

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

---

На правах рукописи

Н.М.ХАЧАПУРИДЗЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ ЭВМ ПРОДОЛЬНЫХ  
КОЛЕБАНИЙ ПОЛУВАГОНОВ ПРИ СОУДАРЕНИЯХ

( диссертация написана на русском языке )

(05.025. Динамика и прочность машин, приборов и  
аппаратуры )

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Днепропетровск  
1972

НТБ  
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта и в Днепропетровском отделении Института механики АН УССР.

#### НАУЧНЫЕ РУКОВОДИТЕЛИ:

Заслуженный деятель науки УССР, член-корреспондент АН УССР, доктор технических наук, профессор В.А.ЛАЗАРЯН.

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник Л.А.МАНАШКИН.

#### ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

Доктор технических наук, профессор В.Б.МЕДЕЛЬ.

Кандидат технических наук, доцент С.И.КОНАШЕНКО.

Ведущее предприятие (учреждение) - ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ВАГОНОСТРОЕНИЯ.

Автореферат разослан 29 января 1972 г.

Защита диссертации состоится "9" марта 1972 г. на заседании Ученого Совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта (г.Днепропетровск, 10, ул. Университетская, 2).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы просим направлять в двух экземплярах по адресу: г.Днепропетровск-10, Университетская, 2, Институт инженеров железнодорожного транспорта.

Ученый секретарь С  
докт. техн. наук, профес

А. Е. БЕЛАН

НТБ  
ДНУЖТ

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР  
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

На правах рукописи

Н.М. ХАЧАПУРИДЗЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ ЭВМ ПРОДОЛЬНЫХ  
КОЛЕБАНИЙ ПОЛУВАГОНОВ ПРИ СОУДАРЕНИЯХ

( диссертация написана на русском языке)

(05.025. Динамика и прочность машин, приборов и  
аппаратуры)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Днепропетровск  
1972

НТБ  
ДНУЖТ

46549

Увеличение грузооборота железных дорог требует ускорения переработки вагонов на сортировочных станциях. Скорости соударений вагонов повышаются, что приводит к увеличению сил, действующих на вагоны.

Исследования продольных сил в междувагонных соединениях посвящены работы Н.Е.Луковского, Б.А.Лазаряна, С.Б.Вершинского, Л.Н. Никольского, В.Б.Медея, И.П. Исаева и других авторов.

В проведенных ранее теоретических исследованиях вагон рассматривается как абсолютно твердое тело. В тех случаях, когда продольная податливость конструкции вагона принимается во внимание, ее имитируют упругим элементом, включенным последовательно с поглощающим аппаратом, а массу вагона полагают сосредоточенной в одной точке. При проведении исследований с такими допущениями обычно ограничивается изучением продольных усилий только на соударяемом конце и не интересуются их распределением вдоль кузова вагона.

В настоящее время в Днепропетровском отделении Института механики АН УССР, в ЦНИИ МПС, БИТМ, ВНИИВ, ДИИТ,МИИТ, а также на КВЗ и УВЗ проводятся обширные теоретические и экспериментальные исследования сил, действующих на конструкции вагонов при технологических и аварийных продольных ударах. При теоретических исследованиях задачу решают как аналитически, так и с помощью ЭВМ. Что же касается экспериментальных исследований, то они проводятся как с реальными вагонами, так и с их макетами.

Очевидно, что для прочностных расчетов элементов конструкций вагонов недостаточно знать силы, действующие на вагон со стороны автосцепки, но и необходимо детально

Н.Е.ЛУКОВСКИЙ  
ДНУЖТ

изучить распределение сил по длине вагона.

Основным назначением поглощающих аппаратов, которыми оборудован грузовой подвижной состав, является предохранение вагонов и грузов, перевозимых в них, от разрушающего действия ударных нагрузок.

Прилагаемые в настоящее время упруго-фрикционные поглощающие аппараты, которыми в основном оборудован грузовой подвижной состав железных дорог СССР, не в полной мере отвечают требованиям, предъявляемым к ним современными условиями эксплуатации. Поэтому в эксплуатации нередко наблюдаются случаи повреждения вагонов и грузов.

Создание поглощающих аппаратов, в полной мере отвечающих современным и перспективным условиям эксплуатации подвижного состава, сдерживается отсутствием научно обоснованных требований, предъявляемых к их конструкциям.

На основании проведенных Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта, Брянским институтом транспортного машиностроения, Московским и Днепропетровским институтами инженеров железнодорожного транспорта, Всесоюзным научно-исследовательским институтом вагоностроения, Уральским и Кировским вагоностроительными заводами, Днепропетровским отделением Института механики АН УССР теоретических и экспериментальных исследований разработаны и обоснованы требования на проектирование поглощающих аппаратов для грузовых вагонов. Эти требования нашли свое отражение в статье Л.Н.Никольского, Н.Г.Беспалова, Е.П.Елохина "Требования на проектирование поглощающих аппаратов". (Железнодорожный транспорт, № II, М., 1970).

НТБ  
ДНУЖТ

Разработка требований на проектирование поглощающих аппаратов, а также продолжение исследований "влияния показателей работы поглощающих аппаратов на уровень продольных сил, сохранность конструкции вагона и перевозимого груза при соударениях и в поездах перспективного веса" (из постановления комиссии вагонного хозяйства научно-технического совета МПС от 16 марта 1970 г.) привели к необходимости создания новых приемов и методов теоретического и экспериментального исследования подвижного состава железных дорог.

Целью настоящей работы является разработка методики исследования распределения усилий вдоль вагонов при соударениях их через упруго-фрикционные амортизаторы с различными нелинейными характеристиками, а также изучение влияния параметров поглощающих аппаратов на распределение усилий по длине вагона.

Вагон представляет собой сложную деформируемую механическую систему. Основное сопротивление продольным нагрузкам оказывает хребтовая балка. Поэтому при рассмотрении только продольных колебаний вагон представляется в виде одномерной системы - стержня. В работе на основании сопоставления сил, измеренных\* в опытах по жестким соударениям двух груженых полувагонов, с силами, которые рассчитаны по известной формуле, выведенной для случаев продольного соударения стержней, сделано заключение о допустимости замещения в этих случаях кузова вагона стержнем.

---

\* Испытания опытных образцов гидравлических поглощающих аппаратов. Отчет МИИТ инв. № 25431, т. I, 1964.

НТБ  
ДНУЖТ

В работе предполагается, что удар центральный, эквивалентные вагону стержни не теряют устойчивости, при ударе, а деформации их не превышают значений, соответствующих пределу упругости.

Работа состоит из шести глав.

В первой главе описана методика электронного моделирования процессов соударения упруго-вязких одномерных систем с помощью стандартных АВМ.

В качестве расчетной схемы четырехосного полувагона на тележках типа ЦНИИ-ХЗ-0 принят упруго-вязкий стержень с двумя симметрично расположенными сосредоточенными массами, соответствующими тележкам.

Стержень известными способами представляется в виде цепочки  $2N$  сосредоточенных масс, соединенных упруго-вязкими элементами. Движение этой цепочки описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений порядка  $2N$ .

Коэффициенты жесткости определяются исходя из жесткости полувагона, значение которой получено экспериментально по скорости бега волны деформаций в поезде в случае, когда поглощающие аппараты не работают. Коэффициенты вязкого рассеивания энергии при этом находим, исходя из добротности вагона, определенной экспериментально.

В соответствии с дифференциальными уравнениями движения рассматриваемой цепочки собрана электронная модель. В ней каждому дифференциальному уравнению второго порядка соответствует колебательное звено, построенное известными способами с использованием одного операционного усилителя. Такое построение электронной модели для исследования про-

НИИ  
ДНУЖТ

дольных колебаний упруго-вязкого стержня позволяет в 3 раза (по сравнению с обычными способами построения модели) сократить количество необходимых операционных усилителей.

При решении задачи эквивалентная одномерная система представляется цепочкой из тринадцати твердых тел, а ей соответствующая модель построена на двенадцати операционных усилителях, моделирующих деформации стержня, и четырех усилителях, моделирующих граничные условия.

Так как модель построена из колебательных звеньев и принятые в стандартных АВМ способы реализации нужных величин параметров в данном случае неприменимы, возникла необходимость разработать методику точного измерения и подбора емкостей и добротностей электрических конденсаторов на инфранизких частотах.

Задача решается с помощью АВМ ЭМУ-8. При решении задачи на машине были приняты меры, обеспечивающие устойчивую работу электронной моделирующей установки.

При решении контрольных задач для статического и стационарного нагружений погрешности, получаемые с помощью электронной модели, не превышают 3%.

С целью определения методических и приборных погрешностей при моделировании проведено сопоставление восьми первых значений собственных частот колебаний, полученных при моделировании и аналитически, а также собственных форм. При этом погрешность не превышает 7%. Таким путем и контролировалась работа электронной модели стержня.

НТБ  
ДНУЖТ

Модель двух соударяющихся вагонов в целом содержит в себе блоки для моделирования силовых характеристик фрикционных поглощающих аппаратов. Ячейка для моделирования силовой характеристики поглощающего аппарата состоит из усилителя, во входной цепи которого установлены схемы зоны нечувствительности, моделирующие зазоры, и схемы для моделирования начальной затяжки. В обратные связи усилителей включены логические ячейки, управляющие величинами сопротивлений обратных связей в зависимости от знака и скорости деформации. Ячейка имеет цепи, позволяющие реализовать различные силовые характеристики поглощающих аппаратов - линейные, жесткие и мягкие.

Контроль электронной модели в целом осуществляется путем сопоставления результатов моделирования и тех, что получены численным интегрированием при помощи ЭЦВМ "Урал-3", а также с некоторыми результатами, полученными из аналитического решения. Достаточно хорошее совпадение сопоставляемых результатов позволяет сделать вывод о возможности проведения необходимых исследований динамических процессов, протекающих при соударениях, с помощью построенной электронной модели.

Вторая глава посвящена аналитическим исследованиям продольных усилий, развивающихся в конструкциях полувагонов при соударениях. Аналитически решена задача об ударе упруго-вязкого стержня кусочно-постоянного поперечного сечения с двумя сосредоточенными массами об абсолютно жесткую преграду через амортизатор. Аналитическое решение этой задачи, использующее аппарат теории обобщенных функций, позво-

НИИ  
ДНУЖТ

ляет получить достаточно простое и удобное для программирования выражение, характеризующее изменение усилий по длине стержня.

Получены выражения для определения частот и форм собственных колебаний. На основании решения задачи в общем виде построены номограммы для отыскания собственных чисел задачи при любом значении жесткости амортизатора.

С помощью полученных в работе аналитических выражений проведено исследование влияния переменности поперечного сечения продольных балок вагона, а также величин сосредоточенных масс на распределение вдоль вагона усилий, возникающих при ударе. Показано, что распределение усилий вдоль эквивалентного кузову полувагона стержня переменного поперечного сечения несущественно отличается от аналогичного распределения, полученного при тех же условиях для эквивалентного стержня постоянного поперечного сечения.

В третьей главе проведено построение специализированной электронной модели вагона, позволяющей исследовать процессы соударения полувагонов, кузова которых рассматриваются как упругие тела. При этом принимается во внимание масса и упругие свойства буферных тел.

Проведено исследование влияния колебаний буферных тел на продольные колебания, возникающие при соударениях полувагонов. Эти исследования выявили, что максимальные значения усилий, развиваемые при соударениях полувагонов, практически не зависят от массы и жесткости буферных тел (в пределах тех значений, которые соответствуют реальным конструкциям подвижного состава).

При исследованиях процессов соударения полувагонов, когда не ставится задача исследования прочности и износа автосцепного устройства и элементов конструкции кузова, расположенных вблизи концов полувагона, массы буферных тел и деформации их можно во внимание не принимать.

Четвертая глава посвящена разработке методики определения потенциальной энергии, накапливаемой конструкцией полувагона в процессе удара.

Предлагаются способы отыскания максимальных значений потенциальной энергии как путем непосредственного использования осциллограмм (в предположении, что максимальные значения усилий имеют место в один и тот же момент времени по всей длине полувагона), так и с помощью построенной для этой цели электронной схемы.

Составлена электронная схема, позволяющая вычислить изменение во времени потенциальной энергии и регистрировать это изменение в процессе соударения полувагонов.

Пятая глава посвящена исследованиям влияния параметров упруго-фрикционных амортизаторов удара на продольные усилия, возникающие при соударениях полувагонов.

В случаях соударений вагонов с последующим сцеплением их при наличии зазоров в междувагонных соединениях при отдаче возникает повторные удары.

Увеличение жесткости амортизаторов приводит к увеличению уровня продольных сил и амплитуд их колебаний по длине полувагона как при первом, так и при повторных нагружениях амортизаторов.

Усилия при повторном нагружении (отдаче) определяются колебаниями, возникающими при повторном ударе, а также

ИТЭ  
ДНУЖТ

собственными колебаниями кузова вагона, вызванными первым ударом.

Увеличение усилий в сечениях вагона при соударениях с одной и той же начальной скоростью приводит к уменьшению значения коэффициента прикрытия вагона амортизатором, определяемого как отношение работы, произведенной при сжатии амортизатора, к части кинетической энергии удара, воспринятой амортизатором и конструкцией вагона.

При соударениях фрикционные амортизаторы начинают разгружаться тогда, когда перепад силы в амортизаторе будет больше величины силы трения в нем. Это приводит к тому, что при перепадах сил, меньших силы трения, амортизаторы ведут себя как абсолютно твердые тела и волны деформаций распространяются по обоим соударявшимся вагонам как по одному сплошному стержню. Поэтому увеличение рассеивания энергии во фрикционном амортизаторе приводит к увеличению амплитуд упругих колебаний кузова полувагона несмотря на то, что усилия при повторных ударах уменьшаются.

Амплитуды собственных упругих колебаний вагонов определялись в моменты времени, когда усилия в соединениях равны нулю (величина сжатия амортизаторов не превышает величины зазора).

Наибольшие усилия при повторном нагружении (отдаче) в определенных случаях могут появиться в средней части вагона, где происходит сложение деформаций, возникающих при повторном ударе, и деформаций, обусловленных собственными колебаниями кузова вагона, вызванными первым ударом.

НТБ  
ДНУЖТ

Величина начальной затяжки поглощающих аппаратов в пределах 0-1 5 тонн несущественно влияет на значения наибольших усилий в сечениях вагона как при первом, так и при последующих ударах.

Изменение зазоров в междывагонных соединениях в пределах 0-50 мм влияет на момент начала удара при отдаче и тем самым на фазовые соотношения между колебаниями, вызванными первым ударом и вторым (отдачей).

При исследованиях влияния форм характеристик упруго-фрикционных поглощающих аппаратов на процессы, происходящие при соударениях полувагонов, предполагается, что соударения во всех сопоставляемых случаях происходят с одной и той же скоростью. Сопоставляется распределение усилий по длине полувагонов, полученных при соударениях их через амортизаторы с различными формами характеристик (жесткой, линейной и мягкой) с параметрами, при которых получаются одинаковые значения максимальных усилий, развивавшихся в амортизаторах (величина сжатия их различна).

Сопоставление показало, что наибольшие значения усилия в сечениях, удаленных от соударяемого конца вагона, имеют место как при первом, так и при последующих нагружениях амортизаторов с мягкими характеристиками, а наименьшие значения - в случае, когда соударения происходят через амортизаторы с жесткими характеристиками, то есть при соударениях полувагонов через амортизаторы с мягкой характеристикой имеет место меньшее значение коэффициента прикрытия вагона амортизатором, чем при соударениях через амортизаторы с линейной и жесткой характеристикой. Однако амплитуды усилий,

НТ  
ДНУЖТ

возникающих при собственных вибрациях вагонов, оборудованных амортизаторами с жесткими характеристиками, больше, чем у вагонов, оборудованных амортизаторами с линейными и мягкими характеристиками.

При соударениях полувагонов через амортизаторы с различными формами характеристики (при одной и той же скорости соударения, обеспечивающей величину сжатия аппарата, близкую к полному его ходу, и одной и той же величине сжатия амортизаторов) для мягкой характеристики уровень продольных усилий ниже, чем для линейной и жесткой.

Изменение масс соударяющихся полувагонов не приводит к существенным качественным изменениям распределений продольных сил по длине полувагонов при соударениях их через амортизаторы с одними и теми же параметрами.

При исследовании процессов соударений полувагонов через упруго-фрикционные амортизаторы с линейными формами характеристик получены формулы для проведения упрощенных расчетов, учитывающих продольную податливость конструкции полувагона. С помощью этих формул могут быть определены максимальные усилия, развиваемые в амортизаторах при первом и последующих нагружениях, коэффициент прикрыва вагона амортизатором, жесткость линейной пружины, эквивалентной жесткости кузова полувагона при ударе, количество необратимо поглощенной амортизатором энергии при деформациях системы "амортизатор-вагон" и т.п.

Показано, что с увеличением жесткости амортизатора жесткость эквивалентной пружины уменьшается и соответственно уменьшается рассеяние энергии системой "амортизатор-вагон".

НТБ  
ДНУЖТ

Шестая глава посвящена построению электронной модели, пригодной для исследования процессов соударений вагонов в сцепках и поездах. В этой главе приводится математическое описание задачи и блок-схема электронной модели для исследования процессов соударений сцепов из вагонов, кузов одного из которых рассматривается как деформируемый стержень.

Построенная электронная модель, экономно использующая ресурсы стандартных АВМ, позволяет проводить исследования динамических процессов, протекающих в вагонах (находящихся в любом месте сцепки) при соударениях.

#### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ

Разработана методика аналитического определения и электронного моделирования продольных колебаний вагонов при их соударениях с учетом деформаций конструкции кузова и рассеивания энергии в нем, а также методика вычисления потенциальной энергии, накапливаемой вагоном в процессе удара.

Показано, что принимаемая при упрощенных расчетах жесткость эквивалентной пружины, имитирующей податливость конструкции вагона при ударе, зависит от жесткости поглощающего аппарата.

Разработана учитывающая массу упругие свойства буферных тел методика электронного моделирования процессов соударения полувагонов, кузова которых рассматриваются как упругие тела.

НТБ  
ДНУЖТ

Показано, что порожденные колебаниями буферных тел и усиленные упруго-фрикционным амортизатором высокочастотные вибрации довольно быстро затухают по длине вагона и практически не оказывают влияния на распределение усилий. Максимальные значения усилий, развивавшихся при продольных ударах, определяются, в основном, массами соударявшихся вагонов и жесткостями амортизаторов и конструкций кузовов.

С помощью разработанных методов исследовано влияние параметров упруго-фрикционных амортизаторов удара на процессы продольных колебаний, происходящих при соударениях вагонов. Результаты этих исследований учтены при разработке требований, утвержденных Научно-техническим советом МПС, на проектирование перспективных поглощающих аппаратов автоцепки.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНО В  
СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Н. И. Хачапуридзе. Исследование продольных колебаний стержней при помощи электронных моделей. Материалы первой республиканской конференции молодых ученых - железнодорожников. Днепропетровск, 1969.
2. Л. А. Манашкин, Н. И. Хачапуридзе. Математическое и электронное моделирование продольных колебаний кузовов вагонов при ударе. В сб. "Некоторые задачи механики скоростного транспорта;" "Наукова думка", Киев, 1970.
3. Л. А. Манашкин, Н. И. Хачапуридзе. Исследования продольных колебаний кузовов вагонов, оборудованных фрикционными амортизаторами, при соударениях. В сб. "Некоторые задачи

НТБ  
ДНУЖТ

механики скоростного транспорта", "Наукова думка", Киев, 1970.

МАТЕРИАЛЫ ДИССЕРТАЦИИ ДОЛОЖЕНЫ :

I. На первой республиканской конференции молодых ученых - железнодорожников. Днепропетровск, 1969.

На заседании научного семинара по механике Днепропетровского отделения Института механики АН УССР в 1969 и 1970 гг.

На юбилейной научно-технической конференции Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта в 1970 году.

На заседании научного семинара по механике Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта в 1971 году.

БТ 00113. Подп. к печ. 19.1.72г.  
Зак. № 72. Тираж 150. Объем 1 п.л.  
Рот-шт 03 ДМет14.