

МАНАШКИН Л. А.

**ВЛИЯНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
АМОРТИЗАТОРОВ НА ОСОБЕННОСТИ
УДАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ОДНОМЕРНЫХ СИСТЕМАХ
(Исследование продольных усилий, действующих на вагон)**

**А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

**Днепропетровск
1965**

НТБ
ДНУЖТ

2504/21.

Публичная защита диссертации состоится на заседании Ученого совета
в феврале 1965 г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого совета или прислать свои отзывы о работе по адресу: г. Днепропетровск, Университетская, 2, Институт инженеров железнодорожного транспорта.

Дата отправки автореферата *11 января* 1965 г.

НТБ
ДНУЖТ

МАНАШКИН Л. А.

ВЛИЯНИЕ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
АМОРТИЗАТОРОВ НА ОСОБЕННОСТИ
УДАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ОДНОМЕРНЫХ СИСТЕМАХ
(Исследование продольных усилий, действующих на вагон)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель —
доктор технических наук, профессор
Лазарян В. А.

Днепропетровск
1965

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта.

НТБ
ДНУЖТ

Введение

Одной из задач технического перевооружения железнодорожного транспорта является создание нового высокоэффективного и экономичного амортизатора ударов. С этих позиций необходимы исследования свойств амортизаторов, обладающих различными характеристиками сил упругого сопротивления и различной физической природой демпфера. Исследованию поведения фрикционных амортизаторов удара посвящено большое число работ Л. Н. Никольского, вопросам механики гидравлических демпферов уделено внимание в работе С. И. Сергеева «Демпфирование механических колебаний», фундаментальные исследования динамики поездов проведены Н. Е. Жуковским, В. А. Лазаряном, С. В. Вершинским, Ф. В. Флоринским и др. учеными. Разработкой новых конструкций высокоэффективных амортизаторов удара занимаются БИТМ, ВНИИВ, МИИТ, ЦНИИ МПС. Многочисленные натурные исследования переходных режимов движения поездов, оборудованных фрикционными поглощающими аппаратами автосцепки, проведены ДИИТ'ом совместно с ЦНИИ МПС. Моделированию линейных одномерных многомассовых систем посвящены работы У. Карплюса, В. А. Лазаряна, С. П. Стрелкова, И. М. Тетельбаума.

Цель настоящей работы — разработка методов изучения ударных процессов, происходящих при соударении двух вагонов (рассматриваемых, как твердые тела) и при переходных режимах движения поездов, а так же исследование влияния силовых характеристик амортизаторов на особенности ударных процессов в одномерных системах. Методы исследования должны позволить быстро и просто изучить поведение проек-

тируемого конструктором аппарата при соударениях вагонов и при переходных режимах движения поездов еще до детальной отработки конструкции в чертежах, а также сопоставить между собой амортизаторы удара с различными характеристиками сил упругого сопротивления и различной физической природой неупругих сил.

При сопоставлении амортизаторов с различными характеристиками основными показателями являются:

1. Эффективность $\mathcal{E}$ поглощающих аппаратов, определяемая, как кинетическая энергия, воспринимаемая аппаратом при его ударном сжатии на величину, равную полному ходу поглощающего аппарата, при соударении двух одинаковых вагонов определенного типа. Лучшим следует считать амортизатор, обеспечивающий при прочих равных условиях большую эффективность и больший коэффициент необратимого поглощения энергии.

2. Полное сжатие q амортизатора при соударении (полный ход аппарата). Определяется габаритом конструкции и позволяет установить наибольшее (предельное) значение скорости соударения V , при которой аппарат закрывается.

3. Наибольшее продольное усилие $\max S$, возникающее при соударении. Лучшим считается амортизатор, обеспечивающий при прочих равных условиях меньшие значения наибольших продольных усилий.

4. Полнота силовой характеристики — $\Pi \left(\Pi = \frac{\mathcal{E}}{\max Sq} \right)$. Однако, эта характеристика по сути является дублирующей, так как при определенной техникой условиями величине полного хода аппарата, определяемой конструкцией вагона, и выбранной необходимой величине эффективности, лучшим является тот аппарат, у которого меньшие значения максимальных продольных усилий, а, значит, большее значение коэффициента полноты силовой характеристики.

5. Наибольшее значение интенсивности нарастания усилия $\max \sigma = \max S$. В работе показано, что увеличение интенсивности нарастания усилий приводит к увеличению динамических усилий в связях, закрепляющих грузы в кузове вагона.

6. Длительность процесса удара и отдельных этапов удара.

I. Исследование соударений двух твердых тел разделенных амортизатором

При соударении двух твердых тел, разделенных амортизатором, предполагается, что энергия, воспринятая амортизатором при ударе, значительно превосходит энергию деформации твердого тела, то есть практически предполагается, что твердое тело недеформируемо. Далее предполагается, что масса амортизатора пренебрежимо мала по сравнению с массами соударяющихся тел. В таком случае дифференциальное уравнение движения может быть представлено в виде

$$\mu v \frac{dv}{dq} = -S(q, v), \quad (1)$$

где $\mu = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$, m_1 и m_2 — массы двух соударяющихся тел,
 q — относительное перемещение центров масс,
 v — скорость относительного перемещения,
 S — усилие в связи (продольное усилие).

Движение, описываемое уравнением (1), определено начальными условиями $v(0) = v_0$. Амортизатор удара должен обеспечить плавное нарастание усилий от нуля до наибольшего значения, то есть $S(0, v) = 0$.

Представим амортизатор в виде параллельно включенных пружины, сила упругого сопротивления которой в зависимости от сжатия описывается функцией $\psi(q)$, и демпфера. Сила сопротивления демпфера зависит от величины сжатия и скорости сжатия амортизатора и описывается функцией $\delta(q, v)$. Тогда $S(q, v) = \psi(q) + \delta(q, v)$; $S(0, v) = \psi(0) + \delta(0, v) = 0$. Последнее равенство физически возможно, если $\psi(0) = 0$ и $\delta(0, v) = 0$. Функцию $\delta(q, v)$ удобно представить в виде $\delta(q, v) = \psi(q) \varphi(v) = \psi(q) \varphi(v) \text{sign } q$. Такой закон изменения силы неупругого сопротивления имеет место во фрикционных поглощающих аппаратах, рессорах и гидравлических амортизаторах, у которых сечение пропускающего жидкость отверстия изменяется в зависимости от сжатия. Следовательно, уравнение (1) может быть представлено в виде

$$\mu v \frac{dv}{dq} = -\psi(q) [1 + \varphi(v) \text{sign } q], \quad (2)$$

которое легко интегрируется,

Обозначим $\Phi(v) = \int_0^v \frac{v dv}{1 + \varphi(v) \operatorname{sign} q}$ — разность кинетической

энергии и энергии диссипации при изменении скорости движения единицы массы от 0 до значения v . При соударении

можно считать, что $q > 0$, т. е. $\operatorname{sign} q = 1$. $\Pi(q) = \int_0^q \psi(q) dq$ —

потенциальная энергия, накопленная амортизатором. В этих обозначениях решение уравнения (2) имеет вид

$$\mu \{ \Phi(v_0) - \Phi(v) \} = \Pi(q). \quad (3)$$

При $v = 0$ имеет место наибольшее сжатие поглощающего аппарата. Связь начальной скорости соударения и величины наибольшего сжатия определяется соотношением

$$\mu \Phi(v_0) = \Pi(q_1), \quad (4)$$

а связь между начальной скоростью соударения v_0 и скоростью отдачи v_1 определяется соотношением

$$\Phi(v_0) = \Phi(v_1). \quad (5)$$

Если в результате соударения происходит сцепление, то выражения (4) и (5) позволяют вычислить все последовательные амплитудные значения q и v .

Коэффициент рассеяния энергии η определяется, как $\eta = 1 - \left(\frac{v_1}{v_0} \right)^2$, а эффективность поглощающего аппарата, как $\Xi = \frac{\mu V^2}{2}$. Наибольшее продольное усилие вычисляется по формуле

$$\max S = \psi(q_s) [1 + \varphi(v_s)], \quad (6)$$

где q_s и v_s — величины сжатия и скорости сжатия амортизатора, при которых имеет место $\max S$ (или $\operatorname{Sup} S$), и которые определяются уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \mu \{ \Phi(v_0) - \Phi(v_s) \} &= \Pi(q_s), \\ \frac{\psi(q_s)}{\psi^2(q_s)} &= \frac{\varphi_v(v_s)}{\mu v_s} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\phi_q = \frac{d\psi}{dq}, \quad \varphi_v = \frac{d\varphi}{dv}$$

Значения $\max \sigma$, ($\sigma = \dot{S}$) вычисляются по формуле

$$\sigma = (\psi_q v - \mu^{-1} \psi^2 \varphi_v) [1 + \varphi(v)], \quad (8)$$

когда $v = v_s$ и $q = q_s$, при которых имеет место $\max \sigma$. Значения q_s и v_s определяются из уравнений

$$\left. \begin{aligned} \mu \{ \Phi(v_s) - \Phi(v_s) \} &= \Pi(q_s), \\ \mu A(q_s, v_s) &= \psi(q_s) B(q_s, v_s) \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где

$$\begin{aligned} A(q, v) &= \psi_{qq} v^2 - 2 \mu^{-1} \psi \psi_q \varphi_v v, \\ B(q, v) &= (\psi_q - \mu^{-1} \psi^2 \varphi_{vv}) [1 + \varphi(v)] + (\psi_q v - \mu^{-1} \psi^2 \varphi_v) \varphi_v, \\ \psi_{qq} &= \frac{d^2 \psi}{dq^2}; \quad \varphi_{vv} = \frac{d^2 \varphi}{dv^2} \end{aligned}$$

Время отдельных этапов вычисляется при помощи интеграла

$$T_i = \int_0^{q_i} \frac{dq}{v(q)}. \quad (10)$$

Функция $\psi(q)$ может описывать линейную характеристику силы упругого сопротивления $\left\{ \frac{d\psi}{dq} = \text{const} \right\}$ жесткую $\left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial q^2} > 0, \text{ если } q > 0 \right)$ и мягкую $\left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial q^2} < 0, \text{ если } q > 0 \right)$.

Качественная оценка поведения амортизаторов при жесткой, линейной и мягкой характеристике сил упругого сопротивления проводится по количественным результатам, полученным для конкретного вида функции $\psi(q) = k_m |q|^m \text{sign } q$. При $m > 1$ имеет место жесткая характеристика, при $m < 1$ — мягкая и при $m = 1$ — линейная.

Функции $\varphi(v)$ характеризуют собой природу сил неупругого сопротивления. В общем случае $\varphi(v)$ может быть записана в виде $\varphi(v) = p_n v^n \text{sign } v^{n+1}$, где $n > 0$ и целочисленно. При $n = 0$ получим $\varphi(v) = p_0 \text{sign } v$ — фрикционное рассеяние энергии,

$n = 1$ $\varphi(v) = p_1 v$ — вязкое рассеяние энергии и

$n = 2$ $\varphi(v) = p_2 v^2 \text{sign } v$ — турбулентное рассеяние энергии.

Последние два случая соответствуют физической природе сил демпфирования в гидравлических амортизаторах.

В результате аналитического исследования проведено сопоставление поведения при ударе амортизаторов с различными характеристиками упругих сил сопротивления и различной

физической природой неупругих сил. При этом на сопоставляемые силовые характеристики амортизаторов налагались условия, что наибольшее возможное сжатие амортизатора, эффективность и коэффициент необратимого рассеяния энергии при предельной скорости соударения во всех случаях одинаковы.

Сопоставление проводилось по характеру зависимостей $q_1(v_0)$, $\max S(v_0)$, $\max \sigma(v_0)$ и $T(v_0)$.

При реальной эксплуатации вагонов поглощающему аппарату автосцепки приходится амортизировать удары не только при свободном накатывании одного вагона на другой, а и при одновременном действии постоянной продольной силы. В этом случае дифференциальное уравнение (2) будет иметь вид:

$$\mu v \frac{dv}{dq} = P_0 - \psi(q)[1 + \varphi(v)], \quad (11)$$

где P_0 — постоянная сила, а $\text{sign } q = \pm 1$. Дифференциальное уравнение (11) может быть представлено в виде

$$\frac{dv}{dq} = \frac{P_0 - \psi(q)[1 + \varphi(v)]}{\mu v}. \quad (12)$$

При ударе возникают затухающие колебания. Следовательно, особая точка вида $\frac{dv}{dq} = \frac{0}{0}$ соответствует устойчивому фокусу, координаты которого на фазовой плоскости — $(q', 0)$.

q' — положение равновесия, к которому пришла система после затухания колебаний. В том случае, когда $\varphi(0) = 0$ (гидравлические амортизаторы), $q' = q_0 = \psi^{-1}[P_0]$, где $\psi^{-1}[P_0]$ — функция, обратная функции $\psi(q)$, а q_0 — статистическое сжатие пружины амортизатора силой P_0 . Таким образом, сжатие аппарата однозначно соответствует действующей силе. В случае фрикционного поглощающего аппарата $q' \neq q_0$ и лежит в интервале

$$\psi^{-1}\left[\frac{P_0}{1+p_0}\right] \leq q' \leq \psi^{-1}\left[\frac{P_0}{1-p_0}\right], \quad (13)$$

то есть сжатие аппарата после затухания колебаний неоднозначно определено действующей постоянной силой. Чем ближе значение p_0 к 1, т. е., чем выше коэффициент необратимого поглощения энергии, тем шире интервал, в котором лежат значения q' . Этот интервал называется мертвой зоной или иначе — зоной анкилозиса. Ширина зоны анкилозиса зависит

от величины действующей силы. При $P_0 = 0$ значения $q' = 0$. Однако, если в амортизаторе установлена пружина с начальной затяжкой, то при симметричной нечетной функции $\varphi(v)$ ($\varphi(-v) = -\varphi(v)$; $\varphi(v) = p_0 \operatorname{sign} v$) имеет место зона анкилозиса при $P_0 = 0$. Наличие такой зоны при $P_0 = 0$ следует ожидать у аппаратов с упругим распором клиньев. Если же функцию $\varphi(v)$ выбрать несимметричной, а именно

$$\varphi(v) = \begin{cases} p_0 \operatorname{sign}(qv) = 1 \\ 0 \operatorname{sign}(qv) = -1, \end{cases}$$

то и при начальной затяжке пружины будет иметь место $q' = 0$ при $P_0 = 0$. Этому случаю соответствуют фрикционные амортизаторы с клиновым распором.

Увеличение коэффициента необратимого поглощения энергии фрикционных аппаратов до 100% приводит к тому, что даже при малой силе P_0 ширина зоны анкилозиса равна всей области конструктивно возможных перемещений амортизатора. Распространенный в настоящее время поглощающий аппарат автосцепки типа Ш-1-Т обладает при ударе коэффициентом рассеяния энергии $\sim 80\%$. При таком коэффициенте рассеяния энергии при постоянной силе $P_0 = 8 - 10$ тонн ширина зоны анкилозиса ограничена величиной полного сжатия аппарата. Этим, в основном, и объясняется тот факт, что при поездной работе аппарат реагирует только на первый толчок, а затем остается безучастным при достаточно больших перепадах сил (60 тонн и более).

При исследовании поведения гидравлических амортизаторов ударов обращает на себя внимание характерная качественная особенность. Как бы ни была велика начальная скорость соударения, скорость отдачи есть величина ограниченная и не превышает $\frac{1}{p_1}$ для случая $\varphi(v) = p_1 v$

(вязкое рассеяние энергии) и $\frac{1}{V p_2}$ для случая $\varphi(v) = p_2 v^3 \operatorname{sign} v$ (турбулентное рассеяние энергии). Это значит, что с увеличением скорости соударения увеличивается коэффициент рассеяния энергии η , т. е. эффективность амортизаторов при соударении двух одинаковых тел меньшей массы выше эффективности амортизаторов при соударении двух одинаковых тел большей массы.

Недостатком гидравлических амортизаторов является бо-

лее сильная, чем для случая фрикционных амортизаторов, зависимость свойств амортизатора от наименее стабильного параметра p_n (p_0 — для фрикционных амортизаторов, p_1 и p_2 — для гидравлических). Однако, использование в качестве рабочей демпфирующей жидкости силоксановых (кремнийорганических) масел вместо минеральных при разумной конструкции амортизатора позволит в значительной степени уменьшить этот недостаток. В интересующем нас температурном диапазоне коэффициент вязкости силоксановых масел изменяется только в 10 раз тогда, как коэффициент вязкости минеральных масел изменяется в 1000 раз. Силоксановые масла могут быть выбраны с коэффициентом вязкости величиной от единиц и десятков сантипуаз до десятков тысяч сантипуаз, в зависимости от марки.

Рассмотренный выше метод аналитического исследования ударного процесса позволяет проследить основные характерные моменты всего процесса соударения и связанных с ним собственных колебаний изучаемой системы.

Использование электронных моделей дает возможность с достаточной точностью (погрешность 5%) полностью исследовать процесс соударения в сжатые сроки. Более того, возможно в процессе моделирования учитывать те детали процесса, которые в качестве второстепенных исключались при аналитическом рассмотрении. В работе проведено моделирование различных силовых характеристик связей. Результаты моделирования хорошо сопоставляются с результатами аналитического исследования. Рассмотрены схемы для моделирования процессов соударения при скоростях больших, чем предельная для данного амортизатора скорость (скорость, при которой аппарат закрывается и дальнейшее относительное перемещение центров масс двух тел происходит вследствие деформации самой конструкции).

II. Моделирование продольных (крутильных) колебаний одномерных многомассовых систем твердых тел, соединенных различными связями

Под одномерной многомассовой системой твердых тел может пониматься поезд; стержень, представленный, как система твердых тел со связями; канат; редуктор (передающий вращающий момент от двигателя к исполнительному органу) в тех случаях, когда нужно учитывать моменты инерции и характер связей элементов передачи: линия связи и др. В насто-

ящей работе одномерная многомассовая система твердых тел представлена в виде поезда, состоящего из локомотива и вагонов, связанных между собой связями с упругими несовершенствами. Исследовались переходные режимы движения. Дифференциальные уравнения, описывающие движение такой системы, могут быть записаны

$$\left. \begin{aligned} m_i \ddot{x}_i - S_i + S_{i+1} &= P_i, \\ i &= 0, 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где P_i — внешняя сила, приложенная к i -му твердому телу (в общем случае — внешнее возмущение, действующее на i -ое звено).

m_i — масса i -го твердого тела (инерционный элемент),
 S_i — реакции, действующие на i -ую массу со стороны i -той связи,

x_i — обобщенная координата i -го твердого тела (перемещение центров масс, угол поворота, заряд протекающий через индуктивность и т. д.).

Значения S_0 и S_{n+1} определяются граничными условиями. В случае поезда или стержня со свободными концами $S_0 = S_{n+1} = 0$.

Перейдем к новым обобщенным координатам

$$q_i = x_{i-1} - x_i$$

и запишем (14) в виде канонической системы дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} q_i &= v_i, \\ v_i &= \frac{S_{i-1}}{m_{i-1}} - \left(1 + \frac{m_i}{m_{i-1}}\right) \frac{S_i}{m_i} + \frac{m_{i+1}}{m_i} \frac{S_{i+1}}{m_{i+1}} + Q_i, \\ i &= 1, 2, 3, \dots, n \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

где $Q_i = \frac{P_{i-1}}{m_{i-1}} - \frac{P_i}{m_i}$.

В случае поезда q_i — сжатие (растяжение) i -ой связи. При моделировании между машинными переменными (электрическими напряжениями) и физическими переменными приняты следующие масштабные соотношения:

$$q_i = N_1 X_i; \quad v_i = N_2 Y_i; \quad t = N_0 T; \quad \frac{S_i}{m_i} = N_3 W_i; \quad N_3 = \frac{N_2}{N_0} \quad (16)$$

X_i и Y_i — машинные переменные, а T — машинное время.

При этих соотношениях, учитывая $Q_i = N_s U_i$, систему (15) можно представить, как

$$\left. \begin{aligned} X_i &= N_0 N_1^{-1} N_2 Y_i, \\ \dot{Y}_i &= W_{i-1} - \left(1 + \frac{m_i}{m_{i-1}}\right) W_i + \frac{m_{i+1}}{m_i} W_{i+1} - U_i, \\ i &= 1, 2, 3, \dots, n \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

В случае поезда или стержня со свободными концами $W_0 = W_{n+1} = 0$. В работе приведена блок-схема модели, соответствующая системе (17). Блок-схема модели построена так, что при исследовании одномерных многомассовых систем с различными характеристиками связи, которые описываются функциями $W_i(X_i, Y_i)$, достаточно менять ячейки, моделирующие (или вычисляющие) функции $W_i(X_i, Y_i)$. Схемы для моделирования $W_i(X_i, Y_i)$ описаны в главе 3 работы.

С помощью построенной модели были исследованы переходные режимы движения одномерных многомассовых систем (поездов), если $P_0 = P_0 \sigma_0(t)$ (сила тяги), где $\sigma_0(t)$ — единичная функция, а $P_{i \neq 1} = 0$. При этом рассматривались случаи, когда ячейка „ $W_i(X_i, Y_i)$ “ моделировала связи с жесткой силовой характеристикой, линейной и мягкой. Моделирование однородной системы ($m_{i \neq 0} = \text{const}$) с линейной характеристикой связей при исследовании было проведено для контроля работы построенной модели. Результаты моделирования линейной системы отличались от результатов аналитического решения не более, чем на 6%.

В работе показано, что в случае жестких характеристик связей наблюдается увеличение наибольших значений интенсивности нарастания усилий по длине системы (состава), более крутой рост динамических коэффициентов $\left(\frac{S_{\max}}{S_{\text{ст}}}\right)$ по длине системы (состава), время распространения возмущения от одного конца к другому и обратно убывает при увеличении величины P_0 (силы тяги). В случае мягких характеристик связей наибольшие значения интенсивностей нарастания усилий ($\sigma = \dot{S}$) уменьшаются по длине системы (состава), время распространения возмущения от одного конца системы к другому и обратно возрастает с увеличением величины силы тяги (P_0).

В работе исследованы переходные режимы движения систем (поездов), содержащих зазоры в связях. В этом случае автору пришлось при моделировании принять меры, обеспечи-

вающие устойчивость задания начального состояния системы. Рассмотрены условия замены системы с большим числом твердых тел моделью, содержащей меньшее число решающих контуров. Показано, что модель, содержащая 16 решающих контуров, достаточно хорошо (по сравнению с результатами натурных исследований поездов) позволяет установить распределение усилий по длине состава, содержащего 64 вагона. Расхождение при сопоставлении с результатами натурных исследований не превосходило 10%. В этом случае система дифференциальных уравнений (17) имела тридцать второй порядок. Моделирование производилось при помощи двух моделей МПТ-9.

При исследовании переходных режимов движения поездов с зазорами в связях определялось распределение максимальных усилий вдоль состава при различных величинах начальных зазоров, при различных величинах мгновенно нарастающей силы тяги, при плавном (ступенчатом) нарастании силы тяги в течение различных интервалов времени. Показано, что в случае трогания мгновенно нарастающей силой тяги поезда, содержащего одинаковые зазоры в связях, наибольшие силы, возникающие в сечениях поезда, могут быть оценены формулой

$$\max S = P_0 + A \sqrt{P_0 2\delta}, \quad (18)$$

где 2δ — величина полного зазора в связях в мм, а A — постоянный коэффициент. Для случая поезда с локомотивом, по массе близким к ВЛ-22^м, и состава полностью загруженных четырехосных полувагонов $A = 0,9 \text{ т}^{1/2} / \text{мм}^{1/2}$.

* * *

В работе результаты исследований, проводимых при помощи моделей, сопоставляются либо с результатами аналитических расчетов, либо с результатами натурных исследований. Рассмотрены некоторые вопросы методики измерений. Теоретически и экспериментально изучены зависимость чувствительности тензометрического измерительного канала от несущей частоты усилителя, типа и длины измерительной линии; показано, что падение чувствительности измерительного канала при длинных соединительных линиях можно значительно уменьшить, если выбрать сопротивление плеч тензометрического моста равным волновому сопротивлению соединительных линий.

В ы в о д ы

1. В работе предложена общая методика исследования амортизаторов, для которых функцию, описывающую силу сопротивления, можно представить в виде $|\psi(q)|\varphi(v)$, где $\psi(q)$ — функция, описывающая зависимость силы упругого сопротивления от относительного перемещения, а $\varphi(v)$ — некоторая функция скорости, характеризующая физическую природу рассеяния энергии.

2. Разработанная методика исследования соударений вагонов и переходных режимов движения поездов при помощи электронных моделей позволяет получать результаты соударений еще до изготовления поглощающих аппаратов, в процессе их конструирования. Исследования переходных режимов движения поездов при помощи электронных моделей позволяют сократить дорогостоящие испытания, сводя их лишь к контролю результатов, полученных предварительно при помощи электронного моделирования.

3. Приведенные в главе 2 работы расчетные графики и формулы позволяют достаточно быстро и просто построить картину поведения амортизаторов при ударе и колебаний для случаев фрикционного, вязкого и турбулентного характеров рассеивания энергии при различных характеристиках сил упругого сопротивления.

4. При соударениях вагонов, оборудованных фрикционными амортизаторами с мягкой характеристикой упругой силы ($m < 1$), возникают продольные усилия меньшие, чем усилия в амортизаторах с линейной характеристикой ($m = 1$), при соударениях с большими скоростями (близкими к предельной скорости соударения, при которой поглощающий аппарат закрывается полностью).

При малых скоростях соударений ударные усилия в амортизаторах с мягкими характеристиками превосходят усилия в амортизаторах с линейной характеристикой. Сжатие амортизаторов с мягкими характеристиками всегда меньше, чем сжатие амортизаторов с линейной характеристикой, при этом соответственно уменьшается время нарастания усилий и длительность всего удара. Обратные явления наблюдаются в случаях фрикционных амортизаторов с жесткими характеристиками ($m > 1$). Следовательно, в тех случаях, когда соударения происходят с большой скоростью (маневровая, горочная работа вагонов) мягкие характеристики являются более

приемлемыми. В тех же случаях, когда соударение вагонов происходит с малой скоростью (поездная работа вагонов), более выгодной является жесткая характеристика. Принимая во внимание, что амортизатор должен выполнять свои функции как при больших скоростях соударений, так и при малых, учитывая, что максимальная интенсивность нарастания усилий всегда ($m > 1$; $m < 1$) больше интенсивности нарастания усилий при линейном амортизаторе ($m = 1$), следует считать, наиболее выгодной для фрикционных амортизаторов линейную характеристику упругой связи. Если же конструировать поглощающие аппараты двухсекционными, необходимо, чтобы первая секция, работающая при малых скоростях соударений (в поездах с зазорами в связях), имела жесткую характеристику, а вторая секция, работающая при больших скоростях соударений — мягкую характеристику.

5. В случае фрикционных амортизаторов имеет место неустойчивость положения равновесия при действии постоянной силы (зона анкилозиса). Область застоя тем обширнее, чем больше значение параметра p_0 , то-есть, чем больше коэффициент необратимого поглощения энергии. Неустойчивость работы аппаратов Ш-I-T в поездных условиях может быть уменьшена, если увеличить жесткость возвращающей пружины и уменьшить коэффициент необратимого поглощения энергии.

Конструкция поглощающих аппаратов с предварительным сжатием пружины должна быть такой, чтобы отдача фрикционного аппарата происходила с наименьшим рассеиванием энергии. В противном случае будет иметь место зона анкилозиса даже при отсутствии постоянной силы.

6. Исследования работы гидравлических амортизаторов показали, что для них как в случае $n = 1$, так и в случае $n = 2$, характерно увеличение доли необратимо поглощенной энергии при увеличении скорости соударения. Возрастание коэффициента необратимого поглощения энергии при увеличении скорости соударения связано с замечательным свойством этих амортизаторов, которое состоит в том, что относительная скорость вагонов в конце удара (отдача) не может ни при какой скорости соударения превзойти некоторого постоянного значения, определенного конструктивными параметрами амортизатора.

7. При сравнении гидравлических амортизаторов с различными характеристиками силы упругого сопротивления как в

случае $n = 1$, так и в случае $n = 2$, предпочтение следует отдать жестким упругим характеристикам ($m = 2$).

8. Следует отдать предпочтение гидравлическим амортизаторам с турбулентным трением ($n = 2$). Конструкция амортизаторов в этом случае упрощается. Для реализации в натуре таких характеристик достаточно пропускать жидкость через открытые отверстия (без клапанов).

9. В случае оборудования вагонов поглощающими аппаратами с жесткой характеристикой динамические коэффициенты и интенсивности нарастания усилий увеличиваются по мере распространения возмущений. В случае оборудования вагонов поглощающими аппаратами с мягкой характеристикой интенсивности нарастания усилий уменьшаются по мере распространения возмущений вдоль состава.

10. Увеличение силы тяги в поездах с зазорами в упряжи следует производить в течение времени не меньшего, чем время распространения возмущений по растянутому составу, которое составляет для поезда весом 6000 т. 5—6 секунд.

11. При проведении тензометрических измерений ударных процессов при помощи длинных соединительных линий следует учитывать длину соединительного кабеля. Для увеличения чувствительности измерительного канала следует тензометрические датчики выбирать с сопротивлением, близким к волновому сопротивлению используемого кабеля.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих статьях:

1. Лазарян В. А., Манашкин Л. А. Про амортизацию удару. Прикладна механіка. т. X, в. 4, 1964.

2. Лазарян В. А., Манашкин Л. А., Применение электронных моделей к исследованиям соударений вагонов. Вестник ВНИИЖТ, № 7, 1964.

3. Лазарян В. А., Барбас И. Г., Каблуков В. А., Манашкин Л. А. Применение электронных моделей к решению задач о трогании поездов. Вестник ВНИИЖТ, № 3, 1963.

4. Лазарян В. А., Барбас И. Г., Каблуков В. А., Манашкин Л. А. Электрическое моделирование трогания поездов с зазорами в упряжи. Вестник ВНИИЖТ, № 2, 1964.

5. Лазарян В. А., Барбас И. Г., Каблуков В. А., Манашкин Л. А. Влияние времени нарастания силы тяги на продольные усилия при трогании однородного поезда. Труды ДИИТа, в. 50, 1964.

6. Лазарян В. А., Блохин Е. П., Манашкин Л. А. О выборе

числа контуров при электрическом моделировании колебаний стержней. Труды ДИИТа, в. 50, 1964.

Материалы диссертации доложены в следующих докладах:

1. Лазарян В. А., Манашкин, Об амортизации удара. Доклад на Втором Всесоюзном съезде по теоретической и прикладной механике в г. Москве в феврале 1964.

2. Барбас И. Г. Блохин Е. П., Каблуков В. А., Лазарян В. А., Манашкин Л. А. Исследование переходных режимов движения нелинейных одномерных механических систем. IV совещание по основным проблемам теории машин и механизмов, г. Киев, июнь 1964.

3. Блохин Е. П., Лазарян В. А., Манашкин Л. А., О выборе числа контуров при электрическом моделировании колебаний стержней. Совещание по проблеме нелинейных колебаний механических систем, г. Рига, 1964.

4. Барбас И. Г., Каблуков В. А., Лазарян В. А., Манашкин Л. А. Исследование при помощи электронных моделей переходных режимов движения одномерных механических систем с нелинейными связями, имеющими упругие несовершенства. Совещание по проблеме нелинейных колебаний механических систем, г. Рига, 1964.

5. Лазарян В. А., Манашкин Л. А., Влияние силовых характеристик амортизаторов на характер процессов, происходящих при соударениях. Совещание по некоторым проблемам динамики сооружений и машин, г. Днепропетровск, ноябрь 1964.

6. Лазарян В. А., Блохин Е. П., Барбас И. Г. Манашкин Л. А., Юсипа Е. В. Влияние характеристик связей одномерных механических систем на переходные режимы движения. Совещание по некоторым проблемам динамики сооружений и машин, г. Днепропетровск, ноябрь 1964.

БТ 08220. Областная книжная типография
Днепропетровского областного управления по печати,
г. Днепропетровск, ул. Серова, 7.

Заказ 1547-м. Тираж 180. Объем 1,25 л. л. Подписано к печати 24. XII. 64 г.