Таким образом, во время испытаний каждого аппарата выполняли трогание в шести режимах, по 16 опытов в каждом режиме. Это дало возможность оценить некоторое рассеяние результатов при анализе материалов испытаний.

Торможения были полные, служебные и экстренные сжатого и растянутого состава. Кроме этого, осуществлялись торможения стоп-краном с хвоста растянутого и сжатого состава, а также регулировочные торможения растянутого состава.

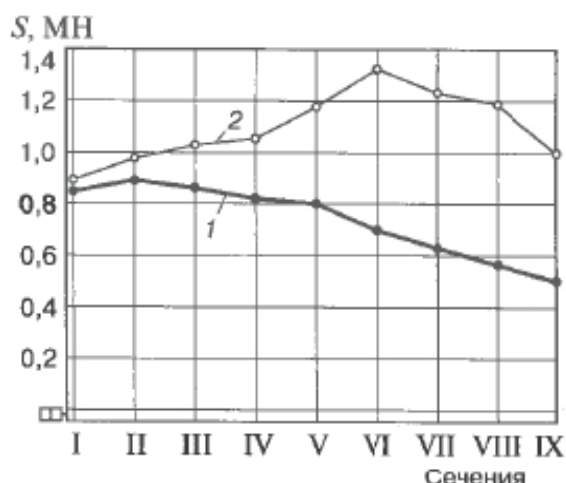
Для возможности сравнения продольных сил при поглощающих аппаратах различных типов торможение во всех циклах выполнялось при одинаковых начальных скоростях: 50, 30, 20 и 10 км/ч, при каждой скорости проводилось пять опытов.

Перед каждым циклом испытаний замеряли зазоры в автосцепном оборудовании поезда. Среднее значение зазоров в поездах составило

Таблица 1.2

Поглощающие аппараты	Состояние состава	Средняя продольная сила, МН, при трогании с быстрым нарастанием силы тяги в сечении поезда								
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Ш-1-Т (новые)	Растянут	0,60	0,60	0,60	0,65	0,65	0,60	0,50	0,30	0,30
	Сжат	0,55	0,60	0,65	0,70	0,70	0,70	0,75	0,70	0,70
	Частично сжат	0,55	0,60	0,75	0,65	0,60	0,65	0,65	0,65	0,65
Ш-1-Т (50 % приработанные, 50 % изношенные)	Растянут	0,65	0,65	0,60	0,50	0,45	0,40	0,40	0,30	0,30
	Сжат	0,65	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,80	0,85	0,85
	Частично сжат	0,70	0,80	0,80	0,85	0,80	0,80	0,80	0,70	0,60
Ш-1-Т с заневоленными пружинами	Растянут	0,60	0,60	0,50	0,45	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25
	Сжат	0,50	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,70	0,70
	Частично сжат	0,60	0,75	0,85	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
ЦНИИ-Н6	Растянут	0,50	0,45	0,45	0,40	0,30	0,30	0,40	0,40	0,40
	Сжат	0,60	0,70	0,80	0,75	0,80	0,75	0,70	0,80	0,85
	Частично сжат	0,55	0,60	0,60	0,60	0,65	0,70	0,70	0,85	1,00
Двухсекционные	Растянут	0,70	0,65	0,55	0,50	0,45	0,45	0,45	0,35	0,35
	Сжат	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,85	0,90	0,90	0,85
	Частично сжат	0,90	0,95	0,95	0,95	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
Кольцевые	Растянут	0,55	0,55	0,55	0,45	0,40	0,40	0,40	0,35	0,30
	Сжат	0,50	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,65	0,70
	Частично сжат	0,55	0,60	0,65	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,60

Рис. 1.1. Распределение продольных сил при трогании растянутого (1) и сжатого (2) поезда



40 – 45 мм, что не могло отразиться на продольных силах при испытаниях поглощающих аппаратов различных типов. После испытания очередного типа аппаратов измерительные приборы и цепи демонтировали, поезд убирали с главного пути и поглощающие аппараты на всех вагонах заменяли, для чего использовали специальные приспособления. Условия испытаний во всех циклах были равными: один и тот же локомотив и состав, одинаковое состояние и работа тормозов, примерно одни и те же условия погоды.

В табл. 1.2 приведены средние значения продольных сил для поглощающих аппаратов всех типов, измеренные в различных сечениях поезда при трогании с места. Как из нее видно, наименьшие продольные силы получены при трогании поезда, оборудованного кольцевыми поглощающими аппаратами. В этом же поезде была достигнута наилучшая плавность троганий, оцениваемая ускорением вагонов в различных сечениях поезда. Продольные силы при поглощающих аппаратах всех типов в растянутых поездах уменьшаются по длине состава от головы к хвосту, а в сжатых — возрастают, причем при трогании сжатых поездов максимальные силы больше примерно в 1,5 раза (рис. 1.1).

В случае торможений наименьшие продольные силы возникали также в поезде, оборудованном кольцевыми поглощающими аппаратами (табл. 1.3 и рис. 1.2, где 1 — кольцевые поглощающие аппараты;

Таблица 1.3

Поглощающие аппараты	Максимальная продольная сила, МН	
	при трогании	при торможении
Ш-1-Т (новые)	0,9	0,9
Ш-1-Т (50 % приработанные, 50 % изношенные)	1,1	0,8
Ш-1-Т с заневоленными пружинами	1,0	1,1
ЦНИИ-Н6	1,4	1,6
Двухсекционные	1,3	1,5
Кольцевые	0,9	0,5

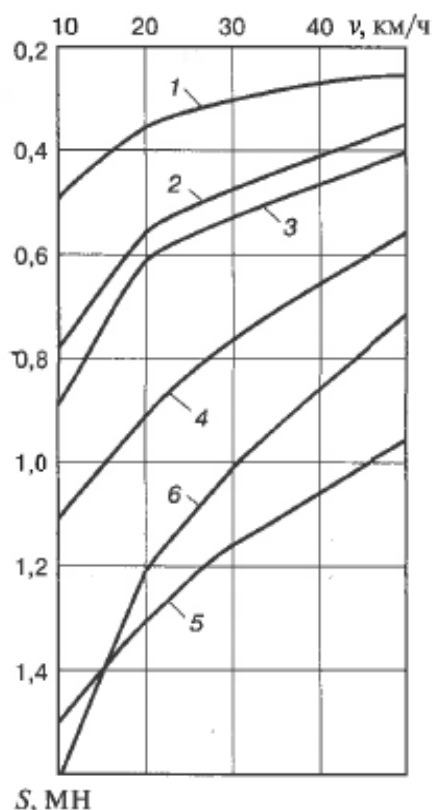


Рис. 1.2. Продольные силы в поезде при различных поглощающих аппаратах

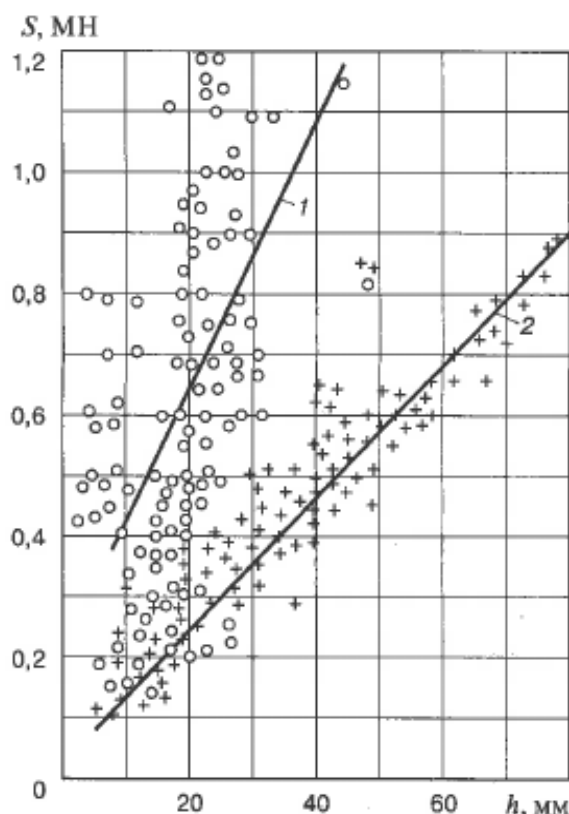


Рис. 1.3. Зависимость хода аппаратов Ш-1-Т (1) и кольцевых (2) от продольной силы в поезде

2 — Ш-1-Т, приработанные; 3 — Ш-1-Т, новые; 4 — Ш-1-Т с заневоленными пружинами; 5 — двухсекционные; 6 — ЦНИИ-Н6). Некоторое снижение продольных сил было получено во втором цикле испытаний, когда на одном конце каждого вагона был приработанный аппарат Ш-1-Т, а на другом — изношенный, что давало своеобразную ступенчатую характеристику работы поглощающих аппаратов: сначала работали оба аппарата, а затем только приработанный.

Стабильность работы поглощающих аппаратов оценивали во время испытаний исследованием зависимости между продольной силой и суммарным ходом обоих аппаратов в одном сечении. Большинство поглощающих аппаратов работало нестабильно. Из рис. 1.3 видно, что между продольной силой и ходом поглощающих аппаратов Ш-1-Т (кружки) нет определенной зависимости, причем суммарный ход этих аппаратов составляет всего 20 — 40 мм при силе их нажатия до 1,2 МН. Вполне закономерная, почти линейная зависимость хода аппаратов от продольных сил получена в поезде с кольцевыми поглощающими аппаратами (крестики).

Таким образом, наилучшие результаты показали кольцевые поглощающие аппараты, при которых во всех случаях трогания и торможения продольные силы и ускорения в поезде были наименьшими.

В дальнейших экспериментальных исследованиях динамики поезда, основные этапы которых отражены на рис. 1.4, работу поглощающих аппаратов оценивали не по максимальным силам, полученным в испытаниях, а по коэффициентам продольной динамики, вычисленным как отношение наибольшей продольной силы, измеренной в поезде, к силе в головном сечении, которое в соответствии с Нормами [48] не должно превышать 1,6. Сравнивали максимальные силы в поездах с поглощающими аппаратами различных типов при одинаковых значениях силы тяги локомотивов.

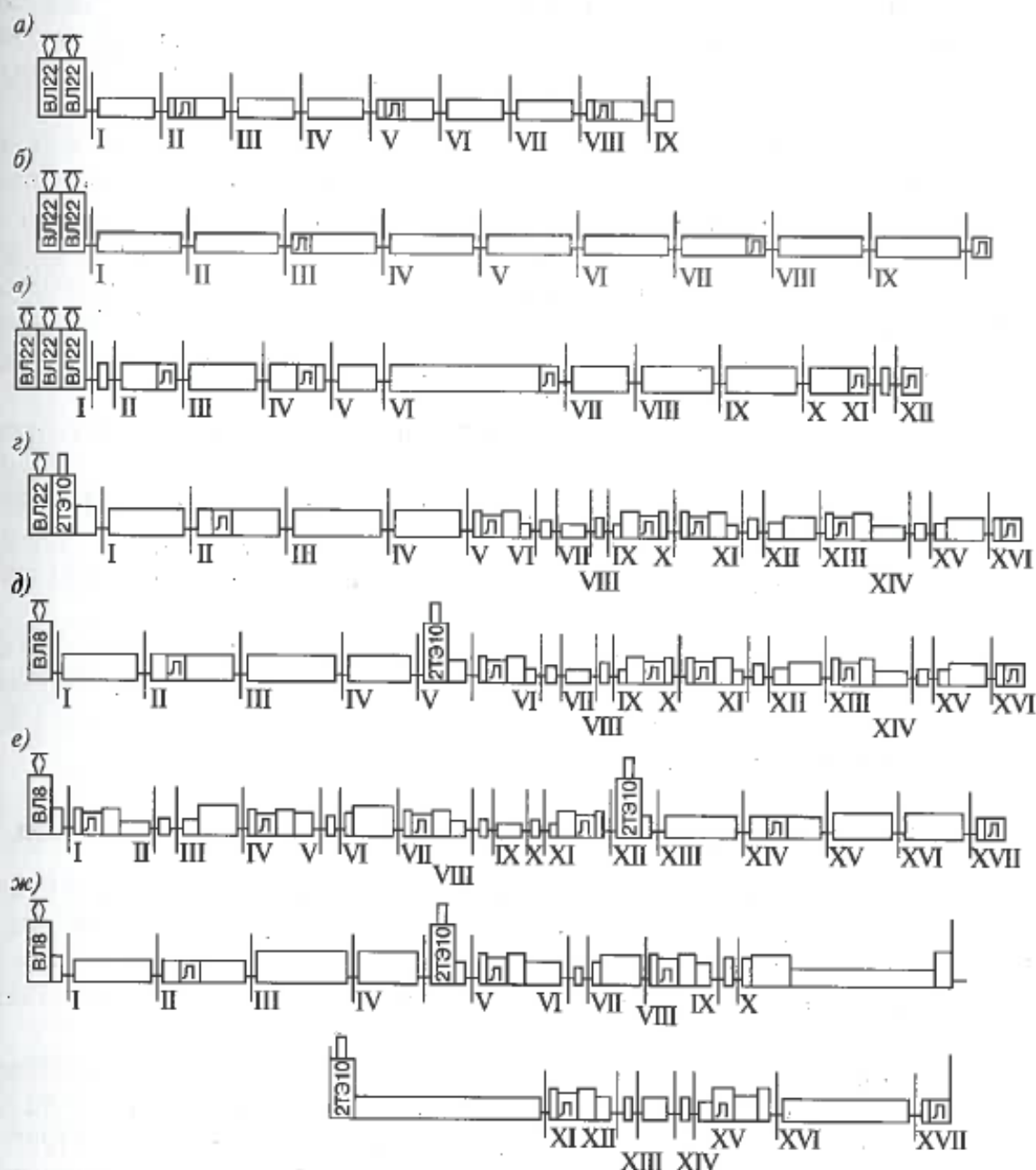


Рис. 1.4. Схемы формирования опытных однородных (а, б, в), неоднородных (г), сдвоенных соединенных (д, е) и строенных соединенных (ж) поездов:
Л – вагоны-лаборатории; I – XVII – места установки измерительных приборов (сечения поезда)

Таблица

Поглощающий аппарат	Коэффициент продольной динамики при силе тяги, МН				
	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Ш-1-ТМ	1,70	1,65	1,60	1,50	1,40
Ш-2-Т	1,65	1,55	1,50	1,40	1,30
Ш-2-В	1,50	1,50	1,45	1,30	1,20

В табл. 1.4 приведены сравнительные данные по коэффициентам продольной динамики K_d , полученным в разное время при испытаниях различных пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов.

Пружинно-фрикционные аппараты отличаются высокой жесткостью и нестабильной силовой характеристикой. Сжатие аппарата Ш-1-ТМ на полный рабочий ход при соударении вагонов происходит при силе 2,5 – 3 МН. В составе поезда аппарат практически не реагирует на изменения силы менее чем на 0,5 – 0,7 МН. Энергоемкость приработанного аппарата составляет 50 кДж. Аппарат Ш-2-Т эксплуатируется на восьмиосных цистернах. Благодаря увеличению рабочего хода энергоемкость аппарата составляет 65 кДж.

Аппарат Ш-2-В имеет менее жесткую силовую характеристику. При соударении вагонов он сжимается на полный ход при силе 2 МН и обеспечивает безопасное соударение вагонов массой брутто 100 т со скоростью 8 км/ч. Повышенной энергоемкостью обладает пружинно-фрикционный аппарат Ш-6-ТО-4, при котором возможно соударение вагонов со скоростью 9 км/ч.

Общим требованием для всех аппаратов является стабильная силовая характеристика. Сила сопротивления аппаратов при статическом сжатии на максимальный рабочий ход должна быть не менее 1,5 МН при ударном сжатии — не более 3 МН.

1.3. Исследование поездов из большегрузных вагонов

С целью определения максимальных продольных сил, возникающих при переходных режимах, проводились испытания поездов массой 6,3 и 10 тыс. т из однородных по осности и нагруженности шестиосных вагонов, оборудованных электропневматическими и пневматическими тормозами [62].

Поезд массой 6,3 тыс. т состоял из 47 нагруженных шестиосных полувагонов и четырех вагонов-лабораторий, размещенных по длине состава. Тяга поезда осуществлялась двумя электровозами ВЛ22^м.

Поезд массой 10 тыс. т, формировавшийся дважды — перед зимними и летними испытаниями, состоял из 77 шестиосных полувагонов (средней массой около 129 т), из них 72 были оборудованы элект-

пневматическим тормозом, а пять (серийных) взяты из рабочего парка и оснащены пролетным проводом для цепи электрического управления тормозом. Исходная масса поезда составляла 10,24 тыс. т. В поезд были включены пять вагонов-лабораторий (см. рис. 1.4, в).

Основные шестиосные полувагоны опытных поездов имели тележки УВЗ-9м с роликовыми буксами и композиционными тормозными колодками, а также модернизированное автосцепное устройство с усиленной автосцепкой. Жесткое сцепление с автосцепкой при разных уровнях осей сцепления обеспечивалось при помощи плиты центрирующего механизма, поддерживающей головку автосцепки, опирающейся на балочку через две пружины с начальной затяжкой. Центрирование в плане осуществлялось, как обычно, посредством подвески балочки к розетке на маятниковых болтах. Соединение хвостовика автосцепки с тяговым хомутом было выполнено цилиндрическим валиком вместо клина в серийной автосцепке СА-3. Чтобы обеспечить нормальную работу при взаимных вертикальных перемещениях сцепленных вагонов, торец хвостовика, взаимодействующую с ним часть упорной плиты и внутреннюю поверхность хвостовика головки автосцепки выполняли сферическими, а между валиком и перемычкой хвостовика устанавливали вкладыш.

Поглощающий аппарат Ш-2-Т с ходом 110 мм имеет повышенную по сравнению с аппаратом Ш-1-ТМ эффективность. Модернизированное автосцепное устройство, устанавливаемое на восьмиосные вагоны, впервые специально для этих испытаний было поставлено на шестиосные полувагоны. Полувагоны оборудовались электропневматическим однопроводным тормозом с воздухораспределителем серии 270-004 и тормозными рукавами с контактными головками для соединения цепей электрического управления тормозами, а также регуляторами выхода штока тормозного цилиндра. Конструкция полувагонов по прочности в основном соответствовала требованиям норм; масса тары составляла 33,2 – 34 т.

Для формирования поезда массой не менее 10 тыс. т из рабочего парка были взяты еще пять шестиосных полувагонов на тележках КВЗ с роликовыми буксами, типовое автосцепное оборудование СА-3 и тары массой от 32 до 32,6 т.

Все 77 полувагонов были загружены марганцевой рудой и взвешены. Масса груза в каждом вагоне составляла 96 т.

Во время опытов с поездом массой 6,3 тыс. т никаких повреждений автосцепного оборудования обнаружено не было. В опытах, проведенных зимой с поездами массой 10 тыс. т, три автосцепки СА-3 на старых вагонах были заменены в результате образования трещин на корпусах автосцепок около перехода головки в хвостовик, а один серийный полувагон был заменен новым (после пятого рейса). Три новые усиленные автосцепки и одна усиленная автосцепка-динамометр были заменены в сечении VIII и смежном с ним стыке вагонов после

ФГБОУ ВПО

«Ростовский государственный
университет путей сообщения»
Научно-техническая библиотека

возникновения в опытах недопустимых сжимающих сил, поврежденных корпуса автосцепок и порвавших тензосхему автосцепки-динамометра. Летом в связи с развитием трещин заменили еще четыре автосцепки СА-3 также на серийных вагонах, а один такой вагон был снят с поезда из-за разрыва щеки хомута в результате изгиба тягового клина.

При испытаниях использовали электровозы серии ВЛ22^м. Управление локомотивами осуществлялось с одного поста. Тяговые характеристики электровоза ВЛ22^м: тяговые двигатели ДПЭ-340, передаточное число 4, конструкционная скорость 70 км/ч, сила тяги при трогании с места 0,436 МН, максимальный ток в обмотках якорей 430 А.

Для поездок был выделен участок Кривой Рог — Верховцево П. на днепровской дороге. Исследования велись на горизонтальных участках пути и уклонах до 0,006.

В процессе рейсов исследовали трогание с места и торможение поездов. При этом измеряли и регистрировали:

- ток одного из тяговых двигателей электровозов на фотоленте осциллографа, к одному из шлейфов которого он подводился от калиброванного шунта, установленного в силовой цепи двигателя со стороны рельсов. Масштаб записи в амперах на 1 мм отклонения луча шлейфа определяли по показаниям соответствующего амперметра на электровозе;
- продольную силу между вагонами. В качестве датчиков использовали известные автосцепки-динамометры, протарированные на стенде прессе силой до 3,0 МН. Показания тензодатчиков автосцепок через усилители регистрировали на фотолентах осциллографов. В основных сечениях поездов были установлены динамометры из усиленных автосцепок, которые для гарантии прочности были дополнительно термообработаны. На вагонах-лабораториях использовали динамометры из автосцепок СА-3, усиленных по сечению хвостовиков, изготовленных из Ст. 27 ГЛ и соответственно термообработанных;
- расстояние между вагонами в тех же сечениях поезда. В качестве датчика применяли реохордный прогибомер с увеличенным плечом рычага, включенный на прогибомерный мостовой щит и далее на шлейф осциллографа;
- ход поглощающего аппарата автосцепки в нескольких сечениях поезда. Прогибомер для измерения хода аппарата при тяге и осаживании поезда закрепляли на его корпусе, а мертвую точку передавали на тяговой плите автосцепки;
- выход штока тормозного цилиндра;
- давления в тормозной магистрали и тормозном цилиндре. На первом этапе испытаний для этого были использованы датчики давления реохордного типа, которые устанавливали на штуцерах, специально вваренных в трубы тормозной магистрали, и на тормозных цилиндрах вагонов, примыкавших к сечениям поезда. Датчики

рировались на давление 0,8 МПа на месте (давлением в тормозной системе) с помощью дополнительно устанавливаемых манометров. При исследованиях в летнее время использовали диафрагменные приборы с тензодатчиками, в которые были внесены некоторые конструктивные изменения по сравнению с ранее применявшимися;

- продольные ускорения рам вагонов, примыкавших к отдельным сечениям поезда. В качестве датчиков были использованы ускорениемеры. Их устанавливали на деревянных досках, закрепленных болтами на хребтовых балках вагонов. Тарировка ускорениемеров осуществлялась опрокидыванием и перекаткой относительно оси симметрии;
- начальную и конечную скорости при торможениях. Их значения фиксировали визуально по показаниям скоростемеров вагонов-лабораторий и электровозов. В отдельных случаях скорость проверяли по отметкам частоты вращения колес вагонов-лабораторий и времени на фотолентах осциллографов;
- фактический тормозной путь по специальному путемеру вагона-лаборатории и визуально с локомотива по пикетам, а также по отметкам частоты вращения колеса;
- отметки частоты вращения колеса вагона-лаборатории. Их фиксировали на фотоленте осциллографа посредством шлейфа, включенного в цепь, замыкаемую ламелями коллектора, укрепленного на торце шейки оси вагона-лаборатории. Период записи на ленте соответствовал одному обороту колеса, диаметр которого известен;
- интервалы времени в процессе проведения опыта. Отметка времени с интервалом 1 с фиксировалась на лентах всех осциллографов во всех вагонах-лабораториях, она подавалась с одного отметчика времени вагона-лаборатории, для чего вдоль всего поезда был проложен двухжильный провод. Для единой базы отсчета времени в процессе каждого опыта делали перерыв в подаче отметки времени на 2 — 3 с.

Вдоль поезда был проложен второй двухжильный провод для телефонной связи между вагонами-лабораториями и электровозами.

Рабочая программа исследований предусматривала в качестве типового следующий цикл опытов:

- трогание с места растянутого, сжатого и частично сжатого состава при различных темпах набора силы тяги локомотивами: быстрым (БНСТ) — в течение 1 — 3 с, медленном (МНСТ) — более 5 с и произвольном (ПНСТ);
- остановочные торможения со скоростей от 10 до 80 км/ч растянутого и сжатого состава, с головы и с хвоста поезда;
- регулировочные торможения с головы поезда с интервалом конечных скоростей от 50 до 10 км/ч.

Опыты по троганию состава массой 10 тыс. т проводили при различных состояниях состава: предварительно растянутом, полностью и частично сжатом, а также для случая, когда зазоры в упряжи произ-

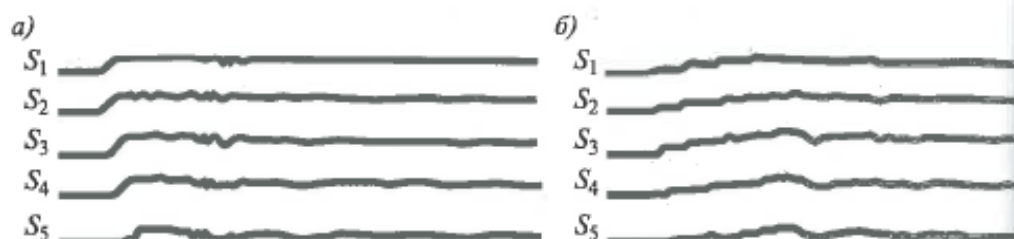


Рис. 1.5. Осциллограммы продольных сил $S_1 - S_5$ при трогании растянутого состава быстрым (а) и медленным (б) нарастанием силы тяги локомотива

вольно распределены по длине поезда. Зазор, приходящийся на межвагонную связь, составлял 38 ± 6 мм. Трогание состава осуществлялось тремя соединенными по системе многих единиц электровозами ВЛ при различном времени τ_0 нарастания силы тяги от нуля до наибольшего значения. При БНСТ время τ_0 составляло $(0,06 \div 0,4) T_0$, а при МНСТ — более $0,7 T_0$; здесь $T_0 = 7,1 \pm 0,6$ с — промежуток времени между минимумами продольного усилия в головном (у локомотива) сечении растянутого поезда при БНСТ. В каждом из опытов, исключая неопределенное состояние состава, машинист выводил рукоятку контроллера на четвертую позицию. Выход на последующие позиции осуществлялся не ранее чем через 20 — 30 с. Было выполнено 243 опыта в зимнее время года (при температуре не ниже -10°C) и в летнее.

При трогании однородного идеально растянутого поезда наибольшее продольное усилие в составе, как известно, не превосходит катальной силы тяги, развиваемой локомотивами. Это положение справедливо при любом темпе нарастания силы тяги вплоть до ее мгновенного приложения.

В случае быстрого нарастания силы тяги в растянутом поезде возникают продольные колебания сил. На рис. 1.5, а приведена соответствующая осциллограмма, записанная в первом вагоне-лаборатории. Аналогичная осциллограмма для случая медленного нарастания силы тяги изображена на рис. 1.5, б.

Таблица

Состояние состава	Темп набора тяги	Растягивающая продольная сила, МН, в сечении поезда										
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
Растянут	БНСТ	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
	МНСТ	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2
Сжат	БНСТ	0,9	0,9	0,9	1,1	1,0	1,15	1,3	1,2	1,3	1,2	1,25
	МНСТ	0,8	0,8	0,8	0,9	0,8	0,9	1,15	1,0	1,1	1,2	1,25
Частично сжат	БНСТ	0,9	0,9	1,3	1,45	1,3	1,4	1,35	1,8	1,25	1,0	0,9
	ПНСТ	1,35	1,2	1,3	1,4	1,2	1,25	1,3	1,0	1,4	1,5	1,2
Произвольное	ПНСТ	1,0	1,1	0,9	1,1	1,0	1,1	1,3	1,0	1,2	1,2	1,4

По результатам обработки осциллограмм было получено распределение по длине состава наибольших измеренных значений продольных сил для быстрого и медленного нарастания силы тяги (табл. 1.5).

Распределения сил при БНСТ были сопоставлены с результатами аналитического решения, полученного на основании линейной теории для мгновенно приложенной к предварительно растянутому поезду постоянной силы [41]. Хорошее совпадение значений продольных усилий в натурном поезде и усилий, вычисленных аналитически, еще раз подтверждает возможность применения линейной теории к изучению переходных процессов движения поездов в тех случаях, когда зазоры в упряжи не влияют на ход переходного режима.

Использование результатов этой теории и результатов специальных опытов по троганию с места предварительно растянутого поезда массой 4,1 тыс. т, а также некоторых опытов с поездом массой 10 тыс. т позволило интегрально сравнить жесткость R_1 системы (поезда) в тот период, когда поглощающие аппараты Ш-2-Т еще работают (сжимаются в процессе натяжения поезда), с жесткостью R системы после того, как аппараты сжались и выключились. Отношение R/R_1 показывает, что поглощающие аппараты Ш-2-Т работают в поезде аналогично аппаратам Ш-1-Т.

Опыты по троганию сжатого состава проводились при быстром и медленном темпе нарастания силы тяги. Осциллограммы изменения продольных сил, соответствующие этим темпам, изображены на рис. 1.6, а, б. Как видно из этих осциллограмм и данных табл. 1.5, наибольшего значения продольные силы при трогании сжатого состава достигают в хвостовой части поезда. Темп нарастания силы тяги не влияет на наибольшие измеренные в составе силы, но оказывает влияние на силу в головных сечениях. В опытах сжатым считался состав, в котором у большей части вагонов к началу переходного процесса отсутствовали свободные зазоры в автосцепном устройстве.

Опыты по троганию частично сжатого состава выполняли при быстром и произвольном нарастании силы тяги. На максимальные значения сил в поезде существенно влияет длина сжатой перед троганием части состава. Наибольшими оказались силы в составе, головная

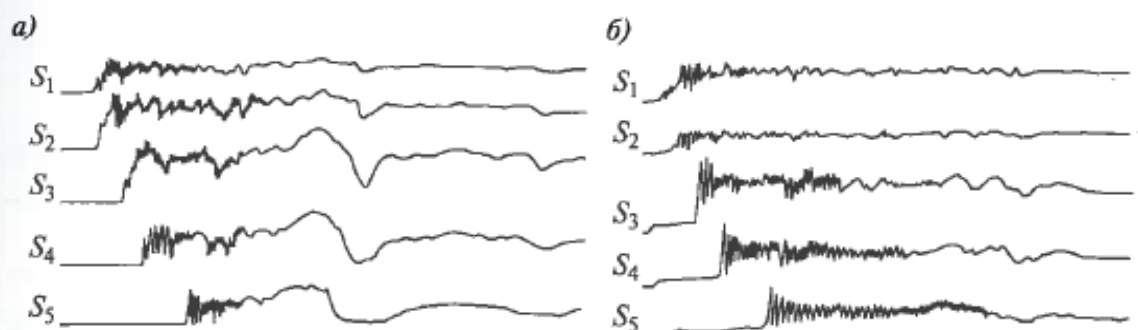


Рис. 1.6. Осциллограммы продольных сил $S_1 - S_5$ при трогании сжатого состава с быстрым (а) и медленным (б) нарастанием силы тяги локомотива

Таблица 1.6

Зазоры в межагонных соединениях, мм	Продольная сила, МН, в составе	
	полностью сжато	сжато до 15 вагонов
10	1,45	1,50
20	1,50	1,80
30	1,55	2,10
40	1,60	2,40

часть которого сжата на величину не более $1/3$ длины. Максимальная из средних значений сила в сечениях поезда равна 1,2 МН.

Опыты по троганию состава с неопределенным по длине распределением зазоров проводили при произвольном нарастании силы тяги. Опыты по троганию показали, что при различных состояниях состава (растянутом, сжато, частично сжато и неопределенном) и разном характере изменения силы тяги (БНСТ, МНСТ, ПНСТ) наибольшие зарегистрированные продольные динамические силы достигали 1,8 МН. Таким образом, трогание с места однородного поезда массой до 10,25 тыс. т и длиной до 1350 м из вагонов с роликовыми буксами и усиленным автосцепным оборудованием при среднем зазоре в упряжи около 40 мм, температурах наружного воздуха не ниже -10°C и соблюдении расчетной весовой нормы для локомотивов и управлении локомотивами (три электровоза ВЛ22^м) с одного поста не вызывало затруднений, и продольные силы в поезде не превышали установленных норм.

Рассчитаны [9] критические режимы трогания поезда с места тремя электровозами с общей касательной силой тяги 1,3 МН (табл. 1.6). Расчеты и дальнейшие испытания большегрузных вагонов [34] показали, что наибольшие продольные динамические силы в составе могут превзойти силу тяги локомотивов в 1,5 – 2 раза. С учетом возрастающей мощности локомотивов и тенденции их применения в кратной тяге проводится программная автоматизация процесса набора силы тяги при трогании поездов.

2. ДИНАМИКА ТЯГИ И ТОРМОЖЕНИЯ ТЯЖЕЛОВЕСНЫХ ПОЕЗДОВ

2.1. Трогание сверхдлинных поездов

Тяжеловесные поезда значительно увеличивают провозные способности железных дорог. Такие поезда составляют, как правило, из нескольких грузовых поездов с размещением локомотивов в голове и внутри объединенного поезда.

Целью испытаний было: определение максимальных продольных сил, возникающих в поезде при переходных режимах движения, а также усилий, исключающих возможность выжимания отдельных вагонов при движении поезда, сформированного из четырех-, шести- и восьмиосных полувагонов, загруженных до полной грузоподъемности, частично загруженных и порожних; установление режимов управления тормозами в тяжеловесном поезде большой длины при размещении локомотивов в голове или в начале и середине объединенного состава с целью исключения продольных сил, превышающих допустимые по прочности и устойчивости вагонов, а также режимов трогания с места тяжеловесного одинарного поезда с двойной тягой или соединенного поезда, обеспечивающих возникновение продольных сил, не превышающих допустимые значения по прочности и устойчивости вагонов.

Исследования показали, что продольные силы в поезде во многом зависят от схемы его формирования. Поэтому для выявления этих зависимостей испытывали одинарные поезда повышенной массы, соединенные сдвоенные и строенные поезда, сформированные по разным схемам [55].

До начала испытаний для различных схем формирования теоретически были определены усилия, возникающие в поезде при трогании с места. На основании этих расчетов и опыта предыдущих исследований были выбраны четыре схемы формирования опытного поезда (рис. 2.1). Расчеты показали, что при постановке локомотивов в голову и середину объединенного поезда силы будут меньше, чем при постановке двух локомотивов в голову поезда. Первыми испытывались соединенные поезда. Схема их формирования имела два варианта. Одинарные поезда повышенной массы с двойной тягой тоже испытывались в двух вариантах.

Для удобства формирования поездов по четырем принятым схемам и уменьшения объема работ при подключении измерительных приборов к аппаратуре в вагонах-лабораториях были подобраны постоянные группы вагонов, из которых формировались все схемы поездов. Группа А подбиралась для проверки четырехосных порожних и напо-

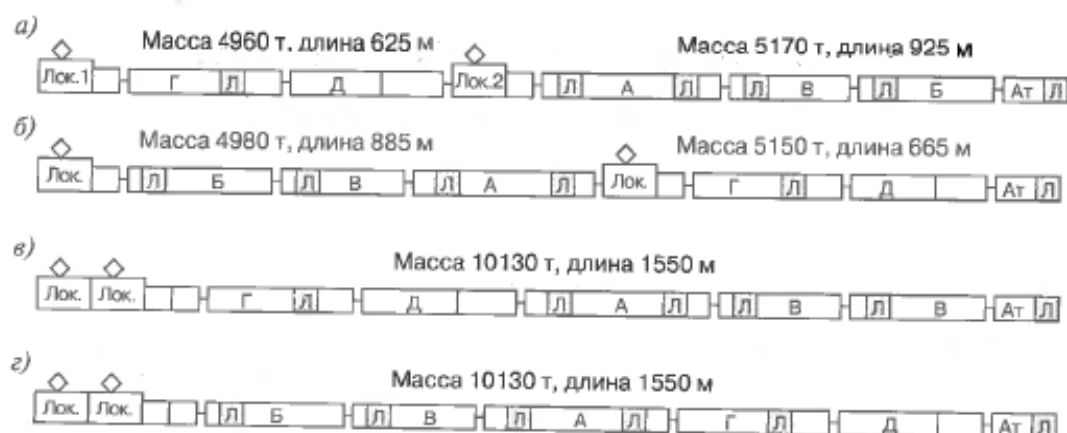


Рис. 2.1. Схемы формирования неоднородных поездов массой 10 тыс. т:
а, б – соединенные; в, г – одинарные

ловину загруженных вагонов на устойчивость от выжимания. Ее масса составляла 1600 т, а длина 340 м. Проверку устойчивости четырехосных груженых и шестиосных порожних вагонов осуществляли в группах Б и В. Масса и длина этих групп были соответственно 1950 т и 285 м, 1290 т и 245 м. Группы Г и Д состояли из шести- и восьмиосных груженых вагонов и имели суммарную массу 4830 т, примерно равную суммарной массе трех групп – А, Б и В (4850 т), но существенно меньшую длину (600 м против 860 м). Автотормозная группа Ат состояла из вагона-лаборатории и шестиосного полувагона с поставленными на нем приборами и всегда включалась в конец поезда. Масса этой группы была 190 т, а длина 40 м.

При составлении схем имелось в виду, что в реальных условиях эксплуатации возможно соединение однородного (угольного или рудного) маршрута со сборным грузовым поездом. Однородный поезд имитировали вагонами групп Г и Д, а сборный – группами А, Б и В.

Для регистрации исследуемых параметров в сечениях за локомотивами постоянно ставили шестиосные полувагоны, оборудованные приборами.

Вагоны-лаборатории соединяли измерительными проводами с приборами-датчиками, установленными на вагонах всей группы. Все группы были связаны между собой и с локомотивами проводной телефонной связью и цепью единой отметки времени для совмещения осциллограмм опытов, записанных в различных вагонах-лабораториях. Кроме того, локомотивы имели поездную радиосвязь.

Учитывая цели и задачи испытаний, в поездах разного формирования использовали 24 автосцепки-динамометра, 19 датчиков продольных перемещений, девять датчиков поперечных перемещений, 20 датчиков давления воздуха в тормозной магистрали и тормозном цилиндре. Для обеспечения стыковки различных групп вагонов их концевые вагоны оборудовали автосцепками-динамометрами, датчиками

для регистрации взаимных продольных перемещений двух смежных вагонов. Каждые два средних полувагона из шести однородных полувагонов групп А и В и десяти однородных полувагонов группы Б также имели автосцепки-динамометры, датчики продольных и поперечных относительных перемещений.

Для регистрации исследуемых процессов в опытном объединенном поезде было шесть вагонов-лабораторий с аппаратурой для исследований динамики и прочности подвижного состава.

В соответствии с программой опытов по троганию с места исследовали различные варианты темпов набора силы тяги локомотивами и состояния поезда полностью сжатого, полностью растянутого и частично сжатого от головы до середины.

В различных сечениях поезда регистрировали продольные силы автосцепками-динамометрами; взаимные продольные и поперечные перемещения вагонов реохордными датчиками, а также токи двигателей локомотивов. Одновременно на десяти осциллографах во всех вагонах-лабораториях регистрировалось до 65 процессов.

Максимальные значения продольных сил в сечениях неоднородного поезда массой 10 тыс. т при трогании с места приведены в табл. 2.1.

По окончании опытов с поездом массой 10 тыс. т были проведены испытания поезда массой 15 тыс. т, сформированного из трех поездов 1 — 3 (рис. 2.2). Для формирования такого поезда использовались те же постоянные группы вагонов, из которых состоял поезд массой 10 тыс. т. К этим группам были добавлены полностью нагруженные 57 четырехосных полувагонов из парка Экспериментального кольца ВНИИЖТ. Всего в строенном поезде было 73 четырехосных полувагона, 25 шестиосных, 35 восьмиосных полувагонов и шесть вагонов-лабораторий. В их числе имелись порожние четырех- и шестиосные и наполовину загруженные полувагоны. Остальные полувагоны были загружены щебнем до полной грузоподъемности. Общая расчетная длина строенного поезда, включая электровоз ВЛ8 и два тепловоза 2ТЭ10Л, составила 2420 м, или 766 осей.

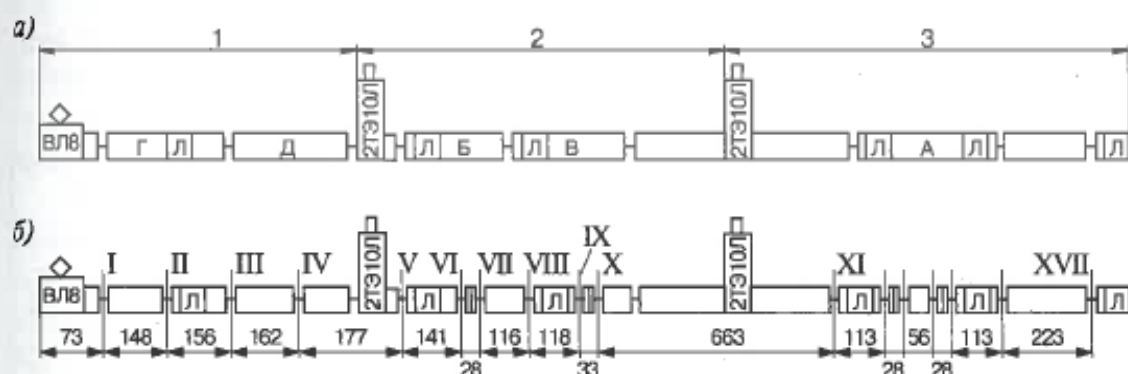


Рис. 2.2. Схемы формирования составов (а) и размещение исследуемых сечений по длине поезда массой 15 тыс. т (б)

Таблица 2.1

Схема формирования и состояние поезда	Продольная сила, МН, в сечении поезда															
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI
Соединенный (см. рис. 2.1, а)																
	0,70	0,90	1,00	1,10	1,00	1,00	1,00	0,95	1,00	1,20	1,00	1,00	1,00	0,75	0,80	0,80
	Полностью сжат															
	0,55	0,65	0,55	0,45	0,45	0,45	0,35	0,45	0,30	0,35	0,35	0,35	0,30	0,20	0,20	0,25
Частично сжат	0,60	0,75	0,90	0,80	0,60	0,50	0,50	0,60	0,45	0,65	0,50	0,50	0,50	0,50	0,45	0,45
	Соединенный (см. рис. 2.1, б)															
	1,60	0,75	0,95	1,10	1,10	1,00	1,00	1,00	1,10	1,30	1,70	1,50	2,10	2,30	1,20	1,20
Полностью сжат																
	0,45	0,40	0,35	0,40	0,40	0,40	0,35	0,35	0,35	0,35	0,30	0,30	0,30	0,35	0,35	0,30
	Полностью растянут															
	0,65	0,65	0,75	1,00	0,95	0,90	1,00	0,90	0,80	0,75	0,80	0,90	0,85	1,00	1,10	0,90
Частично сжат																
	Одинарный (см. рис. 2.1, в)															
	0,90	1,20	1,00	1,10	1,25	1,10	1,10	0,90	1,10	1,20	1,00	0,95	1,20	0,90	1,00	1,00
	Полностью сжат															
Полностью растянут	0,65	0,90	0,60	0,65	0,60	0,55	0,55	0,55	0,60	0,50	0,55	0,55	0,60	0,40	0,45	0,50
	Полностью сжат															
	0,80	1,20	1,00	1,10	1,20	1,00	0,95	1,00	1,10	1,10	0,95	0,95	1,05	0,75	0,85	0,90
	Частично сжат															
Одинарный (см. рис. 2.1, г)																
	1,30	1,10	1,20	1,50	1,00	1,00	1,10	1,00	1,00	1,00	1,00	1,10	1,20	1,30	1,90	1,00
	Полностью сжат															
	0,70	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,70	0,60	0,45	0,60	0,55	0,55	0,60	0,60	0,60	0,45
Полностью растянут																
	Частично сжат	0,70	0,80	0,85	1,00	1,10	1,00	0,80	0,75	0,85	0,90	0,90	1,10	1,00	1,20	0,60
	Одинарный (см. рис. 2.1, з)															
	0,70	0,80	0,85	1,00	1,10	1,00	0,80	0,75	0,85	0,75	0,90	0,90	1,10	1,00	1,20	0,60
Частично сжат																

Первая часть строченного поезда состояла из электровоза ВЛ8, двух четырехосных и одного шестиосного полувагонов и вагонов групп Г и Д — всего 35 полувагонов и одна лаборатория Л. Общая длина этой части поезда составляла 670 м, а масса 5 тыс. т.

Вторая часть поезда с тепловозом 2ТЭ10Л состояла из шестиосного полувагона, полувагонов групп Б и В, двух вагонов-лабораторий, 16 четырехосных и двух восьмиосных полувагонов. В этой части поезда было 47 полувагонов, ее общая длина составляла 825 м, а масса — 5050 т.

Третья часть поезда состояла из тепловоза 2ТЭ10Л, 22 четырехосных полувагонов, полувагонов группы А, 15 четырехосных полувагонов и автотормозной группы — всего 56 полувагонов и два вагона-лаборатории. Общая длина 927 м, масса — 4990 т.

На основании результатов испытаний одинарных и соединенных поездов массой 10 тыс. — 15 тыс. т установлено, что трогание с места сверхдлинных поездов, сформированных из вагонов различной осности и разной степени загрузки, не вызывает появления продольных сил, превышающих значения, допускаемые Нормами расчета вагонов на прочность (2,5 МН при растяжении и сжатии). Коэффициент продольной динамики, выраженный отношением наибольшей продольной силы между вагонами в поезде к паспортной касательной силе тяги локомотивов при трогании с места, не превосходит установленного расчетного значения, т. е. 1,6.

2.2. Торможение неоднородных соединенных поездов

Особенностью вождения соединенных грузовых поездов является использование локомотивов, находящихся между вагонами, для обеспечения тяги и толкания, что дает возможность осуществлять плавное следование по переломному профилю пути. Тормозная магистраль — единая, без перекрытия концевых кранов от головы до хвоста поезда, с синхронным телеуправлением процессами торможения и отпуска автоматических тормозов на включенных в поезд локомотивах. Кран машиниста имеет дистанционное кнопочное управление по радио, а тяговые устройства — электронную систему, вводящую команды на включение и отключение любых позиций тяги и электрического торможения. Машинист головного локомотива автоматически получает информацию об исполнении заданных команд на локомотивах, расположенных внутри состава.

Пневматическая система синхронизации управления тормозами представляет собой устройство, с помощью которого при торможении поезда с головного локомотива происходят разрядка магистрали второго состава и отключение режима тяги на локомотиве, расположенном в составе. При этом тормозная магистраль хвостового вагона первого поезда включается в полость над уравнильным поршнем крана машиниста второго локомотива, а уравнильный резервуар

отключается от крана и сообщается с атмосферой. Ручка крана машиниста второго локомотива устанавливается в положение IV.

Сдвоенные поезда массой 10 тыс. т формировали из четырех-, шести- и восьмиосных полувагонов. Все вагоны были оборудованы композиционными тормозными колодками и воздухораспределителями, установленными на средний режим. Длина тормозной магистрали составляла 1600 м, число осей — 532, тормозной коэффициент в пересчете на чугунные колодки — 0,33 [21].

Остановочные и регулировочные торможения осуществлялись со скоростей от 10 до 80 км/ч при управлении тормозами в поезде с головного локомотива.

К началу торможения опытный поезд находился в полностью растянутом или полностью сжатом состоянии. В случае экстренного торможения поезда выключением синхронизации на среднем локомотиве по команде отключалась тяга головного локомотива, а ручка крана машиниста головного локомотива оставалась в поездном положении.

В процессе опытов в различных сечениях поезда определялись: продольные силы; взаимные продольные и поперечные перемещения

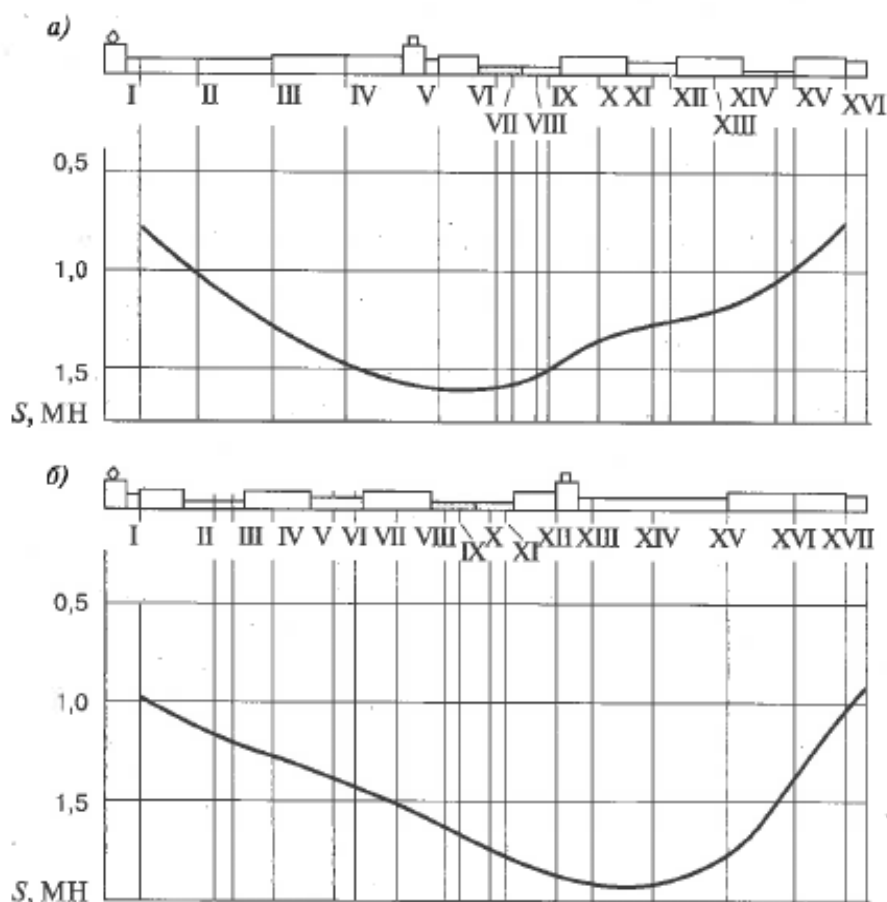


Рис. 2.3. Зависимости продольных сил при торможении от схемы формирования соединенного поезда с более легким составом в хвостовой (а) и головной (б) части

вагонов; давления в тормозной магистрали и тормозных цилиндрах; токи двигателей локомотивов. Одновременно на десяти осциллографах в пяти вагонах-лабораториях регистрировалось до 65 процессов. Кроме того, в хвостовом вагоне-лаборатории записывались индикаторные диаграммы тормозных процессов, замерялись тормозные пути и скорости движения, продолжительность торможения и отпуска, а также время зарядки тормозной магистрали поезда после каждого торможения. Продольные возмущения в соединенных поездах в значительной степени зависели от схемы формирования (рис. 2.3).

Распределение локомотивов по составу, синхронизация управления тормозами приводят к снижению продольных динамических сил, особенно в случае одновременного торможения с обоих локомотивов, которое обеспечивается системой радиосинхронизации управления тормозами.

При испытании строенного поезда массой 15 тыс. т использовались электровоз и два тепловоза, оборудованные системой синхронизации управления тормозами. Первый тепловоз устанавливали на расстоянии примерно $1/3$, а второй — на расстоянии $2/3$ от головы поезда, где находится электровоз ВЛ8. При торможениях с электровоза срабатывала система синхронизации на первом тепловозе, а затем и на втором. Зарядное давление в магистрали устанавливалось 0,55 МПа. Процессы торможения и отпуска при длине тормозной магистрали 2,5 км надежно распространялись до хвостовых вагонов (рис. 2.4, 2.5).

Была проверена работа радиосинхронизации управления тормозами. На электровозе устанавливали передатчик, а на тепловозах — приемник с дешифратором, связанным со срывным клапаном на тормозной магистрали. В случае экстренного торможения с электровоза подавался радиосигнал на тепловозы, при этом срабатывали реле дешифратора и срывной клапан. Происходила одновременная разрядка тормозной магистрали первого, второго и третьего составов с выравниванием времени наполнения тормозных цилиндров по поезду.

Во время опытных поездок с головного локомотива проводились торможения краном машиниста при включенной системе пневматической синхронизации на обоих тепловозах. При торможениях постановкой ручки крана машиниста в положение V с быстрым снижением давления в магистрали на 0,07 МПа и последующем медленном снижении давления в магистрали в положении V^a продольные силы в поезде составляли 1,5 МН.

В длинносоставных соединенных поездах с воздухораспределителями типа 483 и кранами машиниста 394 признано целесообразным [14, 15, 18, 19, 26] распределять локомотивы по длине состава: это облегчает режимы трогания и работу тормозов по отпуску и зарядке. Эксплуатация поездов массой 12 тыс. т осуществляется с объединением двух составов и установкой одного электровоза в голове поезда, а второго — в хвосте. При этом кран машиниста второго электровоза

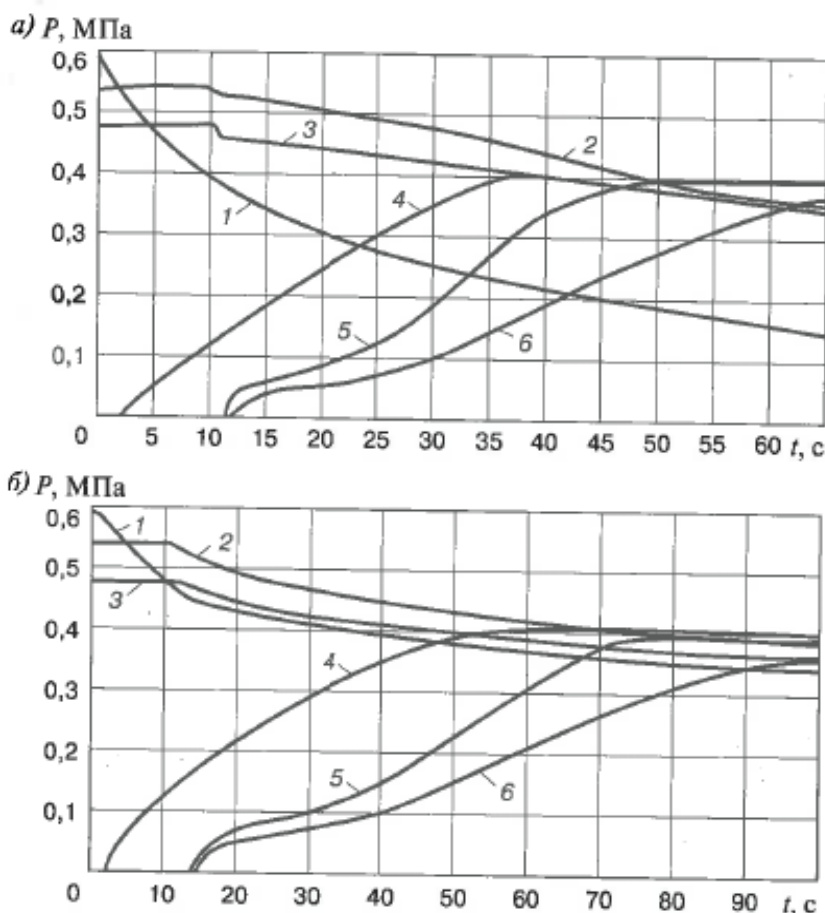


Рис. 2.4. Диаграммы торможения поезда массой 15 тыс. т при экстренной (а) и служебной (б) разрядке магистрали:

1 и 2 — кривые разрядки магистрали соответственно в голове и хвосте состава при синхронизации; 3 — то же, без синхронизации; 4 и 5 — кривые наполнения тормозных цилиндров соответственно в голове и хвосте состава при синхронизации; 6 — то же, без синхронизации

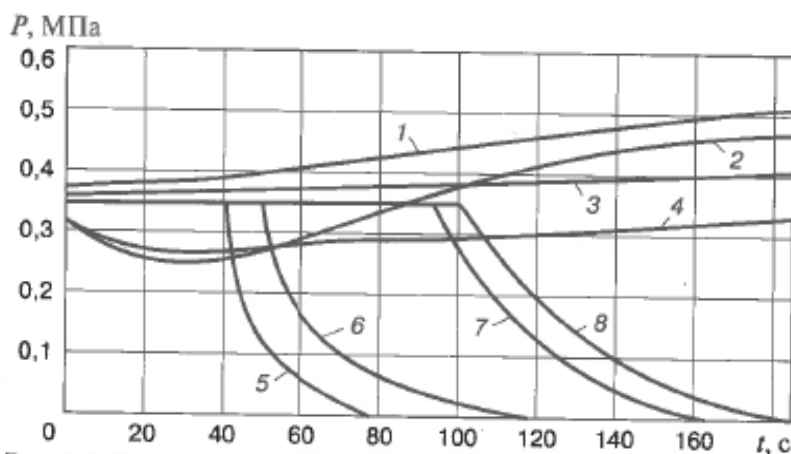


Рис. 2.5. Диаграммы отпуска тормозов в поезде массой 15 тыс. т:

1 и 2 — кривые повышения давления в магистрали в голове состава соответственно после полного служебного и экстренного торможения при синхронизации; 3 и 4 — то же, в хвосте состава без синхронизации; 5 и 7 — кривые отпуска после полного служебного и экстренного торможения при синхронизации; 6 и 8 — то же, без синхронизации

включается в тормозную сеть, и питание магистрали происходит с головы и хвоста поезда.

При формировании составов массой до 16 тыс. т второй локомотив устанавливают в последнюю треть поезда. При трогании поезда одновременно с включением силы тяги на головном локомотиве рукоятку контроллера машиниста второго локомотива ставят на одну из начальных позиций в зависимости от сложности профиля пути. Дальнейший набор позиций осуществляется после того, как начнут движение вагоны, стоящие перед вторым локомотивом. В процессе трогания поезда с места и при ведении его по участку сила толкания второго локомотива ограничивается значением 0,5 МН, а суммарная сила тяги и подталкивания этого локомотива должна быть не более 0,7 МН. Возрастание силы тяги до максимального значения должно происходить не быстрее чем за 25 с.

Безопасность движения соединенных поездов обеспечивается согласованным действием машинистов обоих локомотивов с гарантированной надежной радиосвязью между локомотивами. Правильный выбор схем формирования составов, совершенствование методов расчета тормозов и технологии управления локомотивами обеспечивают необходимую эффективность и плавность торможения. Целесообразно формировать составы из большегрузных вагонов, в частности из восьмиосных. При той же массе состава, что и в случае формирования его из четырехосных вагонов, сокращается длина поезда, уменьшается число воздухораспределителей, снижаются утечки воздуха из тормозной магистрали, улучшаются условия работы тормозов.

2.3. Влияние характеристик состава на продольные силы

Взаимодействие вагонов в составе. Продольные динамические силы, возникающие в поезде при переходных режимах движения, определяются в результате решения системы дифференциальных уравнений [13], которые для вагона массой m при торможении имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} m_i \ddot{x}_i &= S_{i-1}(x_{i-1} - x_i) + S_{ai-1}(\dot{x}_{i-1} - \dot{x}_i) - \\ &- S_i(x_i - x_{i+1}) - S_{ai}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}) + B_i[\dot{x}_i, (t - t_i)]; \\ \dot{y}_{ai} &= 1/m_i S_i(y_{i-1}) - (1/m_{i+1} + 1/m_i) S_{i+1}(y_i) + \\ &+ 1/m_{i+1} S_{i+2}(y_{i+1}) + 1/m_i S_{ai}(y_{ai-1}) - \\ &- (1/m_{i+1} + 1/m_i) S_{ai+1}(y_{ai}) + 1/m_{i+1} S_{ai+2}(y_{ai+1}) + \\ &+ 1/m_i B_i[\dot{x}_i, (t - t_i)] - 1/m_{i+1} B_{i+1}[\dot{x}_{i+1}, (t - t_{i+1})]; \\ \dot{x}_i &= v_i; y_i = x_i - x_{i+1}; \dot{y}_i = y_{ai}; \\ y_{ai} &= v_i - v_{i+1}; y_i(0) = 0; \dot{y}_i(0) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

где $x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i$ — абсолютное перемещение, скорость и ускорение i -го вагона; $B_i[\dot{x}_i, (t - t_i)]$ — зависимость тормозной силы вагона от абсолютной скорости и времени; $y_i, \dot{y}_i, \ddot{y}_i$ — перемещение, скорость и

ускорение i -го вагона относительно $(i+1)$ -го; $S_i(y_i)$ — составляющая продольного усилия в i -й связи, зависящая от относительного перемещения смежных вагонов; $S_{ai}(y_{ai})$ — составляющая продольного усилия, зависящая от относительной скорости смежных вагонов.

Межвагонные связи. В зависимости от направления выпуклости силовой характеристики поглощающего аппарата, соответствующей упругой составляющей в области деформации, различают жесткие и мягкие связи.

Особенность межвагонных связей с поглощающими аппаратами — необратимость их характеристик: нагрузка и разгрузка в плоскости y_i , S_i происходят по разным кривым. Если статическая характеристика, выражающая зависимость силы от сжатия аппаратов, при возрастании деформации от нуля неизменна, то аналогичная зависимость при разгрузке непостоянна. Процесс разгрузки аппаратов определяется значением деформации, с которого началось это уменьшение, т. е. для разгрузки существует семейство возможных характеристик. Конкретная характеристика разгрузки аппаратов зависит от значений деформаций.

Ветви разгрузки аппаратов с жесткой характеристикой соответствуют степенная функция с показателем 5. Для ветви разгрузки при мягких связях принята степенная функция с показателем 2. В зоне начальной затяжки аппаратов S_0 жесткость постоянна и соответствует жесткости конструкции вагона.

Исходя из сказанного приняты следующие зависимости силы от относительных перемещений смежных вагонов, имеющих аппараты с жесткими и мягкими характеристиками:

для жестких связей

$$S_i = \begin{cases} A_i(y_i + \delta_2)^5 - S_0 & \text{при } y_i < -\delta_2; \\ \frac{S_0}{\delta_2 - \delta_1}(y_i + \delta_1) & \text{при } -\delta_2 \leq y_i < -\delta_1; \\ 0 & \text{при } -\delta_1 \leq y_i \leq \delta_1; \\ \frac{S_0}{\delta_2 - \delta_1}(y_i - \delta_1) & \text{при } \delta_1 < y_i \leq \delta_2; \\ D_1(y_i - \delta_2)^2 + S_0 & \text{при } \delta_2 < y_i; \end{cases} \quad (2.2)$$

для мягких связей

$$S_i = \begin{cases} -A_i(y_i + \delta_2)^2 - S_0 & \text{при } y_i \leq -\delta_2; \\ \frac{S_0}{\delta_2 - \delta_1}(y_i + \delta_1) & \text{при } -\delta_2 \leq y_i < -\delta_1; \\ 0 & \text{при } -\delta_1 \leq y_i \leq \delta_1; \\ \frac{S_0}{\delta_2 - \delta_1}(y_i - \delta_1) & \text{при } \delta_1 < y_i \leq \delta_2; \\ D_1\sqrt{y_i - \delta_2} + S_0 & \text{при } y_i > \delta_2. \end{cases} \quad (2.3)$$

В формулах (2.2) и (2.3) A_i — величина, зависящая от значения относительных деформаций при колебаниях экипажей и определяющая характеристику, по которой происходит разгрузка сжатых аппаратов; δ_1 — зазор в междвагонной связи; δ_2 — условная деформация начальной затяжки аппаратов; D_1 — постоянный коэффициент.

Тормозная сила. Тормозная сила вагона определяется силой нажатия и коэффициентом трения колодок. Различают тормозные устройства подвижного состава с однородными и неоднородными диаграммами наполнения тормозных цилиндров.

К первой группе относятся тормозные устройства, при которых цилиндры всех вагонов в поезде наполняются одинаково с запозданием на время распространения тормозной волны. Диаграммы наполнения цилиндров — эквидистантные. В этом случае тормозная сила всех экипажей возрастает по одному закону [16]:

$$B_i(t-t_i) = \begin{cases} 0 & \text{при } t \leq t_i; \\ B_{i\max} \frac{(t-t_i)^n}{T^n} & \text{при } t_i < t < (t_p + t_i); \\ B_{i\max} & \text{при } (t_p + t_i) \leq t, \end{cases} \quad (2.4)$$

где $B_{i\max}$ — максимальная тормозная сила, соответствующая полному наполнению цилиндров экипажа; t_i — момент времени, в который тормозная волна достигает i -го экипажа; t_p — расчетное время наполнения тормозных цилиндров; n — показатель степени, характеризующий темп наполнения цилиндров.

Ко второй группе относятся тормоза с замедлением наполнения цилиндров по мере удаления от крана машиниста:

$$B_i(t, i) = C_1 K_{\max} \frac{(t-t_{bi})^{n_k}}{[t_r + l_{Ci}(t_x - t_r)]^{n_k}} \frac{|v| + C_2}{|v| + C_3}, \quad (2.5)$$

где C_1, C_2, C_3 — постоянные, зависящие от коэффициента трения тормозных колодок; $K_{\max}$ — максимальная сила нажатия колодок вагона; t_{bi} — время распространения тормозной волны до i -го вагона; t_r, t_x — время наполнения тормозного цилиндра соответственно головного и хвостового вагонов; l_{Ci} — отношение длины состава до i -го вагона к длине поезда; n_k — показатель, зависящий от конструкции тормозов.

Неоднородность состава. При теоретическом исследовании влияния неоднородности состава на продольные динамические силы, возникающие в поезде в результате торможения, были рассмотрены различные схемы формирования составов из 16 порожних и 16 полностью загруженных четырехосных полувагонов. Влияние неоднородности определялось отношением наибольшего усилия в неоднородном поезде к наибольшему усилию в однородном поезде такой же массы и длины. Наибольшее значение коэффициента изменения продольных сил вследствие неоднородности состава равнялось 1,45.

При экспериментальном исследовании изучали влияние неоднородности состава на продольные силы при торможении поездов массой 10 тыс. т. Однородный поезд формировали из шестиосных вагонов, а неоднородный — из четырех-, шести- и восьмиосных, причем в составе имелись порожние и не полностью загруженные вагоны. Таким образом, поезд был неоднородным как по осности, так и по загрузке вагонов. Вагоны обоих поездов имели одинаковые зазоры в автосцепках и были оборудованы композиционными колодками.

В связи с тем что в однородном поезде воздухораспределители устанавливали на груженный режим, а в неоднородном на средний, измеренные значения продольных усилий приводили к одинаковой тормозной эффективности составов. Влияние неоднородности состава оценивали также постановкой более легкой части состава в хвостовую либо в головную часть поезда (см. рис. 2.3). При этом характер и распределение продольных сил по длине поезда существенно изменялись, а разница в силах достигала 30 — 40 %.

Особенность торможения поездов с неоднородными по осности и загрузке вагонами — непоследовательное распространение волны соударения вагонов вдоль состава. В поезде образуется несколько взаимодействующих групп вагонов, причем деформации межвагонных соединений в более отдаленных от головы сечениях поезда могут произойти раньше, чем в ближних сечениях.

Происходит встречное движение возмущений, т. е. чередование сжимающих и растягивающих сил. Такое изменяющееся по величине и направлению распространение возмущений вдоль неоднородного поезда при прочих равных условиях приводит к увеличению по модулю продольных динамических сил в сравнении с силами в однородном поезде.

Рассмотрим продольные силы, полученные путем расчета в неоднородном поезде, сформированном из 31 четырехосного и 31 восьмиосного груженых полувагонов при установке группы более легких вагонов сначала в первую часть состава, а затем во вторую. Для однородного поезда равной массы и длины принят состав из 62 шестиосных полувагонов. Условия торможения при всех схемах идентичны. Время наполнения тормозных цилиндров составляет 20 с, скорость тормозной волны — 250 м/с. Колодки используются композиционные. Максимальная тормозная сила четырехосного вагона равна 6, шестиосного 9, восьмиосного 12 тс; масса вагонов соответственно 84; 127 и 170 т при их длине 14; 17 и 20 м. Поглощающие аппараты с жесткими характеристиками [формулы (2.2)] на четырех- и шестиосных вагонах одинаковые, а на восьмиосных имеют в 2 раза большую энергоемкость. Начальная затяжка аппаратов 0,1 МН. Масса локомотива 184 т, длина 30 м, тормозная сила 16 тс.

При одинаковой удельной тормозной силе в однородном поезде, составленном из шестиосных вагонов, наибольшие силы равны 1,45, а

в неоднородных 1,30 – 1,75 МН в зависимости от схемы формирования. Таким образом, теоретические и экспериментальные исследования показывают, что неоднородность состава по типу вагонов приводит к росту продольных сил при торможении примерно на 20 %, а неоднородность и по загрузке — на 30 – 35 %. Постановка более легких вагонов одной группой в головную часть состава повышает продольные силы в поезде, а в хвостовую — снижает по сравнению с силами, возникающими в однородном поезде равных массы и длины. Рассредоточение порожних вагонов по всему поезду приводит к снижению продольных сил. Аналогичные зависимости были получены для трогания поездов.

Масса состава. Использование большегрузных вагонов способствует значительному росту массы поездов при сохранении существующей длины станционных путей. Рассмотрим поезда, сформированные из одинакового числа экипажей с различной массой вагонов, и оценим влияние масс экипажей на продольные силы в поезде при торможении. Характер распределения сил по длине составов не зависит от массы вагона: наибольшие силы в растянутом поезде возникают в хвостовой части состава, а в сжатом — в середине состава.

С ростом массы состава продольные силы увеличиваются неравномерно. Степень изменения сил зависит от времени наполнения тормозных цилиндров и характеристик межвагонных связей. Сначала, при переходе от порожних четырехосных вагонов к груженным, т. е. при увеличении масс экипажей примерно в 4 раза с одновременным снижением удельной тормозной силы, продольные силы увеличиваются только вдвое, а в случае мягких характеристик связей — в 1,3 – 1,4 раза. Увеличение массы состава с 22 до 127 т приводит к росту сил примерно в 4 раза. У поездов, сформированных из груженных вагонов, при одинаковой удельной тормозной силе рост сил почти пропорционален увеличению масс состава, хотя при мягких характеристиках связей общий уровень сил значительно ниже.

В процессе торможения сжатых поездов характеристики межвагонных связей проявляются слабее. Максимальные продольные силы при жестких и мягких характеристиках поглощающих аппаратов практически одинаковы, т. е. при мягких связях в данном режиме с малыми относительными смещениями экипажей силы возрастают. Это объясняется особенностью силовой характеристики в окрестности нулевой точки, где малым значениям деформации соответствуют относительно большие значения сил. Коэффициент продольной динамики торможения для жестких и мягких характеристик межвагонных связей равен соответственно 2 и 1,5.

Погонная нагрузка. Увеличение погонной нагрузки экипажа как при жестких, так и при мягких связях приводит к значительному росту продольных сил [13].

Скорость распространения возмущений нелинейных волн зависит от значения производной в точке силовой характеристики, соответ-

ствующей деформации связи, и плотности поезда ρ (массы единицы длины вагона): с увеличением производной скорость распространения возмущений увеличивается, а с увеличением плотности — уменьшается. При мягких межвагонных связях с убывающей производной силовой характеристики поглощающих аппаратов амплитуда и темп изменения относительных перемещений и скоростей движения экипажей убывают по длине поезда. В случае жестких связей с возрастающей производной волна возмущений не гасится, а усиливается по мере продвижения к хвосту поезда.

Скорость распространения максимальных возмущений в зависимости от характеристики состава изменяется от 80 до 250 м/с. В скорых поездах возмущения распространяются почти в 2 раза быстрее, чем в растянутых. В растянутых порожних поездах скорость распространения возмущений примерно в 1,5 раза выше, чем в груженных, сжатых порожних и груженных — примерно одинакова. Рост погонной нагрузки с 6 до 8,5 тс/м при одинаковой удельной тормозной силе существенно изменяет скорость распространения продольных сил в поездах.

Таким образом, процесс распространения возмущений вдоль поезда при торможении, помимо характеристик тормозов, зависит от состава в автосцепках, массы и удельной погонной нагрузки экипажа, параметров межвагонных связей, определяющих скорости распространения нелинейных волн.

3. ОСОБЫЕ РЕЖИМЫ ТОРМОЖЕНИЯ

3.1. Электропневматическое управление тормозами

Объект и порядок исследования. Электропневматический тормоз прямодействующего типа [20] имеет одну тормозную магистраль 1 (рис. 3.1) внутренним диаметром 32 мм, которая обеспечивает тормозную систему сжатым воздухом и служит для пневматического управления тормозом. С помощью воздухораспределителя 4 производятся зарядка запасного резервуара 2, наполнение и опорожнение тормозного цилиндра 3. При электрическом управлении электромагнитные клапаны 5, воздействуя на воздухораспределитель 4, обеспечивают быстрые и одновременные во всех вагонах поезда торможение и отпуск. При этом для торможения и перекрыши возбуждается один из электромагнитных клапанов; в положении отпуска электровоздухораспределитель обесточен.

В соответствии с нормами расчета вагонов на прочность продольная нагрузка для наиболее тяжелых режимов работы принята равной $\pm 2,5$ МН [48]. В связи с этим оценку электропневматического тормоза осуществляют по следующим условиям. Продольные силы в однородном поезде массой до 10 тыс. т, сформированном из четырех-, шести- или восьмиосных груженых вагонов, не должны превышать следующих значений:

в случае пневматического управления

± 2 МН — при экстренном торможении поезда с любой скорости и произвольном состоянии зазоров в автосцепках вагонов;

$\pm 1,5$ МН — при полных служебных торможениях с любой скорости, а также регулировочных торможениях со скорости до 50 км/ч;

$\pm 1,0$ МН — при регулировочных торможениях со скорости свыше 50 км/ч;

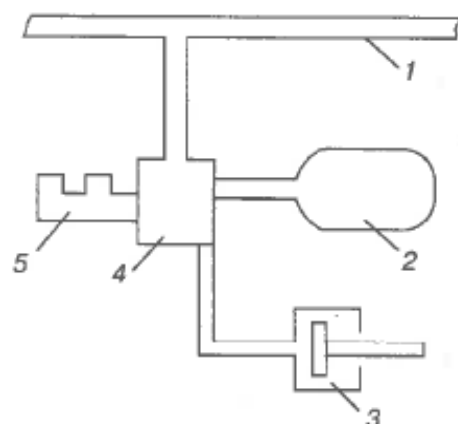


Рис. 3.1. Принципиальная схема электропневматического тормоза:

1 — тормозная магистраль; 2 — запасной резервуар;
3 — тормозной цилиндр; 4 — воздухораспределитель;
5 — электромагнитные клапаны

в случае электропневматического управления

± 1 МН — при всех видах торможения с любой скорости;

± 2 МН — при повреждениях во время торможения электрической цепи электропневматического тормоза (наложении пневматического торможения на электропневматическое), а также при совместной работе электропневматических и пневматических тормозов в составе.

Определение продольных сил в тяжеловесных грузовых поездах с электропневматическими тормозами занимает особое место в исследовании динамики торможения, так как такое управление является наиболее совершенным: оно способствует значительному повышению эффективности и управляемости тормозов.

Теоретически при электропневматическом управлении тормозами в связи с мгновенным распространением тормозной волны продольные силы в междвагонных соединениях поезда должны быть равны нулю.

Расчеты, выполненные для скорости тормозной волны 2000 м/с, практически соответствующей электропневматическому тормозу, показали, что в грузовом поезде массой 5,2 тыс. т из четырехосных вагонов независимо от характеристик поглощающих аппаратов и режима наполнения тормозных цилиндров продольные силы не превышают 0,2 МН. В действительности, как показали испытания, продольные силы в тяжеловесных грузовых поездах могут быть больше.

Экспериментальные исследования продольных динамических сил при электропневматическом торможении были впервые выполнены в грузовом поезде массой 6,2 тыс. т, сформированном из 75 четырехосных вагонов, оборудованных чугунными колодками и электровоздухораспределителями с временем наполнения тормозных цилиндров 3 — 5 с. Наибольшие продольные силы составили $\pm 0,7$ МН, а в случае открытия стоп-крана, электрически связанного со срывным клапаном на локомотиве, ± 1 МН. В поезде массой 8 тыс. т из 100 четырехосных вагонов, оборудованных чугунными колодками и электровоздухораспределителями с временем наполнения цилиндров 6 — 8 с, продольные силы достигали $\pm 0,8$ МН.

При исследовании продольных сил в поезде массой 10 тыс. т, сформированном из 76 груженных шестиосных полувагонов, в состав включались пять вагонов-лабораторий. Длина поезда равнялась 1400 м. Вагоны были оборудованы электровоздухораспределителями 270-004-2, усиленной автосцепкой и поглощающими аппаратами повышенной эффективности с рабочим ходом 110 мм. Выходы штоков тормозных цилиндров составляли 80 — 100 мм при композиционных колодках и 100 — 120 мм при чугунных. Испытания проводились в растянутых и сжатых составах при пневматическом и электропневматическом торможении со скоростей менее 80 км/ч. Проверялись различные случаи внезапного и предварительного повреждения электрической цепи с последующим пневматическим торможением. Для это-

Таблица 3.1

Вид торможения	Продольная сила, МН, при наполнении тормозных цилиндров, с		
	15 – 20	24 – 28	30 – 34
Экстренное	+1,7	+1,3(+1,0)	+1,0
	–3,3	–2,3(–2,4)	–1,4
Полное служебное	+1,1	+0,8 (+0,75)	+0,8
	–2,5	–2,0(–1,5)	–1,25
Регулировочное	±1,8	–1,6(–1,2)	–0,8
Стоп-краном с хвостового вагона	±2,5	+2,25 (+1,6)	+1,2

Примечание. Знаки «+» и «–» указывают на силу растяжения и сжатия соответственно; в скобках даны значения продольной силы при чугунных тормозных колодках.

го в процессе торможения размыкали цепь управления электропневматического тормоза и выполняли пневматическое экстренное торможение локомотива. Наложение экстренного пневматического торможения осуществлялось через 5 – 10 с после начала электропневматического.

Проводили также опыты с отказом электропневматического тормоза в момент начала торможения вплоть до чисто пневматического торможения, соответствующего повреждению электрической линии в отпущенном состоянии тормозов.

Результаты исследований продольных динамических сил в грузовом поезде с большой массой при электропневматическом и пневматическом управлении тормозами рассматривались на совместной группе по тормозам ОСЖД – МСЖД [20].

Испытания при пневматическом управлении тормозами. Время наполнения тормозных цилиндров в начале испытаний равнялось 15 – 20 с в голове поезда и 38 – 42 с в хвосте, затем оно постепенно увеличивалось до 30 – 34 с, а в хвосте оставалось постоянным. Скорость тормозной волны составляла 200 м/с. Полученные при испытаниях поезда массой 10 тыс. т наибольшие продольные силы при различных режимах торможения приведены в табл. 3.1, а распределение сил по длине состава показано на рис. 3.2.

Из рис. 3.3 видно, что с уменьшением скорости продольные силы растут. Характер продольных сил при экстренном торможении со скорости 10 км/ч виден на осциллограмме рис. 3.4.

Тормозной путь при пневматическом торможении со скорости 80 км/ч композиционными колодками составил 750 – 800, а чугунными – 1000 – 1050 м.

Испытания при электропневматическом торможении. Наиболее тщательно исследовали продольные силы при электропневматических тормозах в однородных поездах массой 6,3 тыс. и 10 тыс. т, сформирован-

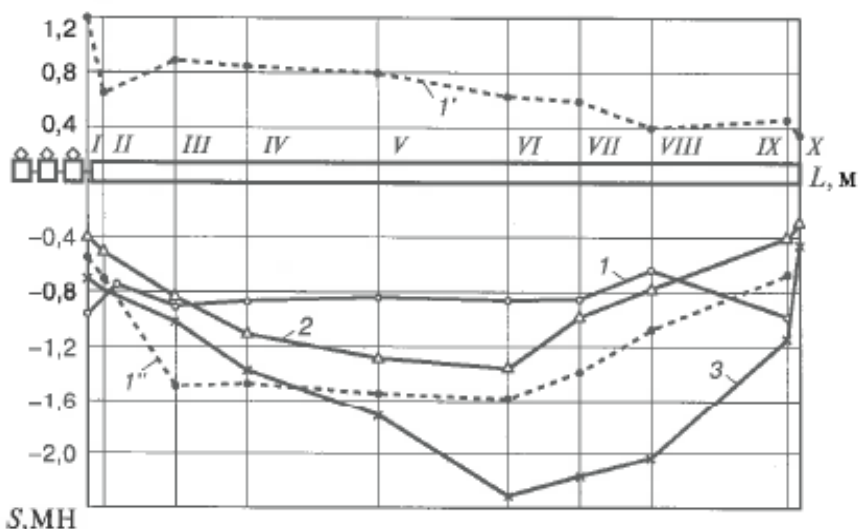


Рис. 3.2. Распределение продольных сил в поезде массой 10 тыс. т:

1 и 1' — сжимающие и растягивающие силы при электропневматическом торможении; 1'' — силы при полном служебном электропневматическом торможении с повреждением цепи электропневматического тормоза и последующим экстренным пневматическим торможением; 2 и 3 — силы при пневматическом торможении с временем наполнения тормозных цилиндров соответственно 30 — 40 и 24 — 28 с

ных из шестиосных вагонов, неоднородном поезде массой 5,5 тыс. т из 50 четырехосных порожних и 33 шестиосных груженых полувагонов, а также в однородном поезде массой 7,2 тыс. т из четырехосных цистерн. Испытания проводили с композиционными колодками. Исследовали также варианты различного расположения в составе вагонов, оборудованных чугунными и композиционными колодками. Выполнялись экстренные, полные служебные и регулировочные торможения.

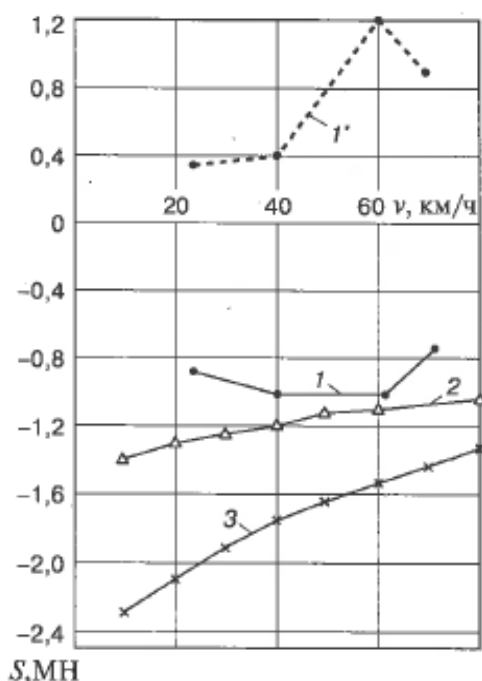
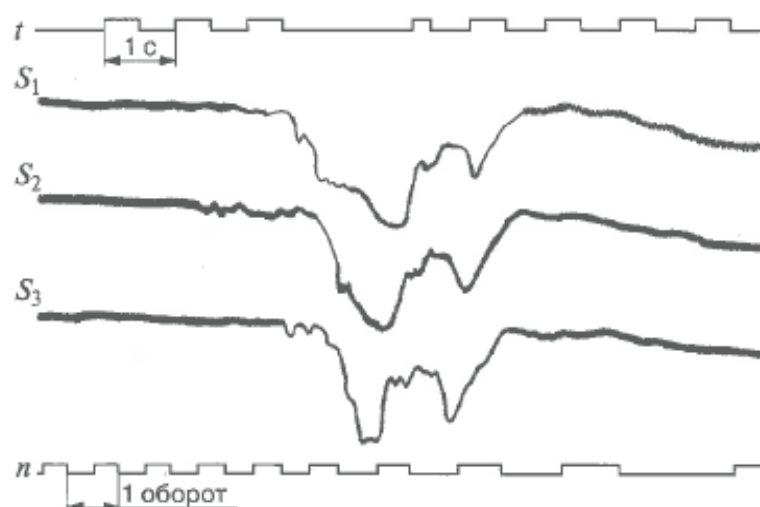


Рис. 3.3. Зависимости продольных сил в поезде массой 10 тыс. т от скорости:

1 и 1' — сжимающие и растягивающие силы при торможении с временем наполнения тормозных цилиндров 6 — 8 с; 2 и 3 — силы при пневматическом торможении с временем наполнения цилиндров соответственно 30 — 34 и 24 — 28 с

Рис. 3.4. Осциллограмма продольных сил $S_1 - S_3$ при экстренном пневматическом торможении со скорости 10 км/ч: t — текущее время; n — частота вращения колеса вагона-лаборатории



Продольные силы измеряли в месте соединения порожних четырехосных полувагонов с гружеными шестиосными, где, согласно расчетам, возникают наибольшие продольные силы при электропневматическом торможении.

При электровоздухораспределителях 270-004 время наполнения тормозных цилиндров равнялось 6 – 8 с (в случае перехода на пневматическое торможение — около 15 с). После замены главных частей электровоздухораспределителей время наполнения увеличилось до 16 – 18 с (при переходе на пневматическое торможение — до 20 с). Наибольшие значения продольных сил приведены в табл. 3.2.

Экспериментальные исследования переходных процессов в тяжёловесных грузовых поездах показали, что электропневматические тормоза благодаря их одновременному действию во всем составе обеспечивают высокую плавность торможения. Продольные силы снижаются в 2 – 3 раза по сравнению с силами при пневматическом тормозе, однако в отдельных случаях они могут превысить установленное нормами значение ± 1 МН, а в случае повреждений электрической линии — значение ± 2 МН.

Возникновение сил при электропневматических тормозах связано с реакцией масс соседних вагонов, обусловленной относительным опережением или запаздыванием срабатывания воздухораспределите-

Таблица 3.2

Вид торможения	Продольная сила, МН, в поезде массой, тыс. т			
	5,5	6,3	7,2	10
Экстренное	1,0	1,0	1,0	1,1
Полное служебное	0,8	0,8	0,9	1,2
Регулировочное	0,6	0,7	0,8	0,9
Наложение пневматического торможения на электропневматическое	1,3	1,4	1,5	2,1

лей, неодинаковым давлением в цилиндрах, различными коэффициентами трения тормозных колодок. По данным испытаний, продольные силы в поездах с электропневматическими тормозами мало зависят от скорости движения поезда и времени заполнения цилиндров.

У воздухораспределителей продольные реакции при торможении стоп-краном несколько больше сил, возникающих при торможении с головы состава, а при торможении на выбеге, когда после снятия силы тяги поезд сжимается вследствие разницы сопротивлений электровазов и вагонов, наибольшие растягивающие силы достигают 2 МН.

Наибольшие сжимающие и растягивающие силы возникают в зоне скоростей 40 — 60 км/ч независимо от типа тормозных колодок. Распределение продольных сил по длине состава неопределенное. Наибольшие сжимающие силы при полном служебном электропневматическом торможении с отключением электрической цепи и последующим экстренным торможением возникают в средней части поезда.

В неоднородных поездах продольные силы вызываются также разницей в массе отдельных вагонов, неодинаковой загрузкой вагонов и неравномерной удельной тормозной силой по длине состава.

Испытаниями подтверждено, что при электропневматическом торможении продольные динамические силы в неоднородном поезде больше, чем в однородном. В поезде массой 5,5 тыс. т при наложении пневматического торможения на электропневматическое наибольшие растягивающие продольные силы составляли 1,3 МН.

Для обеспечения плавности торможения при электропневматических тормозах необходимо предъявлять более жесткие требования к согласованной работе всех воздухораспределителей в поезде и постоянству коэффициентов трения колодок. Необходим постоянный контроль за целостностью электрической цепи и надежностью межвагонных тормозных соединений.

При выборе системы и параметров электропневматического тормоза учитывают динамику пневматического торможения, так как в эксплуатации возможен переход на пневматическое управление тормозами, которое должно происходить с автоматическим изменением диаграмм наполнения цилиндров. Испытания показали, что для электропневматического управления тормозами по условиям продольной динамики допустимо минимальное время наполнения цилиндров 6 — 8 с. Время наполнения цилиндров электропневматического тормоза, работающего совместно с пневматическим, должно быть не менее 15 с, а в случае повреждения электрической цепи управления и перехода на пневматическое управление оно должно соответствовать времени наполнения цилиндров пневматического тормоза.

В прямодействующей системе однопроводного электропневматического тормоза с электровоздухораспределителем 371, помимо контроля за состоянием электрической цепи, предусмотрено контрольное устройство — срывной клапан, который независимо от действия ма-

шиниста обеспечивает автоматический переход на пневматическое торможение при повреждении электропневматического тормоза. Экстренная разрядка пневматической магистрали автоматически приводит в действие воздухораспределители.

Продольные силы, возникающие в поезде во время срабатывания контрольных устройств, соответствуют силам экстренного пневматического торможения. Таким образом, для электропневматического тормоза даже при его высокой надежности необходимым условием является обеспечение соответствующих характеристик пневматического тормоза.

Благодаря одновременному срабатыванию электровоздухораспределителей в составе, быстрому и одинаковому наполнению цилиндров уменьшается время подготовки тормозов к действию, повышается безопасность движения. Расчеты и экспериментальные данные показывают, что тормозные пути в поездах с электропневматическими тормозами уменьшаются на 20 — 25 % по сравнению с тормозными путями поездов с пневматическими тормозами.

В связи с тем что продольные силы при электропневматических тормозах, по экспериментальным данным, растут с увеличением масс отдельных вагонов, были выполнены расчеты для поезда массой 12,5 тыс. т, сформированного из 70 восьмиосных вагонов каждый массой 184 т, при тяге двумя электровозами ВЛ80. Торможение осуществлялось электропневматическое. Скорость распространения тормозной волны приняли 2000 м/с, время наполнения тормозных цилиндров 6 с. Использовались композиционные колодки с расчетным коэффициентом силы нажатия 0,22.

При электропневматическом управлении, обеспечивающем одновременную идентичную работу тормозов экипажей, продольные силы в тяжеловесных грузовых поездах, сформированных из вагонов большой массы, не превышают установленных норм [45, 57]. В сочетании с композиционными колодками и авторежимом электропневматические тормоза могут обеспечить достижение предельного по продольной динамике и сцеплению колес с рельсами значения тормозной силы во всем диапазоне скоростей.

3.2. Совместное торможение с использованием различных воздухораспределителей

Объект и порядок исследований. Большой интерес в исследованиях динамики торможения поезда представляет определение продольных динамических сил в поезде при смешанном торможении, т. е. при совместной работе различных тормозов, поскольку при внедрении всякого нового прибора имеется переходный период, в течение которого в состав включаются вагоны и с новым, и со старым тормозным оборудованием.

Для изучения этого вопроса были проведены сравнительные исследования значений продольных сил в поездах:

массой 7,5 тыс. т при наличии в составе воздухораспределителей 320 и 135;

массой 6,2 тыс. и 8 тыс. т при совместной работе воздухораспределителей 270-002, 320 и 135;

массой 6 тыс. и 10 тыс. т при совместной работе электровоздухораспределителей с пневматическими тормозами;

массой 11 тыс. т с воздухораспределителями 270-005;

массой 5,8 тыс. и 6,3 тыс. т при остановке локомотивным тормозом;

массой 10,3 тыс. т с воздухораспределителями 483.

Испытание поезда массой 7,5 тыс. т. Измерение продольных сил в поезде проводили на специально выделенном, закрытом перегоне Восточно-Сибирской дороги с профилем, близким к площадке. Для опытов был сформирован состав из 105 четырехосных вагонов (72 груженных полувагона, 30 груженных платформ и три вагона-лаборатории). Тяга осуществлялась двумя электровозами Н8, установленными в голове поезда. Все вагоны были тормозными: 75 вагонов оборудованы воздухораспределителями 320 и 30 вагонов воздухораспределителями 135; последние распределялись по составу равномерно так, что ускорители при экстренных торможениях не срабатывали.

Продольные силы измерялись шестью автосцепками-динамометрами, которые располагались по длине состава так, что охватывали зону наибольших сил при трогании с места и при торможении [5]. Для изучения распределения сил по всему поезду в дальнейшем сечения IV, V и VI были смещены в хвостовую часть.

Кроме регистрации продольных динамических сил, на осциллограммах записывались давления в тормозных цилиндрах и магистрали, продольные перемещения в смежных вагонах, выходы штоков тормозных цилиндров, скорости поезда и отметки времени. В инструкционном вагоне наблюдались и записывались в ведомости процессы торможения и отпуска. Электровозы и вагоны-лаборатории во время испытаний имели телефонную связь.

В программу испытаний входили: трогания с места полностью сжатого, частично сжатого и полностью растянутого состава с плавным и резким приложением силы тяги; ступенчатые, полные служебные и экстренные торможения с локомотива; экстренные торможения с хвоста поезда открытием стоп-крана и концевого крана.

В табл. 3.3 приведены значения продольных сил, измеренные в различных сечениях при торможении растянутого поезда с локомотива.

Наибольшие силы при экстренных торможениях с локомотива составляли 2,3 – 2,4 МН. Средние значения растягивающих сил при трогании поезда с места были равны 1,2 – 1,4 МН, а наибольшие – 1,7 МН. При осаживаниях средние значения сжимающих сил составляли 1,3 – 1,6, а наибольшие – 2 МН.

Таблица 3.3

Вид торможения	Скорость поезда, км/ч	Продольная сила, МН, в сечении поезда					
		I	II	III	IV	V	VI
Ступень 0,07 – 0,08 МПа	30	0,5	0,6	0,7	1,1	1,2	1,2
	20	1,2	0,9	0,8	1,1	1,2	1,0
	10	0,9	0,9	1,0	1,1	1,6	1,5
Полное служебное	30	0,8	1,2	0,7	1,4	1,2	1,1
	20	1,0	0,9	1,1	2,1	1,8	1,3
	10	1,1	1,2	2,0	2,1	1,7	1,6
Экстренное	20	0,7	0,8	1,0	1,6	1,8	2,3
	10	0,9	1,1	1,3	2,2	2,4	2,1

Вследствие возникновения больших продольных сил в процессе испытаний имели место разрывы поезда и повреждения вагонов. Последние были результатом излома упорной плиты или разрыва тягового хомута с отрывом ударной розетки автосцепки.

Испытание поездов массой 6,2 тыс. и 8 тыс. т. Совместная работа воздухораспределителей 270-002 с приборами 320 и 135 изучалась на Экспериментальном кольце ВНИИЖТ в поездах, сформированных соответственно из 75 и 98 четырехосных вагонов. Для испытаний была выбрана неблагоприятная в отношении динамики торможения схема формирования, при которой в случае экстренного торможения ускорители не действовали и работа воздухораспределителей 270-002 происходила по темпу разрядки магистрали с быстрым наполнением тормозных цилиндров головных вагонов. Они наполнялись в течение 5 – 6 с, в то время как наполнение цилиндров последующих вагонов происходило медленнее, поскольку оно зависит от темпа разрядки магистрали, который снижается по мере удаления от головы поезда. В результате при набегании группы слабо заторможенных вагонов на головные вагоны бьет резкий удар, распространяющийся от головы к хвосту поезда. Наибольшие силы при торможении растянутого состава со скорости 10 км/ч составляли 2,4 – 2,5, а средние значения 1,65 – 1,75 МН (табл. 3.4). При полных служебных торможениях продольные силы не превышали 1,4 МН.

Таблица 3.4

Скорость поезда, км/ч	Продольная сила, МН, в сечении поезда						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
40	0,2	0,35	0,5	0,6	0,7	0,85	0,45
30	0,3	0,4	0,85	0,9	1,05	1,2	0,65
20	0,4	0,5	1,4	1,45	1,7	1,75	0,9
10	0,5	0,65	2,4	2,5	2,5	2,5	1,5

Таблица 3.5

Скорость поезда, км/ч	Продольная сила, МН, в сечении поезда									
	0	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
40	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,1	1,2	1,25	1,25	1,5
30	0,4	0,5	0,6	0,75	1,15	1,4	1,55	1,6	1,85	1,65
20	0,5	0,6	0,7	0,95	1,7	1,85	2,05	2,15	2,5	1,3
10	0,6	0,8	0,9	1,2	2,5	2,5	2,6	2,8	2,5	1,95

Для повышения плавности экстренных торможений без ускорителей использовали специальные устройства, замедляющие процесс наполнения тормозных цилиндров головных вагонов. В этом случае при экстренных торможениях реакции равнялись 1,5 МН, однако в поезде массой 8 тыс. т даже при действии замедлителей силы достигали 2,6 – 2,8 МН (табл. 3.5). Поэтому были проведены испытания с воздухораспределителями, установленными на средний грузовой режим торможения. При этом максимальные силы не превышали 1,6 – 1,9 МН.

Испытание поезда массой 6 тыс. т. Проводили проверку совместной работы электровоздухораспределителей 315 при воздушном управлении с воздухораспределителями 320 и 135. Опытный поезд массой 6 тыс. т был сформирован из 70 груженых полувагонов, двух вагонов-лабораторий, крытого вагона-электростанции и двух секций тепловоза ТЭЗ. Вслед за первым вагоном с электровоздухораспределителем 315 было установлено четыре вагона с воздухораспределителями 320, далее одной группой стояло 42 вагона с электровоздухораспределителями 315, и в хвостовой части находились вагоны с воздухораспределителями 320 и 135.

Особенностью электровоздухораспределителей 315 являлось то, что они не имели ускорителей экстренного торможения, а служебная дополнительная разрядка магистрали при воздушном управлении осуществлялась не в атмосферу, а в камеру, причем при полном торможении давление в магистрали снижалось на 0,1 МПа вместо обычных 0,15 МПа.

В процессе служебной и экстренной разрядки магистрали краном машиниста работа приборов протекала практически одинаково, и время интенсивного наполнения тормозных цилиндров до 0,3 МПа при полном служебном и экстренном торможении составляло 10 с. Поэтому во время служебных торможений продольные силы в поезде с воздухораспределителями 315 (табл. 3.6) получились большими, чем в поезде с воздухораспределителями 270-002.

Что касается экстренного торможения, то при совместной работе с воздухораспределителями 320 и 135 лучшую плавность обеспечивали электровоздухораспределители 315. Однако когда в поезде с воздухо-

Скорость поезда, км/ч	Продольная сжимающая сила, МН, в сечении поезда						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
30	1,1	0,8	1,1	1,15	1,4	1,0	0,85
20	1,2	0,85	1,25	1,4	1,55	1,15	0,9
10	1,35	0,95	1,4	1,65	1,7	1,35	1,00

распределителями 270-002 действовали замедлители наполнения тормозных цилиндров, продольные силы в сравниваемых поездах находились примерно на одном уровне.

Испытание поезда массой 10 тыс. т. Состав был сформирован из груженых шестиосных полувагонов, оборудованных поглощающими аппаратами Ш-2-Т и электропневматическим тормозом, который включался на груженный режим. На вагонах применяли композиционные или чугунные колодки. Три электровоза ВЛ22^м соединяли по системе многих единиц.

При электропневматическом и пневматическом управлении испытывали различные варианты тормозных приборов [62].

Во всех режимах торможения лучшую плавность обеспечивали клапанно-диафрагменные воздухораспределители, имевшие более высокую скорость тормозной волны и благоприятную диаграмму наполнения тормозных цилиндров.

При композиционных колодках и равномерном наполнении тормозных цилиндров после скачка давления 0,05 МПа в течение 24 – 26 с продольные силы не превышали 2 МН.

Результаты испытаний показали, что в поезде из шестиосных вагонов уровень продольных сил ниже, чем в поезде такой же массы, сформированном из четырехосных вагонов. Наибольшие сжимающие силы при торможении сжатого состава возникают в его середине, а растянутого — в последней трети.

По результатам испытаний установлены замедления поезда в процессе торможений. Максимальные мгновенные их значения равнялись 1,0 – 1,1 м/с². Среднее замедление тяжеловесного поезда составляло 0,5 – 0,6 м/с².

Испытание наливного поезда массой 11 тыс. т. Проводились поездки с составом из восьмиосных цистерн, залитых водой до массы вагона брутто 180 т. Состав был сформирован из двух сцепов. Один состоял из 33 восьмиосных цистерн и двух вагонов-лабораторий, а другой из 26 восьмиосных цистерн и одного вагона-лаборатории. Общая длина поезда равнялась 1450 м, а длина тормозной магистрали — 1500 м. Зазоры в межвагонных соединениях составляли 40 мм. Вагоны были оборудованы композиционными тормозными колодками. Расчетный

тормозной коэффициент состава при среднем режиме включения воздухораспределителей 270-005 равнялся 0,14.

Для зарядки и отпуска тормозов использовали компрессорную установку только головного локомотива, при этом плотность тормозной магистрали, определяемая по времени падения давления в главных резервуарах на 0,05 МПа, составляла в среднем 80 с. Зарядное давление было 0,6 МПа, перепад давлений в магистрали между головной и хвостовой частями поезда составлял 0,02 МПа.

В процессе испытаний выполнялись экстренные и полные служебные торможения с разрядкой магистрали на 0,25 МПа.

Время наполнения тормозных цилиндров в голове поезда было 12 – 14 с, а в хвосте 22 – 24 с. Давление в тормозных цилиндрах в моменты времени, соответствующие моментам возникновения максимальных продольных сил в поезде, в голове состава равнялось 0,24 – 0,26 МПа, а в хвосте — 0,08 – 0,10 МПа.

В связи с большими избыточными тормозными силами по длине состава при наиболее тяжелых критических режимах торможения возникали продольные силы 2,5 – 3,0 МН.

Остановка поезда локомотивным тормозом. Опытные поездки с грузовыми поездами показали, что в условиях эксплуатации для остановок поездов часто используются только тормоза локомотивов. При этом в поезде вследствие набегания незаторможенного состава на локомотив появляются продольные сжимающие силы.

Для определения продольных сил, возникающих в межвагонных соединениях при торможениях вспомогательным локомотивным тормозом, на Экспериментальном кольце ВНИИЖТ и Северо-Кавказской дороге были проведены испытания с поездом массой 6,3 и 5,8 тыс. т. Вагоны имели воздухораспределители 270-002 и 270-005, а тепловозы ТЭ3 были оборудованы краном вспомогательного тормоза 254. Время наполнения тормозных цилиндров тормозами локомотива составляло 8 – 10 с, а максимальное давление в цилиндрах обеих секций равнялось 0,36 МПа. Таким образом, при полном торможении сила нажатия тормозных колодок тепловоза составляла 120 тс.

Продольные силы измерялись в девяти сечениях поезда. Поезд останавливался при движении состава вперед (трогании) и назад (осаживании). Со скорости 10 – 15 км/ч при установившемся движении выполняли полное торможение вспомогательным локомотивным тормозом до остановки поезда.

Осциллографы включались в момент трогания состава и выключались только после остановки поезда, поэтому записывался весь процесс появления продольных сил и распространения их по длине состава.

Кроме остановок локомотивным тормозом, использовали совместное действие тормозов локомотива и состава. Поездным краном машиниста давление в магистрали снижалось на 0,07 – 0,08 МПа.

Если поезд останавливался после трогания, то в составе возникали продольные сжимающие силы, а если после осаживания — растягивающие. При остановках поезда локомотивным тормозом силы достигали ± 1 МН. Совместное применение тормозов локомотива и состава повысило плавность остановок, а также уменьшило тормозные пути.

Таким образом, в условиях эксплуатации целесообразно пользоваться вспомогательным локомотивным тормозом на больших скоростях движения для сжатия состава перед торможением поездными тормозами, при остановках поезда с малых скоростей следует применять ступень торможения поездным краном машиниста для приведения в действие тормозов состава.

Испытание поезда с воздухораспределителями 483. Проводились поездки с типовым воздухораспределителем 483 и с модернизированным 483М, обеспечивающим ускоренное наполнение тормозных цилиндров вследствие разрядки магистрали в процессе торможения через отверстие диаметром 1,2 мм. Воздухораспределители устанавливали на средний и груженный режимы.

Восьмиосные цистерны были оборудованы композиционными тормозными колодками. Расчетный тормозной коэффициент составлял $\vartheta_p = 0,20$.

Выполняли регулировочные, полные служебные и экстренные торможения. При всех торможениях подавался песок. Прямодействующие тормоза локомотивов при экстренных торможениях не применяли.

Время наполнения тормозных цилиндров при экстренных торможениях в 1-м цикле опытов в голове поезда было 18 — 20, в хвосте 28 — 30 с. Во 2-м цикле время было уменьшено до 14 — 16 с в голове и до 20 — 22 с в хвосте поезда; время на груженом режиме составляло 16 — 18 и 23 — 25 с соответственно.

При воздухораспределителях 483М увеличился скачок и уменьшилось время наполнения тормозных цилиндров хвостовых вагонов. Распределение давления в цилиндрах по длине поезда, которое возникало в момент появления максимальных продольных сил, приведено на рис. 3.5. На рис. 3.6 показано распределение продольных динамических сил по длине поезда.

При регулировочных торможениях отмечалась хорошая управляемость тормозами. Скорость поезда снижали регулировочным торможением разрядкой магистрали на 0,07 МПа, начиная со скорости движения 50 и 40 км/ч (табл. 3.7). При массе состава 10 тыс. т и скорости 40 км/ч удалось уменьшить скорость без остановки поезда.

Таблица 3.7

Начальная скорость, км/ч	Расстояние, на котором скорость снижается на 10 км/ч	Скорость в конце отпуска тормозов, км/ч
50	350	40
40	250	20

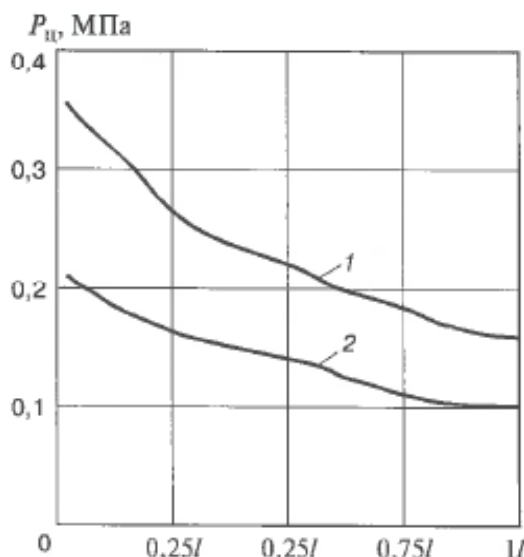


Рис. 3.5. Распределение давления в тормозных цилиндрах по длине поезда при груженом (1) и среднем (2) режимах воздухораспределителей 483

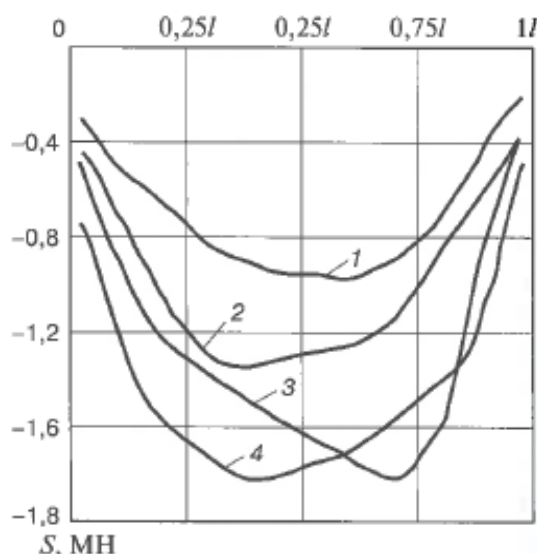


Рис. 3.6. Распределение продольных сил по длине поезда при среднем режиме воздухораспределителей 483 (1, 3) и 483М (2, 4): 1 и 2 — полное служебное торможение; 3 и 4 — экстренное торможение

Максимальные продольные силы при экстренном торможении на среднем режиме воздухораспределителей составляли 1,6 – 1,8 МН, а при груженом режиме воздухораспределителя 483М — 2,2 – 2,4 МН.

Применение магистральной части воздухораспределителя 483М с ускоренными процессами торможения сократило тормозной путь. Приемлемые характеристики продольной динамики торможения достигаются максимальной скоростью тормозной волны и оптимальной диаграммой наполнения тормозных цилиндров вагонов и локомотивов поезда с ограниченным скачком давления, сочетающимся со временем наполнения тормозных цилиндров на уровне, минимально отличающемся по длине поезда [34].

3.3. Торможение чугунными и композиционными колодками

Общие сведения. Особенность тормозной системы грузового поезда состоит в том, что ее мощность, которая развивается при торможении и преобразуется в тепловую или электрическую энергию, значительно превосходит мощность электродвигателей при тяге локомотива. Токковые нагрузки на двигатели ограничиваются по условиям динамики поезда и надежной продолжительной работы электрических машин [25].

Основным типом дефектов колес грузовых вагонов является двустороннее термомеханическое повреждение, связанное с неисправностями тормозного оборудования и потерей сцепления колеса с рельсом. Поэтому в расчетах тормозной силы поезда учтено некоторое

снижение тормозной эффективности композиционных колодок из теплопроводного материала, применяемых по условиям сцепления и контактно-усталостной прочности колес грузовых вагонов [7, 10, 40, 43, 49, 66, 67].

Коэффициент трения тормозных колодок. Фрикционные качества тормозных колодок являются важной характеристикой, влияющей на тормозные пути поезда. Композиционные тормозные колодки значительно повышают тормозную эффективность грузовых вагонов. Это достигается благодаря высокому коэффициенту трения композиционных колодок, который в зоне высоких скоростей в 2 – 3 раза больше, чем при чугунных колодках. Композиционные колодки в сочетании с авторежимом позволяют обеспечить необходимый коэффициент тормозного нажатия во всем диапазоне скоростей и изменения загрузки вагона [36].

Проанализируем результаты исследования в поездах массой 7 тыс. – 10 тыс. т при чугунных и композиционных колодках.

Поезд массой 7 тыс. т был сформирован из 85 четырехосных груженых вагонов, имел длину 1300 м [35]. Чугунные колодки заменяли композиционными колодками 6КВ-10 без изменения передаточного числа рычажной передачи, поэтому они испытывались на груженом режиме тормозов, а композиционные — на порожнем и среднем режимах. На порожнем режиме сила нажатия композиционных колодок на ось равнялась 3 тс, а на среднем режиме — 5,4 тс; удельные тормозные силы вагонов в первом случае были примерно такие же, как при чугунных колодках, а во втором — значительно больше. В зоне высоких скоростей эффективность композиционных колодок в обоих случаях превышала эффективность чугунных колодок (табл. 3.8).

В поезде массой 10 тыс. т, сформированном из шестиосных вагонов, во время перестановки колодок соответствующим образом изменялось передаточное число рычажной передачи, а воздухораспределители постоянно находились на груженом режиме [62]. Наибольшие удельные тормозные силы композиционных колодок 8-1-66 были несколько меньше, чем в поезде массой 7 тыс. т. Выходы штоков тормозных цилиндров и свободные зазоры в автосцепках в сравниваемых поездах были примерно одинаковы.

В процессе испытаний основное внимание было уделено изучению продольной динамики торможения в зоне больших скоростей, где тормозная эффективность композиционных колодок выше, чем при низких скоростях. Для этого на лентах осциллографов, кроме отметки начала торможения, делалась отметка в момент, когда скорость снижалась до 50 км/ч.

Анализ процессов торможений опытных поездов показывает, что характер продольных сил S при композиционных колодках такой же, как при чугунных: во время торможений с локомотива в составе возникают сжимающие силы, а при торможениях стоп-краном с хвостом

Таблица 3

Масса поезда, тыс. т	Режим включения тормозов	Тип колодок	Начало тормо- жения со ско- рости, км/ч	Среднее давление в ци- линдрах, МПа	Удельная тормозная сила, кгс/т
7	Груженный	Чугунные	10	0,30	56
			40	0,40	43
			80	0,40	33
	Порожный	Композици- онные	10	0,13	45
			40	0,15	43
			80	0,15	39
	Средний		10	0,15	50
			40	0,27	70
			80	0,27	64
10	Груженный	Чугунные	10	0,20	42
			40	0,40	41
			80	0,40	33
		Композици- онные	10	0,19	37
			50	0,40	60
			80	0,40	56

вого вагона — растягивающие. Распределение продольных сил по длине состава не изменилось. Наибольшие силы возникают в хвостовой трети состава.

Испытания показали, что продольные силы в поездах с композиционными колодками на порожнем режиме меньше, чем на груженом режиме с чугунными колодками. Максимальные значения продольных сил соответственно равнялись 1,3 и 1,6 МН. При скорости 80 км/ч силы не превышали 1,0 МН. После переключения воздухораспределителей на средний режим продольные силы повысились: для низких скоростей составляли 1,35 — 1,45, для высоких 1,0 — 1,1 МН.

Из графиков зависимости максимальных продольных сил S от начальной скорости торможения v для тормозных колодок различных типов (рис. 3.7) выявляется особенность торможения композиционными колодками. На порожнем режиме композиционные колодки при одинаковой эффективности с чугунными (см. табл. 3.8) в диапазоне скоростей 10 — 80 км/ч обеспечивают более высокую плавность торможения. На среднем режиме торможения лучшая плавность по сравнению с чугунными колодками получена в зоне малых скоростей (10 — 40 км/ч). Как показывает анализ осциллограмм продольных сил при композиционных колодках они нарастают более плавно, что объясняется равномерным изменением удельных тормозных сил по ма-

снижения скорости и небольшими тормозными силами в конце торможения.

Следовательно, можно сделать вывод, что применение композиционных колодок обеспечивает снижение верхнего уровня продольных сил при низких скоростях, а эти силы как наибольшие являются определяющими и учитываются в расчетах прочности вагонов.

Некоторое снижение удельных тормозных сил в зоне малых скоростей, благоприятно влияющее на динамику поезда, практически не изменяет общую длину тормозного пути в результате значительного уменьшения тормозных путей в зоне высоких скоростей. На порожнем режиме торможения композиционными колодками и груженом — чугунными тормозные пути S_t примерно одинаковы. При среднем режиме торможения композиционными колодками тормозные пути снизились на 15 – 20 %.

Благодаря высоким фрикционным качествам композиционных колодок остановка тяжеловесного поезда происходит значительно быстрее, время торможения сокращается почти в 2 раза и граница между неустановившимся и установившимся режимами торможения смещается на более высокие скорости. Если в поезде массой 10 тыс. т с чугунными колодками все тормозные цилиндры успевают наполниться до конечного значения уже при торможениях со скорости 40 км/ч, то в поезде с композиционными колодками установившийся процесс наступает, если скорость в начале торможения больше 50 км/ч.

Следует отметить, что в процессе неустановившегося торможения продольные силы с увеличением начальной скорости движения изменяются не пропорционально коэффициенту трения тормозных колодок, а в соответствии с избыточными тормозными силами, которые зависят от характеристик воздухораспределителей и места экипажа в составе. Поэтому нет прямой зависимости между фрикционными качествами колодок и продольными силами: при изменении скорости с

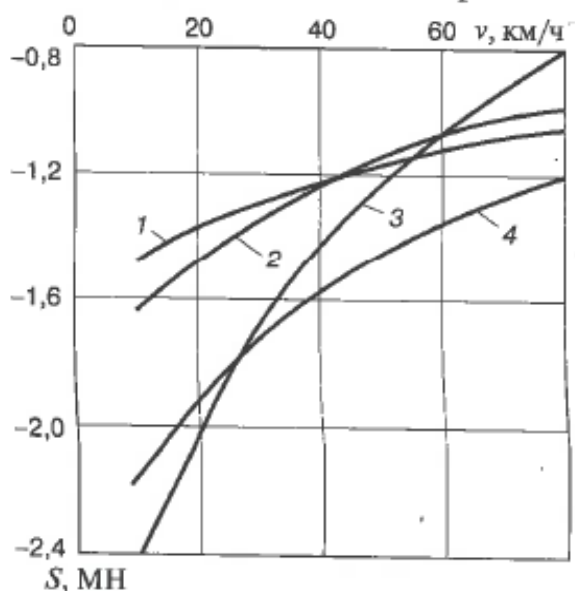


Рис. 3.7. Зависимость продольных сил от скорости перед торможением:

- 1 — средний режим, колодки композиционные;
- 2 — груженный режим, колодки чугунные;
- 3 — груженный режим, колодки чугунные;
- 4 — груженный режим, колодки композиционные

10 до 50 км/ч коэффициент трения чугунных колодок уменьшается на 40 %, композиционных — на 15 %, а продольные силы снижаются соответственно на 50 и 30 %.

Что касается верхнего уровня продольных динамических сил, то применение композиционных колодок, имеющих высокую тормозную эффективность, не приводит к значительному повышению продольных сил в длинносоставных поездах. В случае экстренных торможений с любых скоростей силы не превышают установленных норм, а при служебных торможениях могут быть снижены уменьшением темпа и величины разрядки магистрали краном машиниста.

Удельная тормозная сила состава. Тормозная сила b_t , приходящаяся на единицу массы состава, определяет эффективность тормозных средств поезда. Для получения минимальных тормозных путей необходимо обеспечить максимальную возможную удельную тормозную силу во всем диапазоне скоростей. Это значение определяется условием сцепления колес с рельсами. Для грузового подвижного состава максимальный расчетный коэффициент сцепления колес с рельсами составляет 0,07 — 0,08 [17]. Таким образом, верхняя граница удельной тормозной силы экипажей с определенной гарантией от заклинивания не должна быть более 60 — 70 кгс/т. Это соответствует коэффициенту силы нажатия композиционных колодок 0,20 — 0,22.

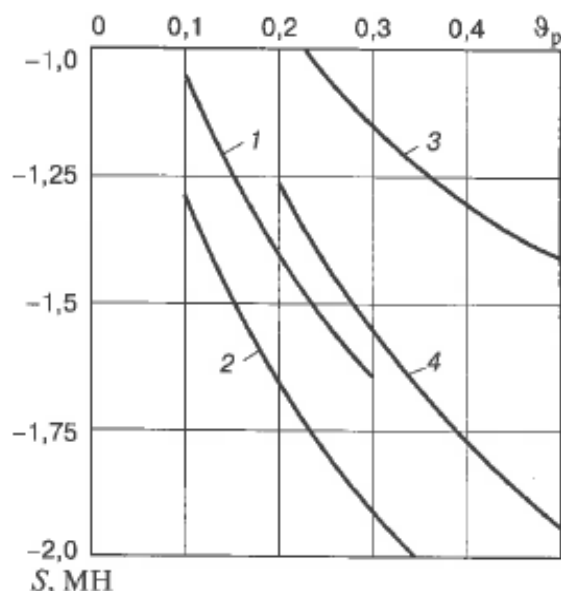
Расчеты и экспериментальные исследования показывают, что снижение максимальных продольных сил с уменьшением коэффициента силы нажатия колодок происходит не столь значительно, как рост тормозных путей. Это связано с тем, что максимальные продольные силы возникают в процессе неустановившегося торможения с низких скоростей движения, когда на поезд действует неполная тормозная сила, мало зависящая от верхней границы коэффициента силы нажатия. Тормозные же пути имеют определяющее значение при торможениях с высоких скоростей, когда на поезд действует максимальная сила нажатия колодок при полном давлении в тормозных цилиндрах.

Согласно расчетам, в поезде из 100 четырехосных груженых вагонов продольные силы с ростом тормозного коэффициента в 2 раза увеличиваются примерно на 30 % (рис. 3.8), а тормозные пути с высоких скоростей движения снижаются в 1,5 — 2 раза. Численные значения параметров принимали: для неоднородных диаграмм $C_2 = 25$, $C_3 = 0,15$; для однородных $C_2 = 25$. Скорость тормозной волны равна 250 м/с.

Характерно, что рост продольных динамических сил с увеличением тормозного коэффициента поезда при чугунных и композиционных колодках примерно одинаков.

Тормозные пути рассматриваемого поезда с тормозным коэффициентом композиционных колодок, равным 0,22, составляют 700, 850 и 1000 м в случае торможения на площадке соответственно с 80, 90 и 100 км/ч. Для получения таких тормозных путей в поезде, имеющем чугунные колодки, сила нажатия должна быть примерно 50 тс на 100 т

Рис. 3.8. Зависимость продольных сил от расчетного тормозного коэффициента композиционных (1, 2) и чугунных (3, 4) колодок при скорости 10 км/ч (2, 4) и 50 км/ч (1, 3)



массы состава. В поезде из 100 четырехосных груженых вагонов со временем наполнения тормозных цилиндров головного вагона 25, хвостового 40 с, скоростью тормозной волны 250 м/с и тормозным коэффициентом композиционных колодок 0,22 максимальная продольная сила равна 1,65 МН, а при чугунных колодках ($\vartheta_p = 0,50$) — 1,95 МН. В зоне высоких начальных скоростей плавность торможения поезда композиционными и чугунными колодками примерно одинакова.

Таким образом, по условиям продольной динамики на грузовых вагонах при соответствующих характеристиках воздухораспределителей возможно использование композиционных колодок с коэффициентом силы нажатия 0,20 — 0,22. Это подтверждается экспериментальными исследованиями продольных динамических сил в тяжеловесных грузовых поездах, оборудованных композиционными колодками, с включением воздухораспределителей на груженный режим.

Сравним продольные силы при чугунных и композиционных колодках, возникающие в тяжеловесных поездах в процессе регулировочных торможений.

Переходные режимы движения поездов, вызванные регулировочными торможениями, обычны в условиях эксплуатации. Служебные торможения, при которых давление воздуха в тормозной магистрали понижается на 0,07 — 0,08 МПа, применяют для поддержания необходимого уровня скорости. Особенно часто приходится прибегать к регулировочным торможениям при движении поезда по переломам продольного профиля пути.

Эксперименты, поставленные в реальных условиях, показывают, что при регулировочных торможениях вдоль поезда распространяются сменяющие друг друга волны сжимающих и растягивающих сил. Сжатие вызывается сбросом тяги и приведением в действие тормозов, а растяжение — отпуском тормозов и последующим набором тяги.

Таблица 3.9

Колодки	Наибольшая сила, МН	
	растягивающая	сжимающая
Композиционные	0,8/0,6	1,0/0,7
Чугунные	1,0/0,7	0,9/0,8

Примечание. В числителе — наибольшее измеренное значение, в знаменателе — среднее.

В табл. 3.9 приведены значения растягивающих и сжимающих сил, которые были получены в процессе регулировочных торможений поезда массой 8 тыс. т.

Опытные поездки проводились на равнинных участках пути с уклонами не более 0,07. Поезда были сформированы из полностью загруженных четырехосных полувагонов, оборудованных воздухораспределителями 270-005 [37]. Начальная скорость торможения изменялась от 77 до 52 км/ч, так что среднее ее значение составляло 65 км/ч при композиционных и 60 км/ч при чугунных тормозных колодках. Давление воздуха в тормозной магистрали снижалось на 0,07 МПа. К моменту включения тормозов поезд находился в тяговом режиме. В результате торможения скорость движения уменьшалась в среднем до 40 км/ч. Продольные силы при регулировочных торможениях чугунными и композиционными колодками достигли $\pm 1,0$ МН, что допустимо для поездов, движущихся со скоростями более 50 км/ч. Испытания показали, что продольные силы, возникающие при торможении поезда с пневматическим управлением тормозами, зависят от длины и массы состава, скорости движения, условий сопряжения элементов продольного профиля пути, параметров тормозных систем и межвагонных соединений, режима управления движением. На высоких скоростях движения сжимающие продольные силы при регулировочных торможениях композиционными колодками несколько больше, а на низких скоростях — меньше, чем при торможениях чугунными колодками.

4. ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ В ПОЕЗДЕ ПРИ УПРУГОВЯЗКИХ МЕЖВАГОННЫХ СВЯЗЯХ

4.1. Особенности нелинейных упруговязких связей

В нелинейных упруговязких межвагонных связях используются резинофрикционные, газогидравлические и эластомерные амортизаторы [1, 60].

Особенностью эластомерных поглощающих аппаратов является отсутствие в них упругого элемента — амортизатора. Его роль выполняет объемносжимаемый эластомер, при этом используется эффект динамических потерь при перетекании эластомера через малый кольцевой зазор. Механическая энергия поглощается вследствие продавливания высоковязкого материала через калиброванное отверстие, которое составляет десятые доли миллиметра. В рабочем цилиндре аппарата создается давление до 400 МПа и поэтому обеспечиваются высокие герметичность и прочность корпуса, точность механической обработки поршней и цилиндров.

Конструктивной особенностью отечественного аппарата АПЭ-120И является наличие в корпусе двух камер, заполненных эластомером и разделенных герметичной перегородкой. В цилиндрической камере перемещается поршень со штоком, имеющим разные диаметры справа и слева от поршня. Часть штока меньшего диаметра через направляющую и уплотнительную буксу перегородки входит в сферическую камеру.

При сжатии аппарата в цилиндрической камере благодаря перетеканию эластомера через зазор между поршнем и корпусом происходит поглощение энергии, а высокое давление в камере обеспечивает надежное восстановление аппарата в случае снижения нагрузки, т. е. выполняются только функции упругого элемента и создается необходимое усилие при статическом нагружении. В теле поршня имеются обратные клапаны для уменьшения сопротивления перетеканию эластомерного материала при обратном ходе.

Заправочные клапаны расположены в крышке и штоке, что дает возможность при заправке аппарата устанавливать разные зарядные давления в камерах.

Особенностью аппарата ЭПА-120 является литой корпус, выполненный в виде объединенной отливки с тяговым хомутом. Шток с поршнем неподвижен относительно корпуса и закреплен в задней крышке, снабженной стаканом для увеличения рабочего объема подвижного цилиндра. Благодаря большому объему рабочих камер и большому диаметру штока в аппарате ЭПА-120 рабочее давление не

Таблица 4.1

Тип аппарата	Максимальный ход, мм	Энергоемкость, кДж, при соударении вагонов*	Допустимая скорость соударения вагонов, км/ч
Ш-2-В	90	65	8
Ш-6-ТО-4	120	65	9
73ZW12M	120	135	12
АПЭ-120И	120	160	14
ЭПА-120	120	140	12
АПЭ-95-УВЗ	95	110	10
ГА-500	120	120	10

*Масса вагона брутто 100 т при силе 2 МН.

превышает 200 МПа, что позволяет использовать менее высокопрочные и более дешевые материалы.

Характеристики эластомерных поглощающих аппаратов в сравнении с пружинно-фрикционными и гидрогазовыми даны в табл. 4.1 и на рис. 4.1. По энергоемкости эластомерные аппараты превосходят фрикционные. Кроме того, они имеют стабильную силовую характеристику в условиях повторных нагружений.

Гидрогазовые и резиновые межвагонные амортизаторы состоят из упругого и вязкого элементов. Упругим элементом служит газ или резина, а вязким — гидравлический демпфер или поверхность сухого трения. Уравнение $F(S, \lambda, \dot{\lambda}) = 0$, связывающее между собой силу S , МН

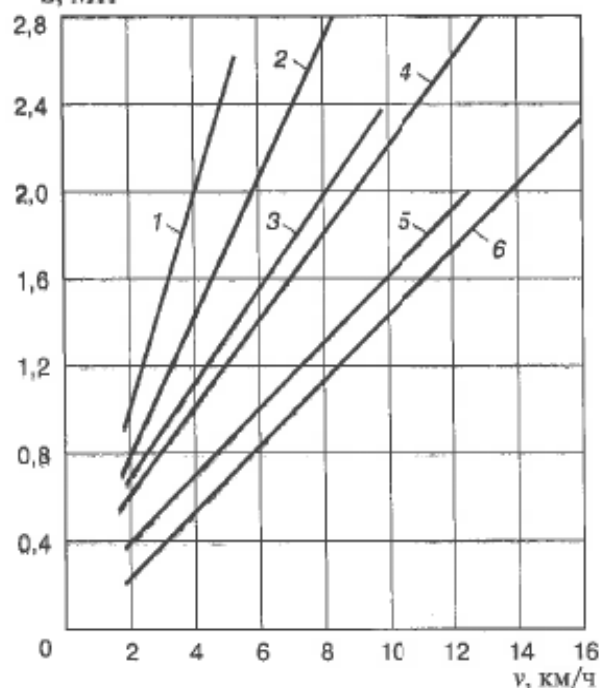


Рис. 4.1. Зависимость силы от скорости соударения вагонов при аппаратах:

1 — Ш-2-Т; 2 — Ш-1-ТМ; 3 — Ш-2-В; 4 — ЭПА-120; 5 — АПЭ-95-УВЗ; 6 — АПЭ-120И

деформацию λ и скорость $\dot{\lambda}$ деформации амортизаторов, называют *уравнением состояния амортизаторов*. Это уравнение может быть представлено в виде

$$S = S_y(\lambda) + S_v(\dot{\lambda}), \quad (4.1)$$

где S_y , S_v — соответственно упругая и вязкая составляющие силы S ; λ , $\dot{\lambda}$ — соответственно деформация и скорость деформации амортизаторов.

Функции $S_y(\lambda)$ и $S_v(\dot{\lambda})$ являются нелинейными и для гидрогазовых аппаратов имеют вид [56]

$$S_y = \frac{S_{y0}}{\left(1 - \frac{\lambda}{l_0}\right)^\chi} \text{sign} \lambda, \quad 0 \leq \lambda \leq l_0; \quad (4.2)$$

$$S_v = \mu \dot{\lambda}^2 \text{sign} \dot{\lambda}, \quad (4.3)$$

где S_{y0} — начальная сила сжатия газа; l_0 — ход аппарата; μ — коэффициент силы гидравлического сопротивления; χ — показатель политропы сжатия газа; S_{y0} , l_0 , μ , χ — постоянные величины.

Вид функций $S_y(\lambda)$ и $S_v(\dot{\lambda})$ определяется соответственно уравнениями состояния газа и демпфирующего элемента аппарата. При больших скоростях $\dot{\lambda}$ деформации аппарата вязкая составляющая S_v значительно превышает упругую составляющую S_y . Поэтому в случаях соударения вагонов, имеющих место при маневровой работе, в частности при роспуске состава поезда с горки, гидрогазовые поглощающие аппараты оказались эффективными.

Поездные режимы отличаются от процессов соударения при маневрах более низкими относительными скоростями движения вагонов и условиями приложения нагрузки, близкими к статическому нагружению.

При малых относительных скоростях движения вагонов в процессе неустановившихся режимов в поезде вязкая составляющая гидрогазовых и резиновых амортизаторов мала и амортизация происходит в основном благодаря упругой составляющей.

4.2. Распространение продольных сил и ускорений в поезде с нелинейными связями

Исследовали влияние вида функции $S_y(\lambda)$ для упругой составляющей на продольные силы в межвагонных соединениях при трогании поезда. С этой целью рассмотрим характер распространения возмущений конечной амплитуды вдоль поезда при упруговязких связях в соответствии с уравнением состояния (4.1), в котором упругая составляющая силы S_y определяется одной из следующих функций:

$$S_y = D_1 \lambda^3; \quad S_y = D_2 \lambda; \quad S_y = D_3 \lambda^{1/3}, \quad (4.4)$$

где D_1 , D_2 и D_3 — постоянные коэффициенты.

Движение поезда может быть описано следующей системой нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \dot{v}_L &= \frac{1}{m_L}(F_T - S_1 - W_L); \\ \dot{x}_L &= v_L; \\ \dot{v}_i &= \frac{1}{m_i}(S_i - S_{i+1} - W_i), \quad i = 1, 2, \dots, N-1; \\ \dot{x}_i &= v_i, \quad i = 1, 2, \dots, N-1; \\ \dot{v}_N &= \frac{1}{m_N}(S_N - W_N); \\ \dot{x}_N &= v_N; \\ y_i &= x_i - x_{i+1}, \quad i = 1, 2, \dots, N; \\ \dot{y}_i &= \dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}, \quad i = 1, 2, \dots, N; \\ S_i &= S_{yi} + \mu \dot{\lambda}^2 \text{sign} \dot{\lambda}, \quad i = 1, 2, \dots, N; \\ S_{yi} &= D \lambda^n \text{sign} \dot{\lambda}_i, \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

где m_L , W_L , v_L — масса, сопротивление, скорость локомотива; m_i , W_i , v_i — масса, сопротивление, скорость i -го вагона; F_T — суммарная сила тяги локомотивов; S_1 — продольная сила между локомотивом и первым вагоном; S_i — продольная сила в межвагонных связях; N — число вагонов в поезде; x_i — перемещение центров масс экипажей.

Система уравнений (4.5) интегрировалась численно при начальных условиях $t = 0$, $x = 0$, $v = 0$.

Движение поезда рассматривалось при мгновенном приложении постоянной силы $F_T = 0,9$ МН к головному сечению поезда при указанных видах функции $S_y(\lambda)$ как без начальных зазоров, так и при наличии одинаковых зазоров $\delta = 50$ мм.

В результате решения системы уравнений (4.5) получены распределения максимальных продольных сил и ускорений вдоль поезда (рис. 4.2 и 4.3). Зависимость продольных сил от вида функции $S_y(\lambda)$ существенна.

Уровень продольных сил при связях с мягкой упругой составляющей не превышает значения приложенной к головному сечению постоянной силы $F_T = 0,9$ МН. При связях с жесткой упругой составляющей уровень продольных сил почти в 2 раза превышает приложенную силу F_T . При связях с линейной упругой составляющей продольные силы больше приложенной силы F_T на 20–30 % лишь при трогании сжатого поезда. Распределение и значения максимальных ускорений вагонов поезда также зависят от упругой составляющей.

Испытан поезд из 88 четырехосных груженых вагонов, оборудованных гидрогазовыми аппаратами с ходом 70 мм [31]. Средний зазор в межвагонных соединениях на одно сцепление равнялся 40 мм. Продольные динамические силы измерялись с помощью автосцепок-динамометров. Тяга осуществлялась тремя электровозами ВЛ22^м, соединен-

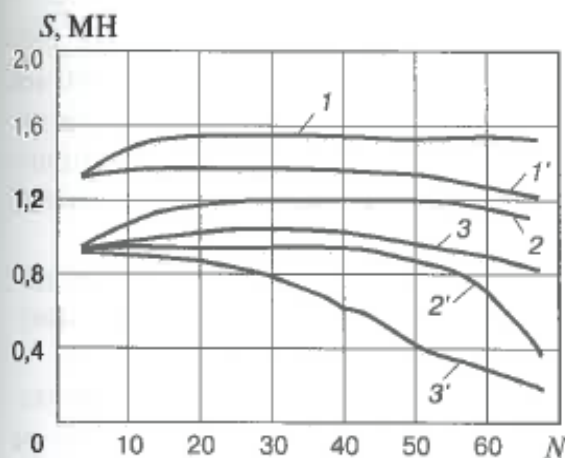


Рис. 4.2. Распределение продольных сил вдоль поезда при жестких 1 и 1', линейных 2 и 2', мягких 3 и 3' характеристиках связей соответственно с зазорами и без зазоров

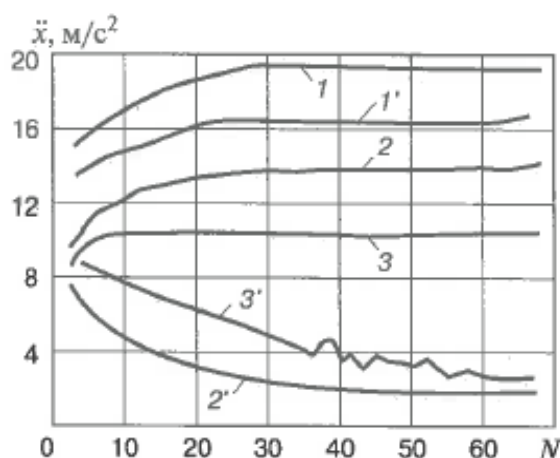


Рис. 4.3. Распределение продольных ускорений вдоль поезда при жестких 1 и 1', линейных 2 и 2', мягких 3 и 3' характеристиках связей соответственно с зазорами и без зазоров

ными по системе многих единиц. Сила тяги возрастала до 0,6 – 0,8 МН в течение 2 – 3 с.

Продольные динамические силы измерялись в процессе неустановившихся режимов трогания и торможения. В сечении I между локомотивами и головным вагоном продольная сила составляла 0,8 МН. Затем по мере распространения волны трогания она возрастала, достигая максимального значения 1,1 МН в хвостовой части поезда. В процессе торможения ход аппарата достигал предельного значения 70 мм при силе 1,4 МН. Записаны осциллограммы при трогании и торможении. Характер изменения максимальных продольных сил по длине поезда тот же, что и при пружинно-фрикционных аппаратах. При трогании растянутого поезда наибольшие силы возникают в головном сечении, а при трогании сжатого поезда — в хвостовой части состава, и они не превышают силы тяги.

Рассматривали влияние формы силовой характеристики упруговязких межвагонных связей на процессы распространения возмущений вдоль поезда при торможении. Приняли, что упругая составляющая S_y определяется одной из следующих функций: $S_y = D_1 y^2$; $S_y = D_2 y$; $S_y = D_3 y^{1/2}$.

Условия торможения были следующие: максимальная тормозная сила вагона при чугунных колодках B_{max} равна 8,5 тс, локомотива — 22 тс. Время роста тормозного коэффициента у всех экипажей одинаково и равно 20 с. Тормозная сила экипажей изменяется по степенной зависимости при n , равном 1/2, 1, 2. Скорость распространения тормозной волны 250 м/с, скорость поезда в момент торможения 20 км/ч.

Расчеты выполняли для поезда массой 6 тыс. т из 73 четырехосных груженых вагонов. Масса локомотива составляла 252 т, масса вагона 84 т. Считалось, что при силе 1,5 МН аппарат сжимается на 70 мм.

Результаты расчетов показали, что зависимость продольных сил $S_y(y)$ существенна, особенно при вогнутой диаграмме роста тормозной силы экипажей. При междвагонных соединениях с мягкой характеристикой упругой составляющей уровень продольных сил не превышает 1 МН, а с жесткой характеристикой упругой составляющей достигает 1,4 МН (табл. 4.2).

Гидрогазовые поглощающие аппараты ГА-500 с ходом 120 мм испытывали в поезде, сформированном из восьмиосных груженых цистерн, трех вагонов-лабораторий и вагона-электростанции [34].

Тяга осуществлялась тремя тепловозами ТЭЗ. Кроме того, еще одна секция тепловоза ТЭЗ находилась в хвосте состава. Тепловозы не были оборудованы системой управления с одного локомотива. Питание магнитографов, которые использовались для оперативной обработки опытных данных, осуществлялось вагоном-электростанцией, расположенной между вторым и третьим тепловозами. На всех вагонах-лабораториях пассажирские поглощающие аппараты ЦНИИ-Н6 были заменены грузовыми Ш-1-ТМ, а литые упорные плиты — коваными.

Перед установкой поглощающих аппаратов ГА-500 на цистерны была проведена проверка давлений газа у поглощающих аппаратов. В 54 сечениях состава были замерены зазоры в междвагонных связях, которые равнялись 35 — 45 мм.

Для проведения экспериментального исследования опытный поезд был оборудован датчиками, позволяющими измерять: продольные силы, силы сжатия поглощающих аппаратов, относительные перемещения вагонов, продольные ускорения, давления в тормозной магистрали и тормозном цилиндре, токи тяговых двигателей тепловозов. Измеряемые значения записывались на лентах четырех осциллографов. Регистрировались также частота вращения колеса вагона-лаборатории и единая отметка времени.

Поездки проводили на участке Краснодар — Платнировская с уклоном до 0,007. Во время последних поездок проводили наиболее тяжелые опыты по троганию. Три тепловоза выходили на 16-ю пози-

Таблица 4.2

Силовая характеристика междвагонного соединения	Продольная сила, МН, в сжатом (числитель) и растянутом (знаменатель) поезде при диаграмме роста тормозной силы		
	выпуклой	линейной	вогнутой
Жесткая	$\frac{0,6}{1,0}$	$\frac{0,5}{0,9}$	$\frac{0,7}{1,4}$
Линейная	$\frac{0,5}{0,9}$	$\frac{0,4}{0,8}$	$\frac{0,6}{1,1}$
Мягкая	$\frac{0,4}{0,9}$	$\frac{0,3}{0,8}$	$\frac{0,5}{1,0}$

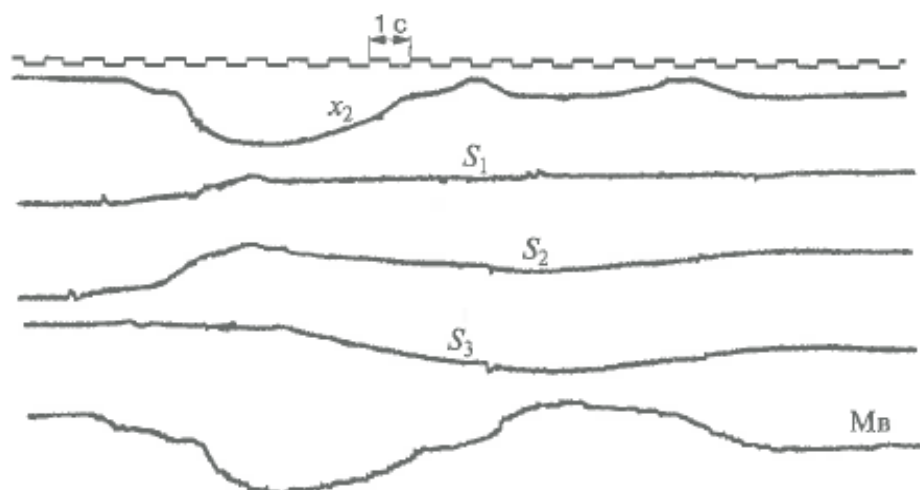


Рис. 4.4. Осциллограмма трогания поезда с гидрогазовыми аппаратами ГА-500:
 S_1, S_2, S_3 — продольные силы в сечениях состава; x_2 — ход поглощающего аппарата; M_v — межвагонное перемещение

цию контроллера в следующем порядке: 2, 8, 9, 16-я. На пути из Краснодара в Платнировскую произошел обрыв хвостовой автосцепки на вагоне-лаборатории. Автосцепку с головного локомотива поставили на вагон. На пути из Платнировской в Краснодар оборвался хомут на шестой секции тепловоза в головной его части.

Опыты по троганию поезда с места позволили оценить особенности работы поглощающих аппаратов в поезде без влияния на их работу тормозных приборов.

В первых двух третях опытов трогание производили по усмотрению машинистов локомотивов с выходом на 16-ю позицию контроллера за 40 — 60 с, т. е. полный набор силы тяги происходил уже после того, как хвостовой вагон приходил в движение. Часть последних опытов проводили с выходом на 16-ю позицию контроллера за 6 — 8 с.

В предыдущих опытах по испытаниям поглощающих аппаратов ГА-100, Ш-2-В, Ш-1-ТМ [50, 62] при электровозной тяге выход на 6-ю позицию контроллера при быстром наборе силы тяги осуществлялся менее чем за 2,5 с, т. е. примерно в 3 раза быстрее. Предыдущие опыты позволили исследовать влияние времени набора силы тяги электровоза на максимальные силы в поезде. Было установлено, что с увеличением времени набора тяги наибольшие силы в поезде снижались примерно на 20 %.

Перед опытами по троганию поезда из-за довольно большой по сравнению с пружинно-фрикционными аппаратами энергии отдачи аппаратов ГА-500 состав, как правило, находился в произвольном состоянии.

Анализ осциллограмм, записанных в опытах по троганию поезда (рис. 4.4), показывает, что в поезде с аппаратами ГА-500 процесс нарастания сил происходит относительно плавно, без характерных для поездов с пружинно-фрикционными аппаратами срывов и скачков сил. По-

лученные силы показывают их чрезвычайно большой разброс и наличие значительных сил (более 2 МН) в сечении сразу за локомотивами.

Максимальная сила возникает в головном сечении поезда, а затем плавно уменьшается до минимума в хвостовом сечении. Такое распределение сил наблюдается в процессе трогания растянутых составов. В незначительном числе опытов получено распределение сил, характерное для трогания сжатого поезда, когда максимальное значение силы возникает примерно в середине состава. В опытах с произвольным состоянием состава было выявлено скачкообразное распределение сил по длине состава. Максимальная сила в головном сечении имеет неостро пиковый вид и действует в течение продолжительного времени, незначительно колеблясь около своего среднего значения.

Работу поглощающих аппаратов оценивали по коэффициентам продольной динамики. Максимальные значения k_d не превышали 1,6, что характерно для составов с пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами. Среднее значение k_d для поезда с поглощающими аппаратами ГА-500 составило 1,3.

Испытания не выявили резкого различия в продольных силах в поездах с аппаратами всех типов, хотя показатели аппарата Ш-1-ТМ ниже показателей аппарата Ш-2-В, а аппарата ГА-500 выше, чем аппарата Ш-2-В. Коэффициент k_d поезда с аппаратами ГА-500 находится на нижней границе соответствующих значений в поездах с другими аппаратами.

Поездные испытания показали, что при трогании тремя тепловозами ТЭЗ поезда массой 10 тыс. т с поглощающими аппаратами ГА-500, в процессе которого реализовалась сила тяги локомотивов 1,0 – 1,4 МН, максимальные силы в поезде не превышали 2 МН. При этом максимальное значение коэффициента продольной динамики составило 1,53. Энергоемкость поглощающего аппарата, реализованная при трогании поезда, равнялась 100 кДж. При силе тяги локомотивов 1,5 – 2 МН максимальные продольные силы в поезде достигали 3 МН.

Гидрогазовый поглощающий аппарат ГА-500 характеризуется следующими особенностями его работы в поезде. Сопротивление аппарата при трогании поезда с места создается не только газовыми камерами, но и в результате дросселирования жидкости. Упругая составляющая аппарата, определяемая сопротивлением газовых камер, обеспечивает более полное восстановление исходного положения деталей аппарата. Это благоприятно сказывается на уровне продольных сил при троганиях поезда.

Аналогичные характеристики поглощающих аппаратов ГА-500 получены при опытных соударениях двух восьмиосных полувагонов на Экспериментальном кольце ВНИИЖТ [34], а также в расчетах МИИТа при введении в математическую модель взаимодействия вагонов дополнительной группы дифференциальных уравнений, соответствующих каждому из гидрогазовых аппаратов [3].

4.3. Квазизмягкие силовые характеристики поглощающих аппаратов

Торможение поезда, оборудованного пневматическими тормозами, относится к наиболее тяжелым переходным режимам по условию возникновения в нем больших продольных сил. Уровень сил, возникающих в межвагонных связях состава при торможении, зависит от характеристик тормозных приборов, и в первую очередь от скорости тормозной волны и времени наполнения тормозных цилиндров. Наибольшие продольные силы возникают при торможении поезда, оборудованного чугунными тормозными колодками, при малых скоростях движения состава.

Характер распространения продольных возмущений вдоль поезда и их значения определяются также скоростями распространения нелинейных волн, которые зависят от параметров межвагонных связей, и в первую очередь от формы силовой характеристики поглощающих аппаратов.

Силовая характеристика гидрогазовых поглощающих аппаратов ГА-100 имеет ступенчато-вогнутый вид (рис. 4.5), так как при малых относительных скоростях движения вагонов в процессе торможения вязкая составляющая силы мала и амортизация происходит в основном благодаря упругой газовой составляющей. В связи с этим энергоемкость гидрогазовых аппаратов ГА-100 при торможении тяжеловесных поездов оказалась недостаточной.

Рациональная характеристика упругой составляющей силы гидрогазовых аппаратов получается путем синтеза двух газовых камер, включенных параллельно и работающих так, что при сжатии амортизатора одна из них продолжает нагружаться, а другая — разгружаться. В этом случае упругая составляющая силы определится по формуле

$$S_y = F_1 p_1 - F_2 p_2, \quad (4.6)$$

где F_1 , F_2 и p_1 , p_2 — соответственно площади поршней и давление газа в камерах 1 и 2.

При политропическом сжатии газа

$$p_1 = p_{01} \frac{1}{\left(1 - \frac{F_1 h}{V_{01}}\right)^\chi}, \quad p_2 = p_{02} \frac{1}{\left(1 - \frac{F_2 h}{V_{02}}\right)^\chi}, \quad (4.7)$$

где V_{01} , V_{02} и p_{01} , p_{02} — соответственно начальные объемы и давления газа в камерах 1 и 2; h — сжатие аппарата; χ — показатель политропы сжатия газа.

Подставив (4.7) в (4.6), получим

$$S_y = \frac{S_{01}}{\left(1 - \frac{F_1 h}{V_{01}}\right)^\chi} - \frac{S_{02}}{\left(1 - \frac{F_2 h}{V_{02}}\right)^\chi}, \quad (4.8)$$

где $S_{01} = F_1 p_{01}$ и $S_{02} = F_2 p_{02}$ — начальные силы сжатия в камерах 1 и 2.

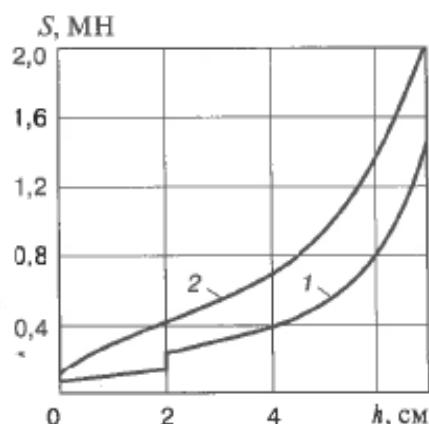


Рис. 4.5. Силовые характеристики аппаратов ГА-100:
1 — опытная; 2 — рекомендуемая

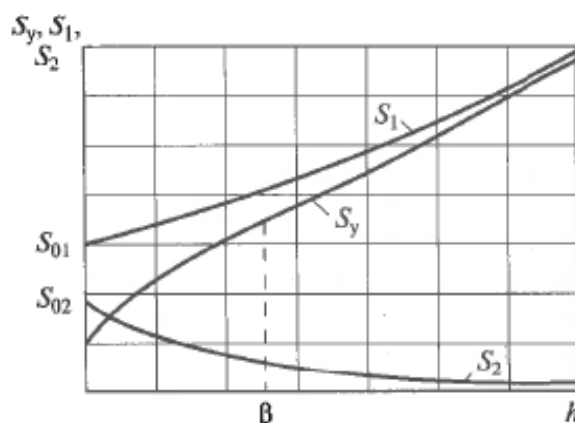


Рис. 4.6. Зависимости продольных сил S_y , S_1 , S_2 от хода аппарата h

При статическом, т. е. изотермическом, процессе нагружения, когда $\chi = 1$,

$$S_y = \frac{S_{01}}{1 - \frac{F_1 h}{V_{01}}} - \frac{S_{02}}{1 + \frac{F_2 h}{V_{02}}}. \quad (4.9)$$

Обозначим

$$\frac{V_{01} F_2}{V_{02} F_1} = k; \quad \frac{h F_1}{V_{01}} = \beta, \quad (4.10)$$

тогда

$$S_y = \frac{S_{01}}{1 - \beta} - \frac{S_{02}}{1 + k\beta}. \quad (4.11)$$

Функция (4.11) имеет вид, представленный на рис. 4.6. Величина β должна иметь максимальное значение. График функции $S_y = S_y(h)$ при значении $h < \frac{V_{01}\beta}{F_1}$ по отношению к оси сил выпуклый, а при $h > \frac{V_{01}\beta}{F_1}$ — вогнутый. С целью снижения продольных сил при неустановившихся режимах движения желательно, чтобы во всей области деформации амортизатора график функции был бы выпуклым. Однако это связано с ограничениями конструктивного и эксплуатационного характера.

Согласно расчетам, $\beta = 0,25$ [56]. Таким образом, мягкая характеристика S_y обеспечивается при сжатии аппарата до 1/4 полного хода, а увеличение абсолютной величины хода, на котором имеет место мягкая характеристика, может быть достигнуто путем увеличения полного хода аппарата. Исходя из этого разработан гидрогазовый аппарат, обеспечивающий выпукло-вогнутую составляющую силы (см. кривая 2, рис. 4.5). Далее приведены теоретические исследования динамики торможения поезда с гидрогазовыми аппаратами, имеющими квазимягкие силовые характеристики [31].

С целью определения максимально возможных продольных сил рассмотрен процесс торможения поезда из 100 груженных четырехосных вагонов.

Уравнение движения поезда имеет вид

$$i = 1 - 99 \begin{cases} m_n \ddot{x}_n = W_n + S_n + B_n; \\ m_i \ddot{x}_i = S_i + S_{i-1} - W_i + B_i; \\ m_N \ddot{x}_N = S_N - W_N + B_N, \end{cases} \quad (4.12)$$

где m_n , W_n — масса, сопротивление движению локомотивов; m_i — масса вагона; S_i — сила в междвагонной связи; B_i — тормозная сила i -го вагона; W_i — сила внешнего сопротивления движению, приложенная к вагону с номером i .

Уравнение состояния междвагонной связи с учетом сил трения уплотнений поглощающих аппаратов

$$S_i = (1 \pm \varphi) \left[\frac{S_{01}}{\left(1 - \frac{h_1 - S_1/k_y}{V_{01}/F_1}\right)^x} - \frac{S_{02}}{\left(1 - \frac{h_2 - S_2/k_y}{V_{02}/F_2}\right)^x} \right] + \mu h^2, \quad (4.13)$$

где φ — переменный коэффициент трения резиновых уплотнений аппарата; S_{01} , S_{02} — силы начальной затяжки соответственно камер сжатия и разряжения; V_{01} , V_{02} и F_1 , F_2 — соответственно начальные объемы и площади поршней камер сжатия и разряжения; h_1 , h_2 и S_1 , S_2 — соответственно сжатие и сила в камерах; k_y — коэффициент жесткости конструкции вагона; μ — коэффициент силы гидравлического сопротивления аппарата.

Связь между перемещениями центров масс вагонов и деформацией поглощающих аппаратов выражается уравнением

$$x_i - x_{i+1} = 2(h_i + z_i) + \delta_i, \quad (4.14)$$

где z_i — деформация конструкции между центром масс вагона и аппаратом; δ — зазор в i -й связи.

Тормозные силы экипажей вычисляли с использованием зависимостей [13]

$$B_i(t, i) = C_1 K_{\max} \frac{t - t_{bi}}{C_2 + C_3(i-1)} \frac{|v| + C_4}{|v| + C_5}, \quad (4.15)$$

где C_1 , C_4 , C_5 — постоянные коэффициенты, характеризующие фрикционные свойства тормозных колодок; $K_{\max}$ — максимальная сила нажатия колодок экипажа; C_2 — время наполнения тормозного цилиндра головного вагона; C_3 — коэффициент, характеризующий увеличение времени наполнения тормозных цилиндров вагонов по длине поезда; t_{bi} — время распространения тормозной волны до i -го вагона; v — скорость поезда.

При расчетах приняты, согласно экспериментальным данным, следующие значения параметров тормоза: скорость тормозной волны 200 м/с; $C_1 = 0,054$; $C_4 = 27,8$; $C_5 = 5,56$; $C_2 = 15$; $C_3 = 0,1$.

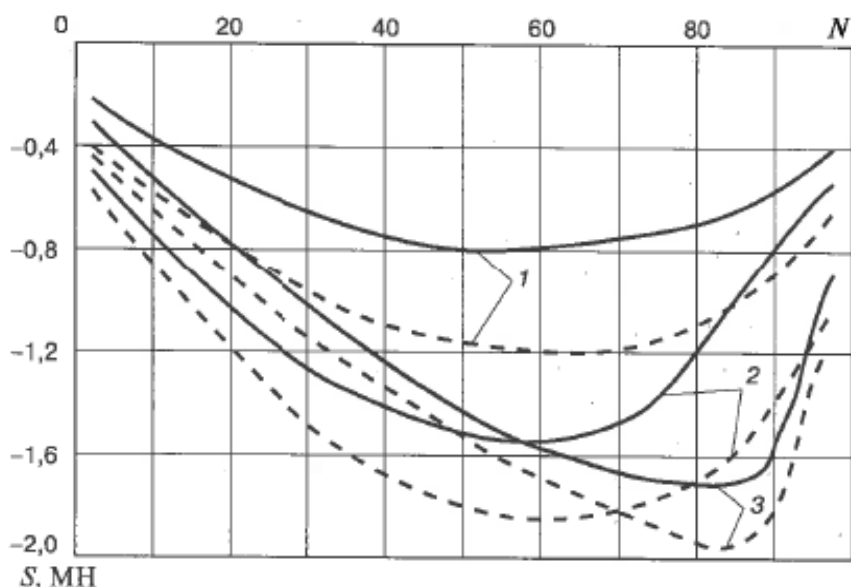


Рис. 4.7. Распределение продольных сил по длине поезда при опытных (штриховые кривые) и рекомендуемых (сплошные кривые) поглощающих аппаратах и различных скоростях движения:
1 — 50 км/ч; 2 — 30 км/ч; 3 — 10 км/ч

Исследование процесса торможения поезда произведено путем численного решения системы дифференциальных уравнений (4.12) совместно с уравнениями состояния аппаратов (4.13) и (4.14) и уравнением (4.15).

Результаты решения представлены на рис. 4.7 в виде распределения максимальных продольных сил по длине состава при различных скоростях его движения. Там же для сравнения штриховыми линиями приведены аналогичные расчетные силы в случае торможения состава, оборудованного поглощающими аппаратами ГА-100. При торможении со скорости движения поезда 10 — 40 км/ч максимальные продольные силы в поезде на 20 — 30 % ниже, чем в поезде с аппаратами ГА-100. Это объясняется большей энергоемкостью аппарата с выпукло-вогнутой упругой составляющей силовой характеристики.

5. ОСОБЫЕ МЕТОДЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОЕЗДА

5.1. Математическая модель газодинамических процессов в тормозной сети с авторежимами

При торможении длинносоставного поезда должны быть обеспечены высокая плавность с допустимым уровнем продольных сил. Управляемость и истощимость автотормоза определяются газодинамическими процессами в тормозной системе: процессы изменения давления в длинных тормозных магистралях должны протекать с достаточной быстротой, а возможная частота повторных торможений не должна вызывать истощения автотормозов с учетом реального профиля пути и равнинного режима действия воздушнораспределителей.

При решении ряда задач продольной динамики поезда целесообразно рассматривать весь процесс работы тормозной системы, начиная с установки ручки крана машиниста в тормозное положение, т. е. учитывать газодинамические процессы в тормозной магистрали, воздушнораспределителях и авторежимах.

В теоретических исследованиях газодинамики, выполненных для тормозной сети железнодорожных транспортных средств, процессы неустановившегося движения воздуха в магистральном воздухопроводе рассматривались аналитически [12, 46]. Получены зависимости для определения темпа изменения давления и расхода воздуха, времени зарядки, отпуска и торможения. Однако эти методы исследования газодинамики тормозной магистрали не отражают переходные динамические режимы движения длинносоставных грузовых поездов.

Для расчета продольной динамики поезда с учетом газодинамических процессов в тормозной сети используется комплексная математическая модель [27, 44], в которой поезд рассматривается как система дискретных масс. Комплексная модель состоит из двух взаимосвязанных подсистем: модели 1 — для исследования продольных динамических сил в поезде и модели 2 — для исследования газодинамических процессов в тормозной сети. Объединение традиционно решаемых порознь задач позволяет более естественно и точно описать процесс торможения поезда, так как динамика поезда связана с воздействиями, создаваемыми краном машиниста и контроллером.

Модель 1 обеспечивает точное описание сил тяги на основе моделирования электродинамических процессов в тяговых двигателях. Модель 2 позволяет рассчитывать основные параметры процессов изменения давления в магистрали и наполнения тормозных цилиндров в зависимости от управляющего воздействия, создаваемого краном машиниста, с учетом дополнительной разрядки магистрали каждым воздухораспределителем, а также утечек воздуха из тормозной сети.

В модели газодинамики рассматриваются неустановившиеся процессы тормозной сети грузового поезда. Дифференциальное уравнение изменения во времени t давления $p(x, t)$ в различных сечениях x по длине l магистрали, учитывающее утечки воздуха из тормозной сети и дополнительную разрядку магистрали каждым воздухораспределителем, имеет вид

$$\frac{dp}{dt} = C_0 \frac{d^2 p}{dx^2} Q(x) - W(x, t), \quad (5.1)$$

где C_0 — постоянная, учитывающая скорость воздушной волны и сопротивления трения; $Q(x)$ и $W(x, t)$ — функции, учитывающие соответственно утечки воздуха из тормозной сети и дополнительную разрядку магистрали.

Начальные условия при торможении

$$p(x) = p(x, 0); dp(x, 0)/dt = 0.$$

Граничные условия

$$p(0, t) = p(t); dp(l, t)/dx = 0.$$

Решение дифференциального уравнения (5.1) при указанных начальных и граничных условиях осуществляют численным методом.

Давление в тормозных цилиндрах рассчитывают в зависимости от его начального значения в магистрали, снижения давления $\Delta p(x, t) = p(x, 0) - p(x, t)$ и характеристик воздухораспределителя.

Функция $Q(x)$ в уравнении (5.1) учитывает темп снижения давления воздуха в тормозной сети вследствие утечек через неплотности. Ее значение рассчитывают для каждого сечения x магистрали исходя из начального давления за краном машиниста p_n , приведенной к единице длины магистрали площади отверстия неплотности μ , коэффициента сопротивления единицы длины магистрали λ и диаметра воздуховода d_0 .

Режим дополнительной разрядки магистрали каждым воздухораспределителем темпом ω описан как $W(x, t) = \omega \theta(x, t)$. Логическая функция $\theta(x, t)$ при дополнительной разрядке и ее прекращении принимает в зависимости от скорости распространения тормозной волны

v_n и продолжительности дополнительной разрядки τ одно из двух значений: 1 — срабатывание, 0 — отключение. Номер воздухораспределителя (вагона) определяется как целая часть (int) частного: $n = \text{int}(x, l_n)$, где l_n — длина магистрали. В простейшем случае длина l_n равна длине магистрали вагона.

Таким образом, давление в тормозной сети грузового поезда во времени в любом сечении магистрали $p(x, t)$ определяется на основе решения дифференциального уравнения состояния (5.1) с учетом начальных и граничных условий, сопротивления трения, утечек сжатого воздуха, дополнительной разрядки магистрали каждым воздухораспределителем, корректировки значения и характера изменения давления на выходе пневматической тормозной системы воздухораспределитель — авторежим — тормозной цилиндр в соответствии со степенью загрузки вагона.

Текущее значение давления на выходе пневматической системы с авторежимом зависит как от характеристики воздухораспределителя, так и от конструктивных особенностей авторежима [6]:

$$p_n(i, t) = \{(a_1 f_p + a_2)[(p_n(i, t) + a_3) + a_4]\} / [L - (l_0 + f_p)], \quad (5.2)$$

где a_1, a_2, a_3 — коэффициенты, определяемые конструктивными особенностями авторежима; a_4 — коэффициент, характеризующий сопротивление перемещению поршней в пневматическом реле авторежима; f_p — перемещение упора задающего органа авторежима под воздействием прогиба рессорного подвешивания тележки вагона; $p_n(i, t)$ — текущее значение давления на выходе воздухораспределителя; L — расстояние между опорами рычага реле давления; l_0 — параметр задающего органа авторежима, определяющий минимальное давление.

В связи с этим выполнены исследования совместной работы приборов системы воздухораспределитель — авторежим в различных поездах [47]. Проанализировано большое количество индикаторных диаграмм работы современных конструкций воздухораспределителей и авторежимов, снятых на групповой станции ВНИИЖТа при имитации длины тормозной магистрали 1500 — 2000 м, соответствующей тяжеловесным и соединенным поездам. Этот анализ показал, что нарастание давления до расчетного значения на выходе системы воздухораспределитель — авторежим, а следовательно, и в тормозном цилиндре может быть представлено участками: первый — скачковая фаза — отображается линейной зависимостью; второй — замедленная фаза наполнения — экспонентой или гиперболой.

В грузовом поезде имеются группы вагонов, наполнение тормозных цилиндров которых происходит практически синхронно. Деление состава на группы по 5 — 10 вагонов осуществляется с учетом оборудования их однотипными приборами.

Текущее значение давления на выходе воздухораспределителя для среднего вагона рассматриваемой группы в составе поезда определяется по формулам

$$p_{\text{в}}(i, t) = \begin{cases} p_{\text{ск}}(i, t) + \bar{p}_{\text{в}} - p_{\text{ск}} \{1 - \exp[-\lambda_{\text{в}}(t - t_{\text{ски}})]\} & \text{при } 1 \leq i \leq n_1; \\ p_{\text{ск}}(i, t) + \frac{\bar{p}_{\text{в}} - \bar{p}_{\text{ск}}}{2} \{1 - \exp[-\lambda_{\text{в}}(t - t_{\text{ски}})]\} \times \\ \times \frac{\bar{p}_{\text{ск}}}{2} \sqrt{\frac{\bar{p}_{\text{в}}^2(t - t_{\text{ски}})^2}{p_{\text{ск}}^2 t_{\text{в}}^2} + 1 - 1} & \text{при } n_1 < i < n_2; \\ p_{\text{ск}}(i, t) + \bar{p}_{\text{ск}} \sqrt{\frac{\bar{p}_{\text{в}}^2(t - t_{\text{ски}})^2}{\bar{p}_{\text{ск}}^2 t_{\text{ш}}^2} + 1 - 1} & \text{при } i > n_2, \end{cases} \quad (5.3)$$

где $p_{\text{ск}}(i, t)$ — текущее значение скачкового давления в рассматриваемом сечении поезда; $\bar{p}_{\text{в}}$ — предельное расчетное давление, обеспечиваемое воздухораспределителем; $p_{\text{ск}}$ — предельное скачковое давление; $\lambda_{\text{в}}$ — показатель экспоненты для воздухораспределителя данного вагона; t — время торможения поезда с момента постановки ручки крана машиниста в тормозное положение; $t_{\text{ски}}$ — текущее значение времени скачковой фазы наполнения цилиндра в рассматриваемом сечении поезда; $t_{\text{ш}}$ — время наполнения тормозного цилиндра в рассматриваемом сечении до расчетного предельного значения; n_1, n_2 — номера сечений (вагонов) в поезде, диаграмма наполнения тормозных цилиндров которых перерождается соответственно из экспоненциальной в линейную и из линейной в гиперболическую.

Показатель экспоненты принимают изменяющимся с удалением расчетного сечения поезда от крана машиниста:

$$\lambda_{\text{в}} = \lambda_0 + k_{\lambda} i, \quad (5.4)$$

где λ_0 — показатель экспоненты для тормоза в головном сечении поезда; k_{λ} — коэффициент, характеризующий крутизну изменения показателя $\lambda_{\text{в}}$ по длине поезда.

Время наполнения тормозных цилиндров по длине поезда

$$t_{\text{ш}} = t_{\text{ски}} + t_{\text{ш}} + t_{\text{ш0}} + k_{\text{ш}} i, \quad (5.5)$$

где $t_{\text{ш}}$ — время прихода тормозной волны в рассматриваемое сечение поезда; $t_{\text{ски}}$ — продолжительность скачковой фазы; $t_{\text{ш0}}$ — минимальное время наполнения тормозных цилиндров в ближайшей к органу управления головной группе вагонов; $k_{\text{ш}}$ — показатель замедления в наполнении тормозных цилиндров по мере удаления расчетного сечения от органа управления тормозами.

По полученным значениям давлений в тормозных цилиндрах рассчитывают силы нажатия тормозных колодок и тормозные силы поезда при действии авторежима. При этом удобно пользоваться расчет-

ных соединений, учитывающих суммарные относительные перемещения групп вагонов, рассчитывают продольные динамические силы в тяжелыхесных и соединенных поездах, оборудованных авторежимами.

Комплексная математическая модель использована для проведения вычислительного эксперимента с варьированием различных параметров тормозных систем. Сравнение расчетных и полученных экспериментально кривых показывает, что математическая модель удовлетворительно описывает реальные газодинамические процессы в тормозной сети грузового поезда при торможении. Эта модель при ее совмещении с моделями продольной динамики поезда [19], описывающими межвагонные связи и различные характеристики поглощающих аппаратов автосцепки, позволяет рассчитывать продольные динамические силы в поезде при различных режимах торможения, начиная с момента постановки ручки крана машиниста в тормозное положение.

5.2. Аналитический метод исследования продольных сил в поезде при статическом и динамическом нагружениях

Квазистатические и динамические силы при торможении. Переходный режим движения грузовых поездов при торможениях пневматическими автотормозами относится к наиболее сложным неустановившимся процессам. На динамику торможения оказывают влияние характеристики тормозов и поглощающих аппаратов автосцепки. Серьезные затруднения вызывает оценка достоинств аппарата в связи с тем, что, по существу, отсутствуют категории динамичности системы, так как обычно неизвестен исходный статический уровень нагружения связей в поезде, т. е. уровень медленно изменяющихся квазистатических продольных сил. Этот исходный уровень сил не зависит от характеристик связей и определяется внешними тормозными силами в поезде. Коэффициент динамичности можно определить как отношение продольных сил, измеренных в действительном процессе, к расчетным квазистатическим продольным силам в предположении, что поезд является недеформируемым стержнем.

Определение продольных нагрузок в поезде как в жестком недеформируемом стержне выполним аналитически для режима служебного торможения, характеризующегося предварительным сжатием состава под действием основного сопротивления движению при отключенной тяге локомотива. Продольную силу в межвагонной связи недеформируемого состава находим следующим образом. Разделим состав на две части с равными ускорениями. Для продольной силы S_i в любом сечении состава получим

$$S_i = \left(\sum_1^i m_j \sum_{j+1}^N B_j - \sum_1^i B_j \sum_{j+1}^N m_j \right) / \sum_1^N m_j, \quad (5.8)$$

где m_j — масса экипажа с порядковым номером j ; B_j — тормозная сила, действующая на j -й экипаж; i — порядковый номер сечения, в котором определяется продольная сила; N — число экипажей в составе.

Тормозные силы

$$B_j = B_T \left[\frac{(t - jl/v_T)(1 - jc)}{t_{ц}} \right]^n; \quad 0 \leq B_j \leq B_T, \quad (5.9)$$

где B_T — наибольшая тормозная сила, действующая на рассматриваемый экипаж; t — текущее время; l — длина тормозной магистрали между центрами масс смежных экипажей; c — коэффициент, учитывающий изменение интенсивности нарастания тормозной силы в зависимости от расположения экипажа в составе; n — коэффициент, характеризующий нарастание тормозных сил по времени; v_T — скорость распространения тормозной волны; $t_{ц}$ — время нарастания тормозной силы головного экипажа.

Чтобы определить распределение наибольших продольных сил в составе, необходимо выполнить большой объем вычислений по формулам (5.8) и (5.9), так как заранее неизвестны моменты времени, при которых такие силы возникают в каждом сечении. Кроме того, представляет несомненный интерес выполнение исследований по влиянию параметров состава и тормозов на продольные нагрузки в поезде. Поэтому целесообразно составить типовой алгоритм расчета продольной силы S_i .

В качестве варьируемых параметров выбраны: длина состава (число экипажей N) 60, 80, 100, 120; скорость v_T распространения тормозной волны 150, 200, 250 м/с; коэффициент $n = 0,5, 1, 2$; время $t_{ц}$ нарастания тормозной силы до наибольшего значения 10, 15, 20 с. Значения остальных исходных параметров приняты: масса вагона $m_j = 85$ т; наибольшая тормозная сила одного вагона $B_T = 8$ тс; коэффициент $c = 0,003$.

Рассчитано более 100 вариантов возможных сочетаний указанных параметров. Результаты расчетов показали, что основное влияние на уровень квазистатических продольных сил оказывает длина поезда (рис. 5.1, а). Так, увеличение числа вагонов в 2 раза вызывает во всех случаях увеличение сил в 2 — 3 раза. Существенно влияние и остальных факторов: при увеличении скорости распространения тормозной волны от 150 до 250 м/с продольные силы в связях уменьшаются примерно в 1,5 раза; почти так же изменяются продольные силы при увеличении времени нарастания тормозных сил от 10 до 20 с. Рассмотрение влияния сочетания параметров v_T и $t_{ц}$ показывает, что нагрузка в сечениях зависит от произведения этих параметров, убывая с его увеличением (рис. 5.1, б).

Характер нарастания тормозных сил также оказывает влияние на продольные силы. Лучшим с точки зрения нагружения состава является постоянный темп нарастания тормозных сил, худшим — воз-

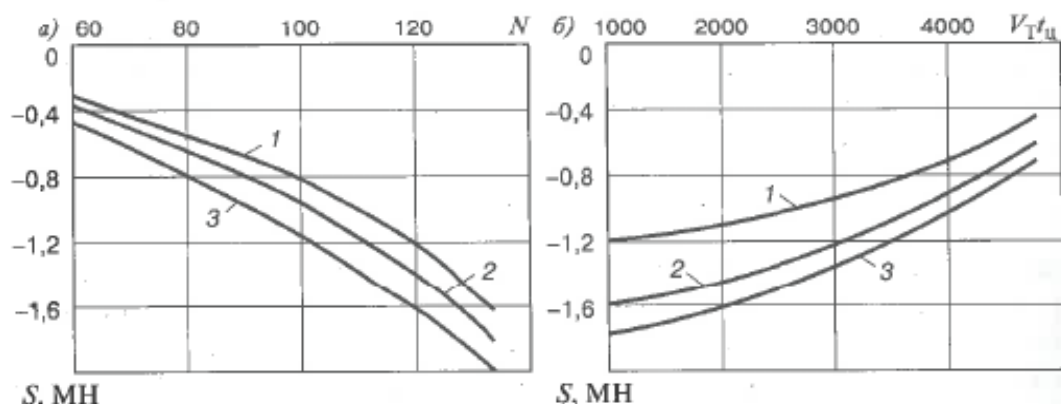


Рис. 5.1. Зависимости продольных квазистатических сил от длины поезда (а) и от произведения параметров $v_{T0}t_{ц}$ (б) при темпе роста тормозных сил:
1 — постоянном ($n = 1$); 2 — убывающем ($n = 0,5$); 3 — возрастающем ($n = 2$)

растающий темп нарастания ($n = 2$). Различие в продольных силах составляет примерно 25 – 30 % в длинных составах и несколько больше в коротких.

В результате исследований статического нагружения составов тормозными силами определены зависимости продольных сил в связях от основных параметров состава и тормозной системы. Полученный уровень продольных нагрузок принят в качестве исходного для сопоставления с результатами исследований динамического нагружения составов при неустановившемся движении в режиме торможения.

Реальный поезд отличается от недеформируемого стержня прежде всего тем, что при неустановившихся режимах движения его составные части (экипажи) имеют возможность взаимного перемещения благодаря сжатию поглощающих аппаратов и наличию начальных зазоров в связях. При этом могут формироваться и взаимодействовать ударные волны, в результате чего уровень сил в связях может быть значительно выше уровня внешних возмущающих сил.

Для изучения динамических процессов в составе, происходящих при электрическом торможении локомотива, поезд рассматривается как система абсолютно твердых тел, соединенных упругими необратимыми связями [59].

Теоретические исследования переходного режима движения поезда при различных тормозных системах и поглощающих аппаратах с определением продольных динамических сил выполнены [13] численным решением системы дифференциальных уравнений всех экипажей, входящих в состав поезда. Продольные динамические силы в междвагонных связях исследованы в соответствии с характеристиками аппаратов и состоянием связи, определяемым деформацией и скоростью деформации соединения. Математическое моделирование междвагонных связей выполнено для различных жестких, мягких и линейных силовых характеристик поглощающих аппаратов.

В работе [30] предложена упрощенная модель межвагонной связи. Силы в межвагонных связях представляются в зависимости от деформации поглощающих аппаратов и направления деформации: при нагрузке происходит сжатие, а при разгрузке — растяжение аппарата. Характеристики нагружения и разгрузки различаются между собой и образуют петлю гистерезиса, площадь которой пропорциональна поглощенной энергии.

В процессе расчета режим работы аппарата определяется анализом знаков скорости деформации связи в рассматриваемый момент и на предыдущем шаге суммирования $\dot{\lambda}$ и $\dot{\lambda}_{j-1}$ соответственно. Если $\dot{\lambda} > 0$ и $\dot{\lambda}_{j-1} > 0$, происходит нагружение, а при $\dot{\lambda} < 0$ и $\dot{\lambda}_{j-1} < 0$ осуществляется разгрузка связи. Здесь $\dot{\lambda} = \dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}$.

Продольные силы при нагрузке и разгрузке аппаратов определяются из выражений:

$$S = S_n + a(h - S_n/k_{\text{упр}})^\alpha; \quad h = \lambda/2; \quad (5.10)$$

$$S = S_p + b(h - S_p/k_{\text{упр}})^\beta, \quad (5.11)$$

где S_n, S_p — начальная затяжка аппарата при нагружении и разгрузке соответственно; a, α, b, β — постоянные коэффициенты характеристик нагружения и разгрузки; h — ход аппарата; $k_{\text{упр}}$ — коэффициент, характеризующий жесткость связи при неподвижных аппаратах.

Переход на характеристику другого режима выполняют по линейной зависимости

$$S = S^* + k_{\text{упр}}(h - h^*), \quad (5.12)$$

где S^*, h^* — соответственно сила и ход аппарата в момент изменения знака скорости деформации связи $\dot{\lambda}$.

В математической модели предусмотрена возможность исследования работы связи как при сжатии, так и при растяжении с учетом начальных зазоров в межвагонных соединениях.

При динамических исследованиях рассмотрен состав, состоящий из 100 экипажей. Тормозные силы, действующие на вагоны, приняты такими же, как и при статических нагружениях. Рассмотрены три варианта силовых характеристик поглощающих аппаратов при нагрузке: мягкая ($\alpha = 0,5$), линейная ($\alpha = 1$) и жесткая ($\alpha = 2$). Полный ход аппарата принят $h = 70$ мм, зазоры 60 мм. При полном ходе поглощающие аппараты всех типов имеют одинаковое сопротивление $S_r = 2$ МН. В режиме разгрузки все аппараты имеют одинаковые характеристики ($\beta = 2,0$).

С целью определения взаимного влияния характеристик тормозов и поглощающих аппаратов приведены расчеты процессов торможения при всех сочетаниях силовых характеристик аппаратов и диаграмм нарастания тормозных сил. Скорость распространения тормозной волны принята равной 200 м/с, а время роста тормозной силы — 15 с.

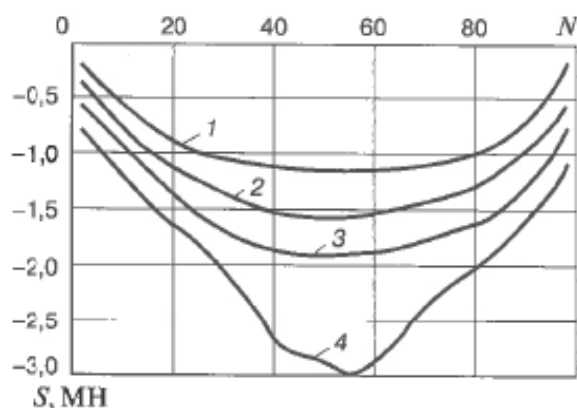


Рис. 5.2. Распределение продольных сил по длине поезда при статическом (1) и динамическом (2–4) нагружении и мягкой (2), линейной (3) и жесткой (4) силовых характеристиках аппаратов

Распределение наибольших продольных динамических сил в межвагонных соединениях для торможения с возрастающим темпом роста тормозных сил экипажей ($n = 2$) приведено на рис. 5.2. Там же показано соответствующее распределение квазистатических нагрузок.

Характер изменения продольных сил при статическом и динамическом нагружении различен, уровень нагрузок, определенный в составе как недеформируемом стержне, является наименьшим, соответствующим торможению сжатых поездов. Реальное нагружение сопровождается динамическим процессом, приводящим к росту сил в связях (табл. 5.1).

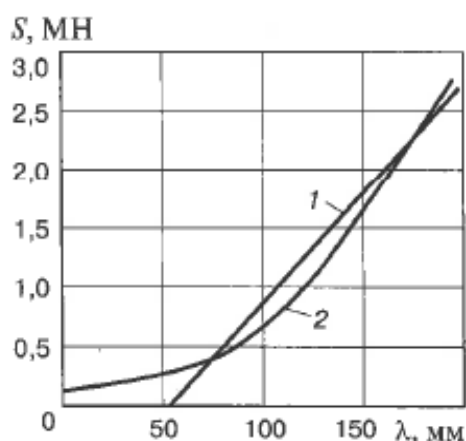
Уровень превышения статических нагрузок определяется формой силовой характеристики поглощающих аппаратов и зазорами в межвагонных соединениях. Во всех случаях лучшими являются аппараты с мягкой силовой характеристикой при нагрузке, коэффициент динамичности системы не превышает $k_d = 1,4$. При жесткой характеристике аппарата этот показатель находится в пределах 1,7 – 3,0. Поезда с линейной силовой характеристикой поглощающих аппаратов занимают среднее положение ($k_d = 1,6 \div 1,8$).

Полученные теоретические значения коэффициентов k_d согласуются с экспериментальными значениями коэффициента динамики при торможении [14, 18], определенного как отношение продольных сил, измеренных в растянутых и сжатых поездах. В поездах массой 6 тыс. – 10 тыс. т, оборудованных пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами с жесткой силовой характеристикой, коэффициент продольной динамики при торможении находится в пределах 1,8 – 3,0.

Таблица 5.1

Коэффициент нарастания тормозных сил	Продольная сила при статическом нагружении, МН	Продольная сила, МН, при силовой характеристике поглощающих аппаратов		
		мягкой	линейной	жесткой
0,5	0,95	1,30	1,75	2,90
1,0	0,85	1,20	1,40	1,50
2,0	1,20	1,65	1,95	3,00

Рис. 5.3. Силовые характеристики междвагонного соединения с поглощающими аппаратами Ш-2-Т при линейной (1) и нелинейной (2) зависимости деформации от силы



Таким образом, статическое нагружение продольными силами грузовых поездов при торможении определяется внешними тормозными силами, а динамическое нагружение зависит, кроме того, от зазоров в автосцепном оборудовании и силовой характеристики поглощающих аппаратов. Уровень квазистатических продольных сил определяется в основном произведением параметров: скорости распространения тормозной волны и времени наполнения тормозных цилиндров экипажей. Он зависит также от характера диаграмм торможения. Наименьшие статические нагрузки возникают в поезде с постоянным темпом роста тормозных сил экипажей. Коэффициент продольной динамики поезда при торможении как отношение наибольших динамических нагрузок к статическим колеблется в зависимости от типа силовой характеристики поглощающих аппаратов в пределах 1,4 – 3,0. Меньшие значения k_d относятся к поездам с мягкими и линейными силовыми характеристиками аппаратов. Полученные значения коэффициентов продольной динамики поездов могут быть использованы при проектировании поглощающих аппаратов автосцепки. Их следует учитывать также при разработке тормозных систем.

Ударные волны в груженых и порожних поездах. Пневматические тормоза подвижного состава приходят в действие последовательно, вызывая набегание незаторможенных вагонов на головные, заторможенные. При этом скорость распространения продольных возмущений возрастает во времени. Начало возникновения ударной волны и скорость распространения зависят от тормозной силы поезда при неустановившемся торможении, зазоров в автосцепном оборудовании и характеристики поглощающих аппаратов.

Рассмотрим процессы торможения и особенности распространения тормозной и ударной волн в поездах из восьмиосных цистерн [22, 23].

Пружинно-фрикционные аппараты Ш-2-Т, установленные на восьмиосных цистернах, имеют затяжку 0,1 МН. На первой ступени сжатия λ под незначительной нагрузкой до 0,3 МН пружины сжимаются примерно на 80 мм. По мере дальнейшего увеличения нагрузки включается фрикционная часть, и жесткость аппаратов резко повышается (рис. 5.3).

При исследовании переходных режимов движения поездов пользуются значением интегральной жесткости, равным 26 МН/м для аппаратов Ш-1-ТМ. Согласно [9], жесткость аппаратов Ш-2-Т в 1,5 раза меньше жесткости аппаратов Ш-1-ТМ, т. е. интегральная жесткость j_k принята равной 17 МН/м. Силовая характеристика $\Delta S = f(\Delta \epsilon)$ межавгонного соединения построена для восьмиосных вагонов длиной $l = 21$ м с зазорами в автосцепном оборудовании $\delta = 50$ мм. Относительное перемещение единицы длины вагона $\Delta \epsilon$ подсчитывалось для различных интервалов сжатия аппаратов по формуле $\Delta \epsilon = (\delta + \lambda)/l$. Отношение $\Delta S/\Delta \epsilon$ определяет скорость распространения ударной волны:

$$v_y = \sqrt{\Delta S / (\rho \Delta \epsilon)}, \quad (5.13)$$

где $\rho = m/l$ — масса единицы длины вагона.

Для определения тормозной силы поезда используют расчетное значение сил нажатия композиционных колодок, коэффициент трения $\phi_{кр}$ и переменный расчетный тормозной коэффициент ϑ_p . Теоретический анализ показывает, что избыточная тормозная сила определяется по формуле

$$\Delta b_T = 1000 \vartheta_p \phi_{кр} A,$$

где

$$A = \frac{2\tau - t'_b}{2t_r} - \frac{t_b(\tau - t'_b)}{t'_b(t_x - t'_r)} \left[\ln \left(\frac{t_x - t_r}{t_b} t'_b + t_r \right) - \ln t_r \right]. \quad (5.14)$$

В формуле (5.14) τ — время распространения ударной волны; t'_b — время распространения тормозной волны для группы головных вагонов; t_b — то же, для поезда; t_r и t_x — время наполнения тормозного цилиндра соответственно головного и хвостового вагона.

Продольное возмущение в процессе соударения групп смежных вагонов

$$\Delta S = \sqrt{A_i m j_k \vartheta_p \phi_{кр} A H \frac{(k-1)^2}{k}}, \quad (5.15)$$

где A_i — коэффициент приведения относительной скорости соударения, равный 0,95 для груженых и 0,90 для порожних вагонов; m — масса вагона; H — относительное перемещение k -го вагона.

При расчете скорости v_y распространения ударной волны длину поезда разбивают на участки и принимают значение v_y на этих участках постоянным. Время τ распространения волны по участкам определяют в такой последовательности. Для принятого участка длины поезда, например от первого до десятого вагона, задают τ и по формуле (5.14) находят значение A . Далее по формуле (5.15) подсчитывают ΔS и по рис. 5.4 определяют соответствующее ему $\Delta \epsilon$. Затем по формуле (5.13) находят v_y и проверяют заданное τ . При несовпадении заданного и полученного значений τ берется новое значение τ , и расчет повторяется.

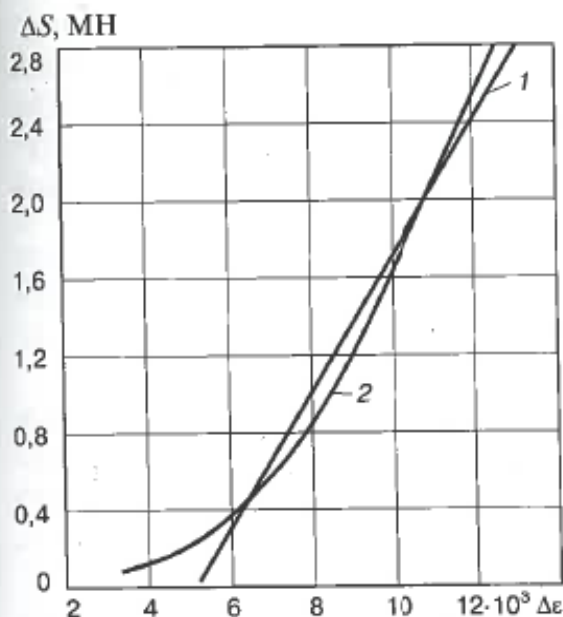


Рис. 5.4. Зависимости относительного перемещения $\Delta \varepsilon$ от силы ΔS для линейной (1) и нелинейной (2) характеристики мевагонного соединения

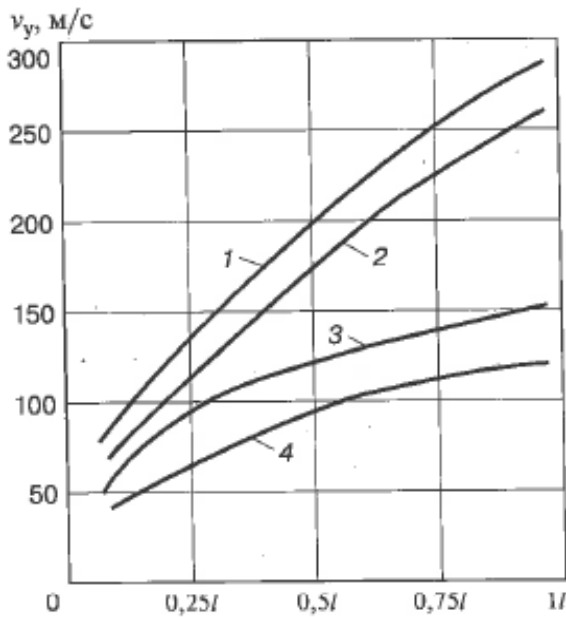


Рис. 5.5. Распространение ударной волны в порожних (1, 2) и груженных (3, 4) поездах: 1, 3 — из четырехосных полувагонов; 2, 4 — из восьмиосных цистерн

Аналогично выполняют расчеты для следующих интервалов: от 20 до 30 вагонов, от 30 до 40 вагонов и т. д. до конца поезда и определяют скорость и общее время распространения волны возмущений.

На рис. 5.5 приведены результаты аналитического расчета процессов распространения продольных возмущений в наливных поездах. Показано, что в поезде из восьмиосных вагонов плавность торможения выше. Это подтверждается математическим моделированием динамики торможения тяжеловесных поездов [13], согласно которому с увеличением плотности поезда ρ скорость распространения продольных возмущений уменьшается.

Отметим, что на переходные процессы в наливном поезде [61] в отличие от сухогрузных поездов оказывает влияние колеблющаяся в котле цистерны жидкость. При неполном наливе в составе могут появиться дополнительные продольные нагрузки от волн внутри котла и ударов жидкости в днище цистерны. Такие нагрузки замедляют процесс затухания продольных колебаний в поезде. В процессе трогания и ведения поезда, особенно на пути сложного профиля, а также после остановки внутри состава возможны повторные толчки и оттяжки. Переходный процесс удлиняется, хотя возникающие при этом продольные силы меньше первоначальных.

При полном наливе цистерн, как показали экспериментальные исследования, уровень продольных сил не превышает уровня сил в аналогичном сухогрузном поезде. Характер продольных динамических сил и закономерность их распределения по длине состава такие же, как и в сухогрузных поездах. Наибольшие сжимающие силы возника-

ют в последней трети состава. Уровень растягивающих сил, возникающих в конце неустановившегося торможения, меньше уровня сжимающих сил. При установившемся торможении квазистатические продольные силы в различных местах наливного поезда имеют характер однократной нагрузки с медленным ростом по мере снижения скорости движения.

5.3. Методика расчета мягкой характеристики междвагонных соединений

Поглощающие аппараты должны снижать уровень возможных продольных динамических сил, возникающих как при переходных режимах движения поездов, так и при маневровой работе. Это особенно важно в связи с вводом в эксплуатацию большегрузных вагонов, имеющих высокую погонную нагрузку.

Условия работы аппарата в маневровом и поездном режимах существенно различны и предъявляют к аппарату разные требования. В маневровом режиме аппарат должен воспринимать большую энергию при однократных ударных нагрузках и возможно меньших силах. Скорость сжатия аппарата может при этом достигать 2 м/с и более, так как значения фактической скорости маневровых соударений вагонов нередко превышают 15 км/ч. Если скорость соударения больше 15 км/ч, наблюдается пластическая деформация в элементах конструкции вагона [32].

При самых жестких динамических процессах, возникающих в поезде при трогании, торможении или изменении режима тяги, скорость сжатия аппарата не превышает 0,5 м/с. При движении поезда аппарат подвергается продолжительному действию силы тяги и динамических воздействий, вызванных случайными возмущениями. С одной стороны, аппарат должен амортизировать динамическую составляющую продольной силы при движении тяжеловесного поезда на затяжном подъеме, он не должен сжиматься в этих условиях на полный ход. С другой стороны, при трогании сжатого поезда аппарат подвергается серии чередующихся ударов, следующих с интервалом в несколько десятых долей секунды. Это требует быстрого восстановления его готовности к восприятию очередного удара, т. е. восстановления исходного состояния — отдачи аппарата при снижении внешней силы.

Общим требованием к аппарату для поездного и маневрового режимов является необратимое поглощение большей части энергии удара, воспринятой им при сжатии. Выполнение требований поездного и маневрового режимов эксплуатации обеспечивается определенными показателями силовой характеристики междвагонных соединений. Исследованиями переходных режимов движения поездов установлено, что для уменьшения продольных сил в поезде необходимо иметь междвагонные соединения с мягкими силовыми характеристиками.

Следует, однако, отметить, что межвагонные связи с мягкими характеристиками вследствие своих особенностей способствуют повышению плавности только при торможениях с очень быстрым изменением тормозной силы экипажей и неодновременным ее приложением в тяжеловесных грузовых поездах. В поездах массой до 5 тыс. т продольные динамические силы при мягких и жестких характеристиках межвагонных связей примерно одинаковы, а в поездах из порожних вагонов с мягкими характеристиками связей они даже несколько больше, чем в поездах из порожних вагонов с жесткими характеристиками.

Наиболее эффективны поглощающие аппараты с мягкой силовой характеристикой в режиме маневровой работы с большими скоростями соударения. Как показали расчеты, при соударении со скоростью 5 км/ч вагонов массой 84, 127, 170 т с группой груженных вагонов продольные силы в таких межвагонных соединениях уменьшаются в 1,5 – 2 раза. При аппаратах с жесткими характеристиками большие силы возникают и в вагонах, удаленных от места удара, что неблагоприятно для сохранности подвижного состава и груза. Зависимость продольных сил от характеристик межвагонных соединений такая же и в случае соударения групп вагонов при:

$$\left. \begin{aligned} y_i &= 0 \quad (i = 1, 2, \dots, N); \\ \dot{y}_{ik} &= v_n \quad (i_k = 1, 2, \dots, k); \\ \dot{y}_{iN} &= 0 \quad (i_N = k+1, k+2, \dots, N), \end{aligned} \right\} \quad (5.16)$$

где $y_i, \dot{y}_i$ — соответственно относительное перемещение и скорость соударения групп вагонов; v_n — начальная скорость соударения; $k = 16, N - k = 47$ — соответственно набегающая и неподвижная группы вагонов.

Максимальная сила, возникающая в межвагонной связи первого набегающего вагона в группе, практически равна силе, возникающей в случае соударения одиночного вагона с группой. При ударе одного вагона о группу вагонов аппарат сжимается до максимального значения в весьма короткое время, затем происходит разгрузка, причем силы в последующих связях резко убывают. В случае удара группы вагонов о группу максимальная сила достигается неоднократно и держится продолжительное время, в том числе и в связях, удаленных от места удара.

В работе [13] подтверждается преимущество мягких характеристик межвагонных соединений при переходных режимах движения с большими относительными скоростями вагонов, которые имеют место при маневровой работе. Однако указывается, что наилучшая амортизация при малых скоростях и соударении одиночных вагонов будет осуществляться амортизаторами с жесткой силовой характеристикой. В связи с тем что поглощающие аппараты должны работать как при маневрах, так и при поездных режимах, в исследовании делается вы-

вод о целесообразности линейной силовой характеристики фрикционных аппаратов.

Можно построить такую мягкую силовую характеристику аппарата, которая не будет уступать жесткой характеристике даже при малых скоростях соударения [28].

Если нагрузочную характеристику поглощающего аппарата, т. е. зависимость силы S , возникающей в аппарате при его нагрузке, от деформации u , аппроксимировать степенной функцией, то вопрос сведется к определению параметров D и c функции

$$S = D|u|^c \operatorname{sign} u. \quad (5.17)$$

При этом очевидно, что $D > 0$, а $0 < c < 1$ (мягкая характеристика). Если же $c > 1$, то характеристика будет жесткой. Пусть максимальный ход аппарата равен l . Тогда, задаваясь энергоемкостью аппарата $\mathcal{E}$, получим

$$D = \frac{(c+1)\mathcal{E}}{l^{c+1}}. \quad (5.18)$$

Значение c желательно выбрать таким, чтобы минимизировать величину $S_{\max}$ при наибольшем ходе аппарата. Так как $S_{\max} = Af$, то очевидно, что величина $S_{\max}$ будет минимальной при $c = 0$. Однако при этом любая сила в аппарате, имеющем подобную характеристику, будет равна силе в этом аппарате в конце его хода. Это решение неприемлемо, так как при малых скоростях соударения будут возникать силы, существенно большие расчетных значений для существующих аппаратов. Это обстоятельство может привести к сокращению срока службы конструкций, даже если значение силы $S_{\max}$ будет меньше предельно допустимого по условиям прочности.

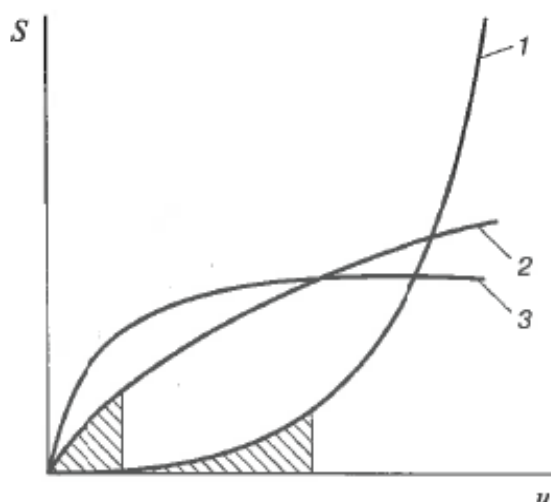
Действительно, однократное соударение вагонов с малой относительной скоростью не опасно для их конструкций, если возникающие при этом силы меньше предельно допустимой силы по условиям прочности. Однако многократное повторение таких соударений может привести к быстрому износу конструкций вагонов.

Согласно исследованиям ВНИИЖТа [1], наиболее часто скорость соударений при маневровой работе равна $v_0 = 6$ км/ч, а средняя сила сопротивления аппарата полностью загруженных четырехосных вагонов составляет 2 МН. До 10 % маневровых соударений на сортировочных горках происходит со скоростью более 10 км/ч. Поэтому в зависимости (5.18) параметр c нужно выбирать минимально возможным, но таким, чтобы силы, возникающие при наиболее часто встречающихся скоростях соударений, были не больше, чем силы в существующих аппаратах.

Нагрузочная статическая характеристика аппарата Ш-1-ТМ в области собственной деформации хорошо аппроксимируется функцией

$$S = Du^2 \operatorname{sign} u. \quad (5.19)$$

Рис. 5.6. Общий вид жесткой (1) и мягких (2, 3) силовых характеристик межвагонных соединений



Нижняя граница скорости соударений при маневровой работе $v_0 = 2$ км/ч. Учитывая значение наиболее часто встречающейся полной массы вагона m , получим, что кинетическая энергия, поглощаемая одним аппаратом, при соударении с относительной скоростью v_0 двух вагонов

$$W_0 = mv_0^2/8. \quad (5.20)$$

Ход одного аппарата Ш-1-ТМ

$$x_0 = \sqrt[3]{3W_0/D}, \quad (5.21)$$

а возникающая при этом сила

$$S_0 = Dx_0^2. \quad (5.22)$$

Подставляя (5.18) в (5.17), получаем общий вид искомой функции

$$S = \frac{(c+1)\Theta}{l^{c+1}} |u|^c \operatorname{sign} u. \quad (5.23)$$

Общий вид зависимостей, полученных по формуле (5.23) при трех различных значениях параметра c , показан на рис. 5.6. Найдем такое значение c , при котором площади заштрихованных криволинейных треугольников будут равны.

Из (5.23) определим значение хода u , при котором соответствующая сила будет равна S_0 :

$$u_0 = \left[\frac{S_0 l^{c+1}}{(c+1)\Theta} \right]^{1/c}. \quad (5.24)$$

Тогда поглощенная при таком ходе u_0 аппаратом кинетическая энергия, равная площади соответствующего криволинейного треугольника, показанного на рис. 5.6,

$$\begin{aligned} W &= \int_0^{u_0} \frac{(c+1)\Theta}{l^{c+1}} u^c du = \frac{\Theta}{l^{c+1}} \left[\frac{S_0 l^{c+1}}{(c+1)\Theta} \right]^{1+1/c} = \\ &= \frac{S_0}{c+1} \left[\frac{S_0 l^{c+1}}{(c+1)\Theta} \right]^{1/c} = \frac{l S_0}{c+1} \left[\frac{l S_0}{\Theta(c+1)} \right]^{1/c}. \end{aligned}$$

Таким образом, задача сводится к решению уравнения

$$\frac{IS_0}{c+1} \left[\frac{IS_0}{\Theta(c+1)} \right]^{1/c} = W_0, \quad (5.25)$$

в котором неизвестной величиной является c , а значения остальных параметров (I , S_0 , W_0 , Θ) заданы.

Уравнение (5.25) имеет корень $c = 2$, в чем можно убедиться непосредственной подстановкой в него соответствующих значений W_0 и S_0 из формул (5.20) и (5.22) и значения D . Для аппарата Ш-1-ТМ

$$D = 3\Theta/\beta. \quad (5.26)$$

Значение $c = 2$ отвечает жесткой характеристике аппарата Ш-1-ТМ.

Исследуем вопрос о существовании других корней уравнения (5.25). Если найдутся несколько корней этого уравнения и они будут меньше единицы, что отвечает случаю мягких связей, то в соответствии с ранее изложенным нужно взять наименьший из таких корней.

Для решения поставленной задачи рассмотрим зависимость (рис. 5.7)

$$W(c) = \frac{IS_0}{c+1} \left[\frac{IS_0}{\Theta} \frac{1}{c+1} \right]^{1/c}. \quad (5.27)$$

Исследование этой зависимости показывает, что при $IS_0/\Theta < 1$ функция $W(c)$ имеет вид кривой 2. Корни уравнения (5.25) получаются в точках пересечения кривых $W(c)$ с горизонтальной линией $W = W_0$.

Анализируя полученные результаты, приходим к выводу, что при $IS_0/\Theta > 1$ (кривая 1) уравнение (5.25) имеет единственный корень $c = 2$ и построение аппарата с требуемой мягкой характеристикой невозможно, если эта искомая характеристика описывается степенной зависимостью (5.17). Если $IS_0/\Theta \leq 1$ и $W_{\max} > W_0$, то, помимо корня $c_1 = 2$, существует еще один корень — c_2 уравнения (5.25). Очевидно, что $c_2 < c_{\max}$, где $c_{\max}$ — точка экстремума функции $W(c)$, определяемая из условия равенства нулю производной этой функции:

$$\frac{1}{c^2} \left[\ln(c+1) - c - \ln \frac{IS_0}{\Theta} \right] = 0. \quad (5.28)$$

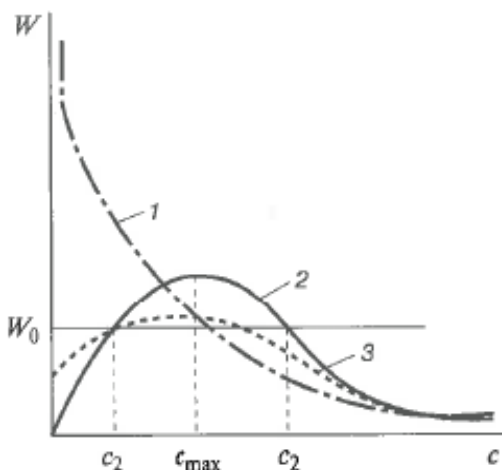


Рис. 5.7. Общий вид зависимости энергии, поглощенной аппаратом, от показателя c при значении параметра $\frac{IS_0}{\Theta}$ больше единицы (кривая 1), меньше единицы (кривая 2) и равно единице (кривая 3)

Если найденное таким образом значение c_2 удовлетворяет условию $c_2 < 1$, то это и будет искомое значение показателя степени для определения мягкой характеристики.

В результате совместного решения уравнений (5.25) и (5.27) исходя из статистических данных по массе и скорости соударения вагонов получены параметры: $c_1 = 2$, $c_2 = 0,6$ [28]. Значение $c_1 = 2$ отвечает исходной жесткой характеристике аппарата Ш-1-ТМ, а значение $c_2 = 0,6$ — искомой мягкой характеристикой. Подставляя $c_2 = 0,6$ в (5.17), получаем искомую зависимость

$$S = D|u|^{0,6} \operatorname{sign} u. \quad (5.29)$$

Таким образом, возможно построение поглощающего аппарата с мягкой силовой характеристикой, который будет лучше аппарата с жесткой характеристикой по уровню продольных сил во всем диапазоне скоростей соударения, встречающихся при поездной и маневровой работе. Расчет мягкой характеристики может выполняться при аппроксимации ее функциональной зависимостью другого вида.

5.4. Обобщенный расчет нестационарных процессов

При расчете поездных режимов обычно используется уравнение движения поезда, которое не содержит неизвестную силу реакции рельсов, а именно она является внешней силой, приводящей поезд в движение. Эта сила считается задаваемой.

В связи с необходимостью комплексной оценки динамического состояния поезда с учетом сил взаимодействия между колесами и рельсами рассмотрен общий вывод уравнения движения поезда, недеформируемого в направлении движения тела [51].

В результате теоретического анализа получены уравнения массы поезда m и суммарной касательной составляющей силы реакции рельсов на колеса локомотива F :

$$m(1 + \gamma) \frac{dv}{dt} = \frac{L}{R_0} - W_0 - W_1 - mg \sin \alpha; \quad (5.30)$$

$$F = \left[1 - \frac{\sum \left(I_{0j} + \frac{r_0^2}{r_{я}^2} I_{яj} \right)}{R_0^2 (1 + \gamma) m} \right] \left(\frac{L}{R_0} - W_0 \right) + c_0 + \\ + [W_1 + mg \sin \alpha] \frac{\sum \left(I_{0j} + \frac{r_0^2}{r_{я}^2} I_{яj} \right)}{R_0^2 (1 + \gamma) m}, \quad (5.31)$$

где γ — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей поезда; v — скорость движения поезда; t — время; L — суммарный момент пар сил, приведенный к колесным парам локомотива; R_0 — ради-

ус колес локомотива; W_0 — основное сопротивление движению локомотива; W_1 — основное сопротивление движению вагонов; g — ускорение свободного падения; α — угол подъема пути; I_{0j} — момент инерции локомотивной колесной пары вместе с шестернями вокруг оси вращения; I_{aj} — момент инерции якоря двигателя вместе с малыми шестернями вокруг оси вращения; r_a, r_0 — радиусы малой (ведущей) и большой (ведомой) шестерен; c_0 — аэродинамическое сопротивление локомотива.

Равенство (5.31) выражает зависимость касательной силы F реакции рельсов от крутящего момента L , приложенного к осям колесных пар локомотива.

Величины L , W_0 , c_0 и W_1 являются функциями скорости v , и величина силы тяги является функцией скорости, которая, в свою очередь, определяется уравнением (5.30).

Таким образом, динамическое состояние поезда при отсутствии боксования локомотива определяется не одним уравнением (5.30) движения поезда, как это имеет место в существующей программе тяговых расчетов, а системой уравнений (5.30) и (5.31), содержащих две неизвестные функции: скорость $v(t)$ движения поезда и суммарную касательную силу $F(t)$ реакции рельсов на колеса локомотива. Сила $F(t)$ не является задаваемой силой, а (как и, вообще говоря, в динамике систем со связями) есть искомая величина.

Внешней к поезду силой является касательная сила реакции рельсов. Эта сила действительно приложена от рельсов к колесам локомотива. Она определяется по формуле (5.31) с учетом уравнения (5.30).

Приведенный к колесным парам момент $L = \frac{r_0}{r_a} \sum L_j$ реализуется с помощью пар сил, одна из которых приложена к зубьям зубчатых колес, скрепленных с колесами локомотива, а другая — к шейкам осей со стороны букс. Момент же L_j представляет собой равнодействующий момент пар сил, приложенных к проводникам тока якорей двигателей.

Обратим внимание на важные положения, имеющие принципиальное значение при применении уравнений (5.30) и (5.31) движения поезда для описания динамического состояния его как системы.

При написании указанных уравнений считали, что все вагоны вместе с локомотивом в любой момент времени имеют одинаковые перемещения, скорости и ускорения.

Во всех случаях неустановившегося движения поезда (трогание с места, торможение и движение по переломам профиля пути) вагоны в любой момент времени имеют различные скорости и ускорения. В результате внутри поезда могут возникать продольные силы. В связи с вождением длинных и соединенных тяжеловесных поездов нельзя не считаться с внутренним динамическим состоянием поезда. Возникающие при движении продольные силы могут оказать влияние на режим ведения поезда, скорость и время хода.

С помощью уравнений (5.30) и (5.31) нельзя определить динамические силы внутри поезда и оценить способы управления движением, при которых обеспечивается нормальное динамическое состояние подвижного состава и перевозимых грузов. Для этого они должны быть дополнены системой дифференциальных уравнений, учитывающей продольные динамические силы в междвагонных соединениях S_i поезда как системе масс, которая в общем случае представляется в виде

$$\left. \begin{aligned} m\dot{v}_i &= S_i - S_{i+1} + F_i \quad (i = 1, 2, \dots, N, S_1 = S_{N+1} = 0); \\ \dot{y}_i &= v_{i-1} - v_i \quad (i = 2, 3, \dots, N); \\ \dot{x}_1 &= v_1, \end{aligned} \right\} \quad (5.32)$$

где $\dot{y}_i$ — относительная скорость экипажа; F_i — сила тяги; $\dot{x}_1$ — скорость.

Система уравнений (5.30) — (5.32) позволяет одновременно с продольными силами определять и силу тяги, скорость движения, расстояние, проходимое поездом, время хода, профиль пути и т. п., т. е. решать все задачи обобщенных расчетов при непрерывном изменении действующих факторов.

Силу тяги или торможения при тяговых расчетах ограничивают в соответствии с ПТР нормами продольных сил при трогании с места, разгоне, движении по подъему, а также при подталкивании или электрическом торможении локомотивами.

Следует отметить, что численное интегрирование уравнений (5.32) для поезда как системы дискретных масс требует большого количества машинного времени. Поэтому эту систему уравнений целесообразно использовать при составлении режимных карт для оценки переходных режимов движения, когда ожидаются большие силы в поезде, а длительные тяговые расчеты на больших перегонах и направлениях для графика движения выполнять с использованием уравнений (5.30) и (5.31).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Возможность повышения массы и длины грузовых поездов определяется условиями тяги и торможения. Массу поезда выбирают исходя из условий безостановочного движения с расчетной скоростью по лимитирующему подъему. При торможении должны быть обеспечены эффективность тормозных средств, достаточная плавность движения, хорошая управляемость и неистощимость автотормозов. Рост массы поездов достигается при увеличении вместимости, грузоподъемности и осности вагонов, повышении осевых нагрузок подвижного состава.

При решении задач динамики поезда важно сочетание теоретических и экспериментальных методов исследования. В результате теоретического анализа снижается объем испытаний для уточнения расчетных схем и определения параметров исследуемых объектов при их внедрении.

Проанализированы и обобщены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики поезда. Приняты перспективные условия эксплуатации железных дорог: мощные секционные локомотивы, большегрузные многоосные вагоны, быстродействующие пневматические и электропневматические тормоза, композиционные тормозные колодки, обладающие большой износостойкостью и высоким коэффициентом трения, автоматические регуляторы силы нажатия колодок в зависимости от загрузки вагонов и авторегуляторы зазоров в рычажных передачах, гидрогазовые и эластомерные поглощающие аппараты автосцепки с повышенной энергоемкостью и стабильными нежесткими силовыми характеристиками.

Рассмотрены критические, наиболее опасные переходные режимы движения: трогание с места и движение поезда при резком изменении силы тяги; экстренное торможение с локомотива и различных мест состава; торможение в соединенных поездах; пневматическое торможение при повреждении цепи электропневматического тормоза; торможение при разнотипных воздухораспределителях и тормозных колодках.

Переходные режимы исследовали исходя из условия безопасности движения по прочности и устойчивости подвижного состава. Расчеты переходных режимов выполнены численным интегрированием систем нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих движение поезда как совокупности дискретных масс с упруговязкими связями. Для сверхдлинных соединенных поездов использовали эквивалентную систему дифференциальных уравнений с уменьшенным их числом и специально подобранными параметрами.

Укороченная эквивалентная система дифференциальных уравнений движения эффективна в обобщенных тяговых расчетах при выборе режимов ведения длинносоставного поезда с учетом ограничения по уровню продольных динамических и квазистатических сил. Одновременно с продольными силами определяются сила тяги, скорость движения, расстояние и время хода, профиль пути при непрерывном изменении действующих факторов.

С учетом действия авторежима уточнена комплексная математическая модель динамики поезда, обеспечивающая совместное исследование продольных динамических сил в поезде и воздействия, создаваемые краном машиниста и контроллером.

Применение полных и укороченных систем дифференциальных уравнений движения поезда, моделей газодинамических процессов в тормозной сети, уравнений состояния эквивалентных межвагонных соединений, которыми учитываются суммарные относительные перемещения групп вагонов, увеличивает возможности теоретических исследований.

Анализ результатов, полученных при математическом моделировании, обобщение опытных данных выявили сущность и закономерности нестационарных процессов торможения поезда. Квазистатическое нагружение продольными силами грузовых поездов при торможении с использованием воздухораспределителей состава определяется только внешними тормозными силами, а динамическое нагружение зависит также от зазоров в автосцепном оборудовании и силовой характеристики поглощающих аппаратов. Уровень квазистатических продольных сил зависит от скорости распространения тормозной волны, времени наполнения цилиндров и характера роста тормозных сил вагонов.

Динамические продольные силы, действующие на подвижной состав при переходных режимах движения, характеризуются коэффициентом продольной динамики: среднее значение коэффициента составляет при трогании 1,6, а при торможении — 2,0.

В соединенных грузовых поездах при взятии состава с места и ведении его по участку сила толкания локомотива, стоящего в составе, ограничивается 0,7 МН. Допустимый уровень продольных сжимающих сил от электрического торможения локомотивами, находящимися в голове поезда, определяется исходя из устойчивости вагонов от выжимания и зависит от типа и степени загрузки вагонов. Автоматизация процессов перехода локомотивов из режима выбега в режим реостатного или рекуперативного торможения позволяет плавно реализовать необходимую тормозную силу при нормативных значениях продольных сил в поезде.

С целью уменьшения вероятности схода порожних вагонов в грузовых поездах разработаны методы управления автотормозами. Меньшие продольные силы возникают в том случае, когда легковесные вагоны находятся в хвостовой части состава, а полное служебное тормо-

жение выполняется снижением давления в магистрали несколькими ступенями. Квазистатические продольные силы, действующие на вагоны при замедлении состава только электрическими или пневматическими тормозами локомотива, ограничиваются временем набора позиций и тормозной силой.

Продольные силы, возникающие в грузовых поездах при переходных неустановившихся режимах движения, являются одним из основных показателей, учитываемых при прочностных, тяговых и тормозных расчетах подвижного состава. В самых тяжелых режимах трогания с приложением наибольшей силы тяги или в случаях экстренных торможений с локомотивов и составов значение продольных динамических сил не должно превышать 2,5 МН. При полных служебных торможениях продольные динамические силы в однородном поезде не должны превышать 1,5 МН, а в неоднородном — 2 МН; при регулировочных торможениях — соответственно 1,2 и 1,5 МН. Наибольшие значения замедлений при переходных режимах движения тяжеловесных поездов не должны превышать 30 м/с². Предельное значение динамических сил в грузовом поезде с электропневматическим управлением тормозами составляет 1 МН, а при повреждении электрической цепи в момент торможения — 2 МН.

В качестве перспективного вида тяги, допускающего эксплуатацию в поездах вагонов современных конструкций, принята трехкратная тяга шестиосными электровозами и двукратная восьмиосными с осевой нагрузкой 27 тс. Реализуемая сила тяги при трогании поезда с места составит 1,4 МН. Коэффициент сцепления колес с рельсами при определении продольных сил на расчетном подъеме принят 0,25, а при трогании с места — 0,32. При проектировании грузовых вагонов, рассчитанных на нагрузку от колесной пары на рельсы 23 — 25 тс, предусмотрено использование груженого режима воздухораспределителей с коэффициентом силы нажатия композиционных колодок 0,20 — 0,22. В сверхдлинных грузовых поездах эффективны радиосинхронизация и электропневматическое управление тормозами.

Список литературы

1. Автосцепные устройства подвижного состава железных дорог / В. В. Коломийченко, В. И. Беляев, И. Б. Феокистов, Н. А. Костина. М.: Транспорт, 2002. 230 с.
2. Алгоритм расчета переходных процессов в пневматической тормозной магистрали грузового поезда / Г. В. Гогричиани, В. В. Крылов, В. Н. Ефремов, Н. Н. Петров, Т. Н. Королева // Вестник ВНИИЖТ. 1999. № 6. С. 30 – 33.
3. Беспалько С. В., Корниенко Н. А. Математическая модель гидрогазового площающего аппарата ГА-500 // Вестник ВНИИЖТ. 2001. № 3. С. 41 – 46.
4. Блохин Е. П., Гребенюк П. Т. Динамика поезда / Железнодорожный транспорт: Энциклопедия. М.: Большая Российская энциклопедия, 1994. С. 113 – 116.
5. Бойчевский О. Г., Гребенюк П. Т. Продольные динамические усилия в поездах весом 7500 т // Вестник ВНИИЖТ. 1960. № 1. С. 14 – 16.
6. Бондаренко Н. В., Гребенюк П. Т. Расчет продольных усилий в длинносоставных поездах с авторежимами / Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1989. С. 67 – 72.
7. Буше Н. А. Трение, износ и усталость в машинах (Транспортная техника). М.: Транспорт, 1987. 223 с.
8. Вершинский С. В., Бойчевский О. Г., Гребенюк П. Т. Исследование площающих аппаратов автосцепки // Вестник ВНИИЖТ. 1962. № 6. С. 3 – 7.
9. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагонов. М.: Транспорт, 1991. 360 с.
10. Вуколов Л. А., Колесников В. И. Пути повышения износостойкости пары трения композиционная тормозная колодка — колесо тормозных устройств подвижного состава / Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1989. С. 27 – 36.
11. Гогричиани Г. В., Казаринов А. В. Повышение точности измерений и регистрации давления сжатого воздуха при испытаниях тормозных систем подвижного состава // Вестник ВНИИЖТ. 2003. № 2. С. 3 – 6.
12. Горин А. Ф. К расчету газодинамических процессов в тормозной магистрали поездов // Вестник ВНИИЖТ. 1972. № 8. С. 50 – 52.
13. Гребенюк П. Т. Динамика торможения тяжеловесных поездов. М.: Транспорт, 1977. 152 с.
14. Гребенюк П. Т. Динамика торможения грузовых поездов // Вестник ВНИИЖТ. 2002. №1. С. 17 – 22.
15. Гребенюк П. Т. Исследование процессов торможения сдвоенных грузовых поездов / Сб. науч. трудов ЦНИИ МПС. Вып. 462. М.: Транспорт, 1972. С. 32 – 41.
16. Гребенюк П. Т. Методика расчета продольных усилий в поездах при торможении / Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1975. С. 37 – 50.
17. Гребенюк П. Т. Правила тормозных расчетов / Труды ВНИИЖТ. М.: Интекст, 2004. 112 с.
18. Гребенюк П. Т. Переходные режимы движения длинносоставных поездов на спусках // Вестник ВНИИЖТ. 2001. №3. С. 31 – 35.
19. Гребенюк П. Т. Продольная динамика поезда / Труды ВНИИЖТ. М.: Интекст, 2003. 95 с.
20. Гребенюк П. Т. Продольные усилия в грузовых поездах при электропневматических тормозах / Сб. науч. трудов ЦНИИ МПС. Вып. 413. М.: Транспорт, 1970. С. 9 – 16.
21. Гребенюк П. Т. Продольные усилия при торможении в объединенных грузовых поездах // Электрическая и тепловозная тяга. 1971. № 11. С. 32 – 34.
22. Гребенюк П. Т., Верхотуров В. К. Номограммы регулировочных торможений тяжеловесных поездов на спусках // Вестник ВНИИЖТ. 1994. №1. С. 16 – 20.
23. Гребенюк П. Т., Голиков А. Ф. Распространение тормозной и ударной волны в поезде из восьмиосных цистерн // Вестник ВНИИЖТ. 1993. № 7. С. 39 – 43.

24. Гребенюк П. Т., Долганов А. Н., Скворцова А. И. Тяговые расчеты: Справочник / Под ред. П. Т. Гребенюка. М.: Транспорт, 1987. 272 с.
25. Гребенюк П. Т., Евдокимов Ю. А., Коротков В. М. Трение и износ в коллекторно-щеточном узле // Вестник ВНИИЖТ. 1991. № 1. С. 20 – 25.
26. Гребенюк П. Т., Лейко Н. Н. Тяга и торможение тяжеловесных поездов-апатитовозов // Вестник ВНИИЖТ. 1998. № 2. С. 19 – 24.
27. Гребенюк П. Т., Охотников А. В. Моделирование и опытная проверка режимов торможения тяжеловесных грузовых поездов // Вестник ВНИИЖТ. 1990. № 6. С. 34 – 37.
28. Гребенюк П. Т., Панькин Н. А., Филимонов А. М. Методика расчета мягкой характеристики межвагонных соединений / Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. М.: Транспорт. С. 66 – 71.
29. Гребенюк П. Т., Панькин Н. А., Филимонов А. М. Метод исследования процессов распространения возмущений в сверхдлинных и соединенных поездах // Вестник ВНИИЖТ. 1977. № 1. С. 1 – 4.
30. Гребенюк П. Т., Першин В. Я., Тимошук А. И. Продольные силы в грузовых поездах при торможении // Вестник ВНИИЖТ. 1980. № 5. С. 6 – 8.
31. Гребенюк П. Т., Першин В. Я., Тимошук А. И. Исследование торможения поезда, оборудованного гидрогазовыми поглощающими аппаратами / Сб. науч. трудов. М.: Транспорт, 1980. С. 9 – 12.
32. Динамическая нагруженность элементов железнодорожных цистерн при сверхнормативных ударах в автосцепку / Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, М. Б. Кельрих / Тезисы докладов на X Международной конференции. Днепропетровск: Арт-Пресс, 2000. С. 28 – 29.
33. Иноземцев В. Г., Гребенюк П. Т. Нормы и методы расчета автотормозов. М.: Транспорт, 1971. 56 с.
34. Исследование динамики поезда с гидрогазовыми поглощающими аппаратами ГА-500 / С. В. Вершинский, П. Т. Гребенюк, Г. В. Костин, А. Д. Кочнов, Ю. М. Черкашин / Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. Вып. 649. М.: Транспорт, 1982. С. 49 – 65.
35. Казаринов В. М., Гребенюк П. Т. О продольных усилиях при торможении грузовых поездов чугунными и композиционными колодками // Вестник ВНИИЖТ. 1961. № 7. С. 32 – 34.
36. Казаринов В. М., Гребенюк П. Т. Тормозные расчеты для поездов с композиционными колодками // Железнодорожный транспорт. 1961. № 5. С. 42 – 44.
37. К задаче о регулировочном торможении поезда, движущегося по пути ломаного профиля / Е. П. Блохин, Л. В. Белик, Е. Л. Стамблер, Л. Г. Маслеева, П. Т. Гребенюк / Сб. науч. трудов ДИИТ. Вып. 152. Днепропетровск, 1973. С. 79 – 85.
38. Козубенко В. Г., Меньяло С. Н. Повышение управляемости тормозов в длинноостановных поездах при отпуске // Вестник ВНИИЖТ. 1992. № 1. С. 54 – 60.
39. Костин Г. В., Черкашин Ю. М., Кочнов А. Д. Некоторые задачи продольной динамики поездов / Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1992. С. 32 – 50.
40. Контактно-усталостная прочность колес грузовых вагонов / Под ред. С. М. Захара. М.: Интекст, 2004. 160 с.
41. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств: Избранные труды. Киев: Наукова думка, 1985. 528 с.
42. Лисицын А. Л., Мугинштейн Л. А. Нестационарные режимы тяги М.: Интекст, 2003. 343 с.
43. Лужнов Ю. М. Сцепление колес с рельсами: природа и закономерности. М.: Интекст, 2003. 144 с.
44. Математическая модель для расчета продольной динамики поезда с учетом газодинамических процессов в тормозной магистрали / В. Д. Верескун, П. Т. Гребенюк, В. Г. Козубенко, А. В. Охотников / Тезисы докладов IX Международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта» / ДИИТ, 1996. С. 11.
45. Международные испытания универсального электропневматического тормоза / В. Г. Иноземцев, В. В. Крылов, М. Д. Фокин, В. Ф. Ясенцев / Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. Вып. 529. М.: Транспорт, 1975. С. 4 – 14.

46. Меняйло С. Н. Аналитическое решение дифференциального уравнения газодинамических процессов отпуска тормозов / Сб. науч. трудов РИИЖТ. Ростов-на-Дону, 1991. С. 111 – 116.
47. Моделирование работы системы «воздухораспределитель — авторежим» грузовых вагонов в процессе неустановившегося торможения поездов / Н. В. Бондаренко, В. В. Крылов, Ю. М. Черкашин, Г. В. Костин / Сб. науч. трудов ДИИТ. Днепропетровск, 1982. С. 22 – 29.
48. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Изменения и дополнения. Утв. МПС 22.01.96 г. / ГосНИИВ — ВНИИЖТ, 1996. 352 с.
49. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Харрис, С. М. Захаров. М.: Интекст, 2002. 408 с.
50. О переходных режимах движения поезда, оборудованного гидрогазовыми поглощающими аппаратами / Е. П. Блохин, П. Т. Гребенюк, З. О. Каракашьян, Е. Л. Стамблер, В. Я. Першин. — В кн.: Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. Киев: Наукова думка, 1976. С. 54 – 64.
51. Панькин Н.А., Гребенюк П.Т. Уравнения движения поезда для обобщенных тяговых расчетов / Сб. науч. трудов ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1989. С. 15 – 21.
52. Першиц Ю. И., Каплунова О. Б. Оперативное прогнозирование продольных сил при трогании неоднородных грузовых поездов // Вестник ВНИИЖТ. 1989. № 5. С. 3 – 6.
53. Правила тяговых расчетов для поездной работы. М.: Транспорт, 1985. 287 с.
54. Программно-аппаратный комплекс для выбора и отработки рациональных режимов ведения поезда / Е. П. Блохин, В. В. Глухов, И. И. Железнов, В. В. Жижко, Л. В. Урсуляк / Тезисы докладов на X Международной конференции. Днепропетровск: Арт-Пресс, 2000. С. 26.
55. Продольная динамика в объединенных поездах повышенного веса / О. Г. Бойчевский, П. Т. Гребенюк, Е. П. Блохин, Г. В. Костин // Железнодорожный транспорт. 1971. № 6. С. 55 – 59.
56. Распространение продольных сил и ускорений в поезде при нелинейных упруго-вязких связях / Н. А. Панькин, П. Т. Гребенюк, В. Я. Першин, А. И. Тимошук // Вестник ВНИИЖТ. 1975. № 2. С. 21 – 24.
57. Результаты международных испытаний однопроводного электропневматического тормоза в грузовых поездах / Н. А. Албегов, В. Ф. Ясенцев, В. И. Астахов, Л. В. Козюлин / Сб. науч. трудов ЦНИИ МПС. Вып. 462. М.: Транспорт, 1972. С. 3 – 20.
58. Система дистанционного измерения продольных сил в поездах повышенной массы и длины / Л. А. Мутинштейн, В. И. Рахманинов, М. С. Пясик, И. А. Ябло / Материалы 8-й Международной конференции Ассоциации тяжеловесного движения. Бразилия, 2005.
59. Снижение динамических сил при электрическом торможении / Н. А. Панькин, И. Б. Башук, П. Т. Гребенюк, А. М. Филимонов // Железнодорожный транспорт. 1975. № 1. С. 51 – 53.
60. Феоктистов И. Б., Степанов А. Н. Упругие характеристики эластомерного материала для поглощающих аппаратов автосцепного устройства // Вестник ВНИИЖТ. 2003. № 5. С. 20 – 23.
61. Черкашин Ю. М. Динамика наливного поезда / Труды ВНИИЖТ. Вып. 543. М.: Транспорт, 1975. 136 с.
62. Экспериментальные исследования продольных усилий в грузовых поездах массой 10 000 т при переходных режимах движения / О. Г. Бойчевский, П. Т. Гребенюк, Е. П. Блохин, И. Б. Феоктистов / Труды ЦНИИ МПС. Вып. 425. М.: Транспорт, 1970. С. 55 – 85.
63. Gar and locomotive cyclopedia of American practices. New-Jork, 1974. 1020 p.
64. Jane's World Railway. London, 1975. 588 p.
65. Qualiti track for heavy // Progressive Railroading. 1982. № 4. P. 71 – 72.
66. Dowson D. Progress in tribology: a historical perspective / New directions in Tribology. London, 1997. P. 3 – 20.
67. Krettek O., Abdel Aal U., Zobory J. Modellierung der Klötzbremse // ZEV+DET Glas. Ann. 1994. V. 118. Nr. 6. S. 315 – 323.

Оглавление

Введение.....	3
1. Продольные колебания в поезде при пружинно-фрикционных межвагонных соединениях	
1.1. Продольные силы при соударении вагонов.....	9
1.2. Исследование однородных поездов.....	11
1.3. Исследование поездов из большегрузных вагонов.....	16
2. Динамика тяги и торможения тяжеловесных поездов	
2.1. Трогание сверхдлинных поездов.....	23
2.2. Торможение неоднородных соединенных поездов.....	27
2.3. Влияние характеристик состава на продольные силы.....	31
3. Особые режимы торможения	
3.1. Электропневматическое управление тормозами.....	37
3.2. Совместное торможение с использованием различных воздухораспределителей.....	43
3.3. Торможение чугунными и композиционными колодками.....	50
4. Продольные колебания в поезде при упруговязких межвагонных связях	
4.1. Особенности нелинейных упруговязких связей.....	57
4.2. Распространение продольных сил и ускорений в поезде с нелинейными связями.....	59
4.3. Квазимягкие силовые характеристики поглощающих аппаратов.....	65
5. Особые методы теоретического исследования динамики поезда	
5.1. Математическая модель газодинамических процессов в тормозной сети с авторежимами.....	69
5.2. Аналитический метод исследования продольных сил в поезде при статическом и динамическом нагружении.....	74
5.3. Методика расчета мягкой характеристики межвагонных соединений.....	82
5.4. Обобщенный расчет нестационарных процессов.....	87
Заключение.....	90
Список литературы.....	93

Научно-техническое издание

Петр Тимофеевич Гребенюк

Нестационарные процессы торможения

Набор Н. Б. Власова	ИД № 03864 от 30.01.2001
Верстка Н. Д. Муравьева	ООО «Интекст», 117556, Москва,
Компьютерная графика О. А. Гужновская	ул. Болотниковская, д. 5,
Корректор Л. А. Шарапова	корп. 3, офис 2
Подписано к печати 20.12.2005.	Отпечатано
Формат 60×90 1/16. Усл. печ. л. 6.	в ОАО «Типография № 9».
Уч.-изд. л. 6,5. Тираж 1000 экз. Заказ 1608.	109033, Москва, Волоцкая ул., 40.



Петр Тимофеевич Гребенюк —
главный научный сотрудник ВНИИЖТ,
доктор техн. наук, профессор, автор
ряда книг, в том числе монографий
и справочников, по продольной динамике
поезда, тяговым расчетам, тормозам
подвижного состава

В исследуемой механической системе со сложными нестационарными колебательными процессами продольные динамические возмущения обусловлены силой тяги локомотивов, переломами профиля и плана пути, торможением и отпуском тормозов, сопротивлением движению подвижного состава.

В предлагаемой вниманию читателей книге, которая издается к 80-летию автора, рассмотрены различные этапы многолетних исследований продольной динамики поезда, проведены анализ, систематизация и обобщение накопленных материалов.

Учтены критические переходные режимы движения при нестационарных процессах торможения, характеризующихся возникновением в составе сверхнормативных продольных сил. Рассмотрены продольные колебания в грузовых поездах при различных характеристиках межвагонных связей. Определены технические требования к конструкциям и правилам эксплуатации подвижного состава на перспективу.



ISBN 589277068-0



9 785892 770682