

05.05.03  
×204

заказ №

На правах рукописи

Харин Евгений Семенович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ  
ПОЛУПРИЦЕПА НА ТРЕХОСНОЙ РЕССОРНОЙ БАЛАНСИРНОЙ  
ПОДВЕСКЕ

Специальность 05.05.03 - «Колесные и гусеничные машины»

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск – 1999

1999  
026-01-1

Работа выполнена в Южно-Уральском государственном университете  
на кафедре «Автомобили и тракторы».

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент  
Жестков В.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
Суркин В.И.;  
кандидат технических наук, доцент  
Савельев Б.В.

Ведущее предприятие – ОАО «УРАЛАВТОПРИЦЕПЬ»

Защита состоится 2 июля 1999 г., в 14 часов, на заседании  
диссертационного совета К053.13.02 по присуждению ученой степени  
кандидата технических наук в Южно-Уральском государственном  
университете по адресу: 454048, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76 .

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой  
печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого  
секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «\_\_\_» 1999 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
кандидат технических наук, доцент

В.В.Жестков

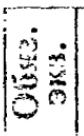
## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Основой создания широкого номенклатурного ряда полуприцепов является унификация их подвесок. Данный принцип реализован в конструкции трёхосной рессорной балансирной подвески. Использование подвески такого типа, уменьшает напряжения в раме полуприцепа, благодаря распределочению усилий, действующих со стороны ходовой части. Наличие балансиров позволяет равномерно распределить вертикальные реакции дорожной поверхности и улучшить показатели плавности хода. Но при торможении возникает нежелательное отклонение вертикальных нагрузок от среднего уровня, снижающее тормозную эффективность полуприцепа. В то же время, большая масса и высокая скорость движения автопоездов определяют высокие требования к безопасности движения. Поэтому возникла необходимость в исследовании взаимного влияния параметров рессорной ходовой части и тормозной системы для того, что бы обеспечить научно-обоснованное проектирование полуприцепов с высокой эффективностью и устойчивостью торможения. Данный вопрос несомненно актуален, но не нашёл должного отражения в современной литературе по теории, конструированию и расчету транспортных средств.

**Цель работы.** Совершенствование рабочего процесса торможения полуприцепа на трехосной рессорной балансирной подвеске на основе определения закономерностей выбора взаимосвязанных параметров подвески, тормозной системы и структуры АБС.

**Объект исследования.** Трёхосный полуприцеп на рессорной балансирной подвеске с осевой статической нагрузкой 80 кН.

**Методы исследования.** Теоретическое обоснование выполнено методом математического моделирования движения тормозящего автопоезда. Экспериментальная оценка достоверности предложенных технических решений проведена в ходе дорожных испытаний.



Южно-Уральский  
гос. университет  
НАУЧНАЯ  
БИБЛИОТЕКА

**Научная новизна.** Создана математическая модель пространственного движения полуприцепа на трехосной рессорной балансирной подвеске в тормозном режиме с учетом особенностей работы антиблокировочной системы. Определены закономерности совместной работы трехосной рессорной балансирной подвески и тормозной системы, обеспечивающие эффективный выбор взаимосвязанных параметров подвески, тормозной системы и структуры АБС

**Практическая работы.** Разработанная на базе математической модели, расчетная методика служит основой совершенствования тормозных качеств целой гаммы полуприцепов большой грузоподъемности. В результате теоретических и экспериментальных исследований для трехосных полуприцепов сформулированы конкретные рекомендации по проектированию рессорной балансирной подвески, выбору параметров тормозной системы и установке АБС.

**Реализация результатов работы.** Предложенные параметры трехосной рессорной подвески и тормозной системы, рекомендации по установке АБС приняты при проектировании и изготовлении шасси 804020-010 производства ОАО "УРАЛАВТОПРИЦЕП", что подтверждено соответствующим актом.

**Апробация работы.** Основные положения работы докладывались на двух международных ("Brakes of Road Vehicles" Польша в 1997 г., Узбекистан в 1996г.) и двух всероссийских конференциях ("Динамика и прочность автомобиля" г.Москва в 1990, "Проблемы проектирования неоднородных конструкций" г.Миасс в 1996г.), а также ежегодно в период 1987-1997 гг. на конференциях кафедры "Автомобили и тракторы" ЮУрГУ.

**Публикации.** Основные положения диссертации опубликованы в 8 печатных работах, в том числе 2 за рубежом и 4 в центральной печати.

**Объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, включающего 63 наименования. Общий объем – 102 страницы., в том числе 86 страниц основного текста и 38 иллюстраций.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**1. Состояние вопроса и задачи исследования.** Исследованию влияния различных факторов конструктивного, технологического и эксплуатационного характера на тормозную динамику автотранспортных средств посвящены работы В.П.Автушко, Д.А.Антонова, Ю.Б. Беленького, И.М. Бендаса, Н.В.Богдана, А.С.Брыкова, Н.А.Бухарина, Б.Б. Генбома, Л.В.Гуревича, В.В.Жесткова, В.А.Иларионова, А.С.Литвинова, Р.А.Меламуда, М.Ф.Метлюка, Б.И.Морозова, Э.Н.Никульникова, Я.М.Певзнера, В.А.Петрова, М.А.Петрова, И.К.Пчелина, А.А.Ревина, В.Г.Розанова, Б.В.Савельева, В.А.Топалиди, Б.С.Фалькевича, Я.Е.Форобина, А.К.Фрумкина, А.А.Хачатурова, Е.А.Чудакова, J.E.Bernard, D.J.Bickerstaff, J.R.Ellis, E.Fiala, R.R.Guntur, R.D.Lister, G.Hartley и других отечественных и зарубежных авторов. Результаты проведенных исследований привели к более рациональному использованию сцепных свойств дорожной поверхности в процессе торможения, что позволило улучшить показатели, характеризующие безопасность движения транспортных средств. Авторами работ учитывались динамическое перераспределение усилий на колесных осях, обусловленное как конструктивными характеристиками автомобилей и автопоездов, так и условиями их эксплуатации. Рассматривались также различные способы регулирования подводимых тормозных моментов, включая и применение АБС, в зависимости от уровня действующих вертикальных нагрузок на колесах транспортного средства. Анализ доступных автору отечественных и зарубежных литературных источников показал, что наблюдается существенное влияние конструкции балансируемых подвесок на показатели эффективности и устойчивости торможения. Однако, многочисленные известные математические модели не рассматривают динамические характеристики трехосных подвесок и не дают рекомендаций по рациональному выбору параметров подвески при проекти-

рованием, с точки зрения повышения тормозных качеств. Не разработано математических моделей, описывающих трёхмерное движение тормозящих транспортных средств на многоосных рессорных балансирных подвесках.

Для достижения цели исследования решаются следующие задачи:

1. Разработка математической модели процесса торможения трехосного полуприцепа и методики расчета критериев эффективности торможения, учитывающих влияние рессорной балансирной подвески, параметров тормозной системы и особенностей работы АБС;
2. Обоснование выбора параметров и разработка рекомендаций по проектированию многоопорной рессорной балансирной подвески, тормозной системы и установке АБС трехосного полуприцепа.
2. Динамика торможения автопоезда. Динамическая система "тягач-полуприцеп на трехосной рессорной балансирной подвеске" имеет 21 степень свободы и характеризуется следующими обобщенными координатами:
  - $x_o$  – Перемещение точки сцепки вдоль осевой линии полосы движения;
  - $y_o$  – Перемещение точки сцепки в направлении, перпендикулярном осевой линии полосы движения;
  - $z_o$  – Перемещение точки сцепки в вертикальном направлении;
  - $\varphi_1, \varphi_2$  – Углы поперечного дифферента тягача (1) и полуприцепа (2);
  - $\theta_1, \theta_2$  – Углы продольного дифферента тягача (1) и полуприцепа (2);
  - $\psi_1, \psi_2$  – Углы разворота тягача (1) и полуприцепа (2) в горизонтальной плоскости;
  - $\sigma_{kij}$  – Углы поворота колес автопоезда относительно осей вращения;  
 $k=1,2; i=1,2,3; j=1,2;$где  $k$  – Индекс звена автопоезда:  $k=1$  – тягач;  $k=2$  – полуприцеп;  
 $i$  – Номер колесной оси тягача или полуприцепа;  
 $j$  – Индекс, характеризующий расположение конструктивных элементов с той или иной стороны транспортного средства:
  - а)  $j = 1$  – левый борт автопоезда;
  - б)  $j = 2$  – правый борт автопоезда.

Уравнения движения масс тягача и полуприцепа с присоединенными неподрессоренными массами колесных осей записаны в векторной форме:

$$\sum_{k=1}^2 A_k \cdot \sum_{i=1, j=1}^n \mathbf{R}_{kj} + \sum_{k=1}^2 \mathbf{G}_k = \frac{d^2 \mathbf{r}_o}{dt^2} \cdot \sum_{k=1}^2 M_k + \sum_{k=1}^2 M_k \cdot A_k \cdot \left( \frac{d \mathbf{W}_k}{dt} \times \mathbf{r}_{ck} + \mathbf{W}_k \times (\mathbf{W}_k \times \mathbf{r}_{ck}) \right); \quad (1)$$

Уравнения моментов внешних сил, действующих на звенья автопоезда ( $k=1,2$ ):

$$\mathbf{r}_k \times \mathbf{G}_k + \sum_{i=1}^{n_k} \sum_{j=1}^2 \mathbf{r}_{kij} \times \mathbf{R}_{kj} = M_k \cdot A_k^{-1} \cdot \frac{d^2 \mathbf{r}_p}{dt^2} \times \mathbf{r}_k + J^P \cdot \frac{d \mathbf{W}_k}{dt} + \mathbf{W}_k \times J^P \cdot \mathbf{W}_k; \quad (2)$$

где  $\mathbf{R}_{kj}$ —вектор реакции в точке контакта колеса с дорожной поверхностью  $\mathbf{R}_{kij} = \{R_{kij}^X, R_{kij}^Y, R_{kij}^Z\}$ ;

$\mathbf{G}_k$ —результатирующий вектор сил тяжести, действующих на  $k$ -ое звено автопоезда;

$$A_k \text{ — матрица поворота тягача (полуприцепа), } A_k = \begin{bmatrix} \cos \psi_k & -\sin \psi_k & 0 \\ \sin \psi_k & \cos \psi_k & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$\mathbf{r}_o$ — радиус-вектор, соединяющий начальное и текущее положение точки сцепки в абсолютной системе координат, связанной с дорожной поверхностью  $\Gamma_o = \{X_o, Y_o, Z_o\}$ ;

$M_k$ —матрица масс тягача (полуприцепа);

$J^P$ —матрица моментов инерции тягача (полуприцепа);

$\mathbf{W}_k$ —вектор угловой скорости звена автопоезда  $\mathbf{W}_k = \{\frac{d\phi_k}{dt}, \frac{d\theta_k}{dt}, \frac{d\psi_k}{dt}\}$ ;

$\mathbf{r}_{ck}$ —вектор, соединяющий точку сцепки с центром тяжести подпрессоренной массы  $k$ -го звена автопоезда;

$\mathbf{r}_k$ —вектор, соединяющий точку сцепки с центром тяжести тягача (полуприцепа);

$\mathbf{r}_{kij}$ —вектор, соединяющий точку сцепки с точкой контакта колеса автопоезда с дорожной поверхностью;

Для описания движения колес в тормозном режиме использовалась нелинейная теория увода, учитывающая, на основании кинематических характеристик вращения колеса, влияние на боковой угол изменения тормозной силы, нормальной нагрузки и коэффициента сцепления.

Процесс перераспределения вертикальных реакций в трехосной рессорной балансирующей подвеске для колес на каждом борту полуприцепа ( $k=2$ ;  $j=1,2$ ) описывался следующим образом:

$$a) \text{ передняя ось: } R_{2,1,j}^Z = C_P \cdot (\varepsilon_0 + \varepsilon_{1,j} + \lambda_{1j}); \quad (3)$$

$$b) \text{ средняя ось: } R_{2,2,j}^Z = C_P \cdot (\varepsilon_0 + \varepsilon_{2,j} - \lambda_{1j} + \lambda_{2j}); \quad (4)$$

$$c) \text{ задняя ось: } R_{2,3,j}^Z = C_P \cdot (\varepsilon_0 + \varepsilon_{3,j} - \lambda_{2j}); \quad (5)$$

где  $C_P$  – жесткость подвески;

$\varepsilon_0$  – статическая деформация подвески;

$\varepsilon_{ij}$  – деформация подвески, вызванная перемещением подрессоренных масс относительно дорожной поверхности;

$\lambda_{ij}$  – деформации, обусловленные поворотом балансиров.

Значения  $\lambda_{ij}$  находятся из системы линейных уравнений:

$$[A] \cdot \begin{Bmatrix} \lambda_{11} \\ \lambda_{12} \\ \lambda_{21} \\ \lambda_{22} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{Bmatrix}. \quad (6)$$

Матрица [ A ] коэффициентов при неизвестных имеет вид:

$$A = \begin{bmatrix} 1,5 \cdot (1 - K_{11}^E) & -0,5 \cdot (1 - K_{11}^E) & -0,5 & -0,5 \\ -0,5 \cdot (1 - K_{12}^E) & 1,5 \cdot (1 - K_{12}^E) & -0,5 & -0,5 \\ -0,5 \cdot K_{21}^E & -0,5 \cdot K_{21}^E & 1,5 \cdot (1 - K_{21}^E) & -0,5 \cdot (1 - K_{21}^E) \\ -0,5 \cdot K_{22}^E & -0,5 \cdot K_{22}^E & -0,5 \cdot (1 - K_{22}^E) & 1,5 \cdot (1 - K_{22}^E) \end{bmatrix}; \quad (7)$$

Компоненты вектора-столбца свободных членов {C}:

$$C_1 = (1 - K_{11}^E) \cdot \varepsilon_0 - K_{11}^E \cdot \varepsilon_{11} + \varepsilon_{21} - (K_{11}^E \cdot M_1 + M_2) \cdot \frac{1}{C_P \cdot L_p}; \quad (8)$$

$$C_2 = \left(1 - K_{12}^B\right) \cdot \varepsilon_0 - K_{12}^B \cdot \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} - \left(K_{12}^B \cdot M_1 + M_2\right) \cdot \frac{1}{C_{II} \cdot L_p}; \quad (9)$$

$$C_3 = \left(1 - K_{21}^B\right) \cdot \varepsilon_0 - K_{21}^B \cdot \varepsilon_{21} + \varepsilon_{31} - \left(K_{21}^B \cdot M_2 + M_3\right) \cdot \frac{1}{C_{II} \cdot L_p}; \quad (10)$$

$$C_4 = \left(1 - K_{22}^B\right) \cdot \varepsilon_0 - K_{21}^B \cdot \varepsilon_{22} + \varepsilon_{32} - \left(K_{22}^B \cdot M_2 + M_3\right) \cdot \frac{1}{C_{II} \cdot L_p}; \quad (11)$$

где  $K_{ij}^B$  – Коэффициент передачи  $i$ -го балансира, расположенного между  $i$ -й и  $(i+1)$ -й осью подвески полуприцепа;

$M_i$  – суммарный крутящий момент, действующий со стороны тормозных барабанов и продольных рычагов подвески.

Величина коэффициента передачи балансира равна отношению плеч, приложенных к нему сил, и зависит от его геометрических параметров:

$$K_{ij}^B = \frac{1 + 8 \cdot (E_B + R_p) \cdot \lambda_{ij} \cdot (L_B)^{-2}}{1 - 8 \cdot (E_B + R_p) \cdot \lambda_{ij} \cdot (L_B)^{-2}}; \quad (12)$$

где  $E_B$  – эксцентриситет балансира (расстояние между касательной, проведенной к опорным поверхностям балансира, и осью его вращения);

$R_p$  – радиус кривизны опорных поверхностей рессор;

$L_B$  – рабочая длина балансира;

Значения суммарных крутящих моментов равны:

$$M_i = \left(|b \cdot \operatorname{tg} \alpha_i| - h\right) \cdot \sum_{j=1}^2 R_{2ij}^X; \quad (13)$$

где  $h$  – высота крепления нижней оси качания продольного рычага подвески;

$b$  – продольная координата крепления нижней оси качания рычага подвески, относительно центра вращения колеса.

$\alpha_i$  – угол наклона продольных рычагов подвески на  $i$ -й оси полуприцепа ( $\alpha_i = 0^\circ \dots 180^\circ$ ).

В математической модели конфигурации антиблокировочной системы описывается двумя прямоугольными матрицами  $[k_{ij}]$  и  $[s_{ij}]$ , имеющими размерность  $n \times 2$ , где  $n$  – число колесных осей транспортного средства. Коэффициент  $k_{ij}$  ра-

вен номеру модулятора давления, который управляет тормозным механизмом, расположенным на  $i$ -й колесной оси со стороны  $j$ -го борта. Матрица  $[s_{ij}]$  содержит индексы, указывающие на наличие датчика угловой скорости у колеса на  $i$ -й оси со стороны  $j$ -го борта. Датчик установлен, если  $s_{ij} = 1$ .

Так, например, матрицы  $[k_{ij}]$  и  $[s_{ij}]$ , описывающие вариант 2S/2M SR конфигурации АБС трехосного полуприцепа (рис.4, схема № 1), имеют вид:

$$[k_{ij}] = \begin{bmatrix} 1 & 2 \\ 1 & 2 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}, \quad [s_{ij}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Использование вышеописанных матриц позволяет установить логические связи между сигналами с датчиков угловых скоростей, выходными сигналами электронного блока управления и режимом работы тормозных камер моделируемого транспортного средства. Для определения характера изменения давления в управляющей полости каждого модулятора, формируется матрица  $[u_{ij}]$ , содержащая результаты обработки показаний датчиков угловых скоростей. Коэффициенты данной матрицы принимают значения:

- a)  $u_{ij} = +1$ , если величина подводимого тормозного момента к колесу, расположенному на  $i$ -й оси со стороны  $j$ -го борта, должна быть увеличена;
- b)  $u_{ij} = 0$  – фаза выдержки давления;
- c)  $u_{ij} = -1$ , если величина тормозного момента должна быть уменьшена.

При условии отсутствия датчиков на каком либо из колес ( $s_{ij} = 0$ ) соответствующий ему коэффициент  $u_{ij}$  приравнивается единице. В итоге, для модулятора с номером  $m$  величина входного управляющего сигнала  $U_m$  вычисляется следующим образом:  $U_m = \min\left(\left(u_{ij} + 2 \cdot |m - k_{ij}|\right), i = 1, \dots, n; j = 1, 2\right)$ . Такая процес-

дара позволяет автоматически отфильтровать команды, поступающие с колес, которые не регулируются  $m$ -ым модулятором ( $k_{ij} \neq m$ ).

Зависимость давления в пневмоаппаратах привода тормозной системы от времени задавалась экспоненциальными характеристиками на основании полученных экспериментальных характеристик тормозного привода.

Математическая модель процесса торможения автопоезда реализована на ЭВМ на алгоритмическом языке С<sup>++</sup> и позволила решить поставленные задачи.

### 3. Формирование условий для совершенствования процесса торможения полуприцепа на многосторонней рессорной балансирной подвеске.

В ходе анализа, проведенного с использованием математической модели, были определены конструктивные схемы направляющего аппарата подвески, применение которых позволило улучшить тормозные качества и снизить уровень неравномерности вертикальных нагрузок. Для определения влияния параметров подвески полуприцепа на величину перераспределения вертикальных реакций и степень торможения полуприцепа был сделан ряд расчетов экстренного торможения автопоезда. В ходе их выполнения варьировались (см. рис.1): высота расположения нижних осей качания продольных рычагов подвески,  $h$ ; величина максимального угла наклона продольных рычагов,  $\alpha$ ; расстояние, по горизонтали, между центром вращения колеса и осью качания продольного рычага подвески,  $b$ ; рабочая длина рессоры,  $L_p$ . В качестве параметра, характеризующего перераспределение реакций дорожной поверхности, использовалось отношение величины нагрузки на передней оси к величине нагрузки, приложенной к задней оси:  $C = \frac{N_1}{N_3}$ , где  $N_1, N_3$  – суммарные значения вертикальных реакций на передней и задней осях полуприцепа.

Выбор варьируемых параметров объясняется тем, что вертикальная составляющая реакции в продольном рычаге создает на плече  $b$  момент, противодействующий моменту сил на плече  $h$ , который приводит к перераспределению на

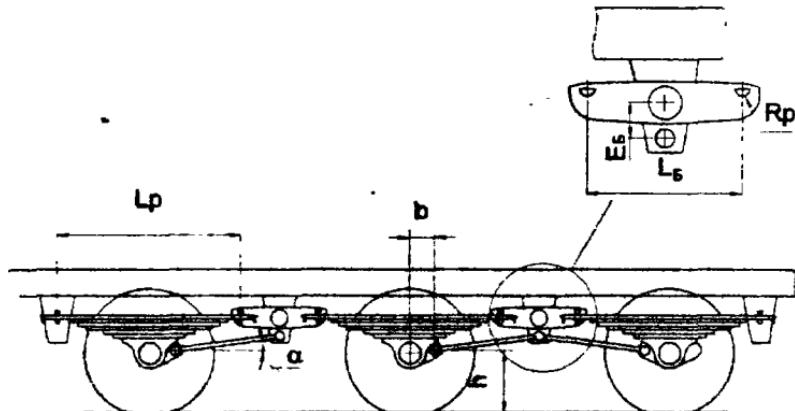


Рис.1. Схема трехосной рессорной балансирной подвески

грузок. Установлено, что продольные рычаги следует располагать так, что бы вертикальная составляющая, действующего а них усилия, компенсировала отклонение осевых нагрузок от среднего уровня. Поэтому высота крепления не должна превышать 50% от длины рессоры; продольные рычаги подвески, установленные под максимально возможным углом, например  $10^\circ\ldots12^\circ$ , необходимо располагать следующим образом: рычаги передней оси – справа от центра вращения колеса, рычаги средней и задней оси – слева. О сравнительной эффективности предлагаемых конструктивных решений, направленных на улучшение эксплуатационных показателей можно судить по результатам расчетов, представленным на рис.2, 3.

В отличие от двухосного варианта, обеспечить равенство реакций опорной поверхности, при торможении, на колесных осях трехосной балансирной рессорной подвески невозможно. Поэтому, чтобы тормозной привод полуприцепа строго соответствовал требованиям в отношении распределения реализуемого сцепления по осям тележки необходимо устанавливать исполнительные органы

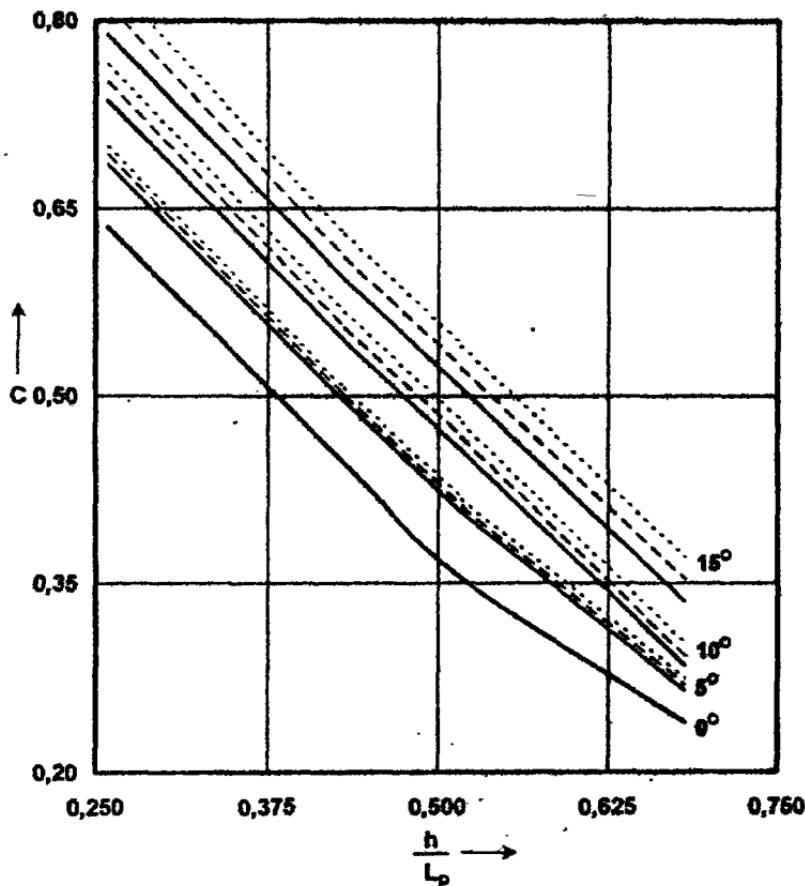


Рис.2. Зависимость параметра  $C = \frac{N_1}{N_3}$  от высоты крепления нижних осей качания продольных рычагов при различных параметрах направляющего аппарата подвески:

$0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$  – максимальные углы наклона продольного рычага подвески;  
 —  $b = 0,130 L_p$ ; — —  $b = 0,195 L_p$ ; - - -  $b = 0,260 L_p$

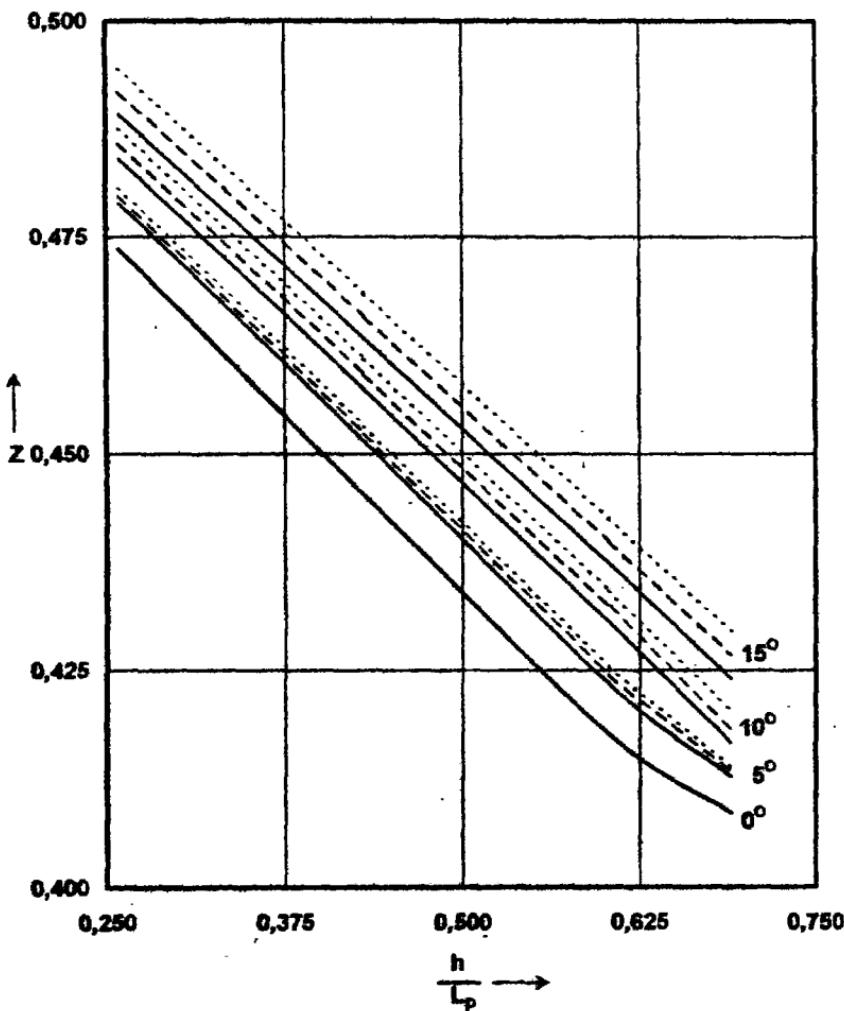
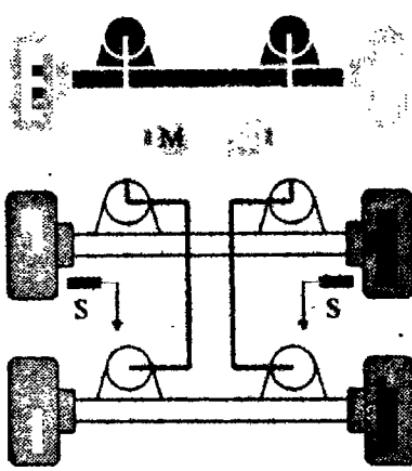


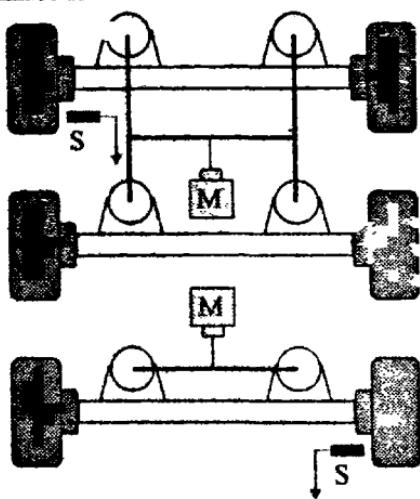
Рис.3. Зависимость степени торможения полуприцепа от высоты крепления нижних осей качания продольных рычагов, при различных параметрах направляющего аппарата подвески:  
 $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$  – максимальные углы наклона продольного рычага подвески;  
—  $b = 0,130 L_p$ ; — —  $b = 0,195 L_p$ ; - - -  $b = 0,260 L_p$

тормозного привода, обеспечивающие различную величину подводимого тормозного момента. Созданная математическая модель дала возможность определить тип тормозных камер и рабочую длину регулировочных рычагов в соответствие с найденным уровнем распределения нормальных реакций опорной поверхности: передняя ось - камера тип 24, рабочая длина регулировочного рычага 125мм; средняя и задняя оси - камеры тип 30, рабочие длины регулировочных рычагов, соответственно, 150 и 175мм.

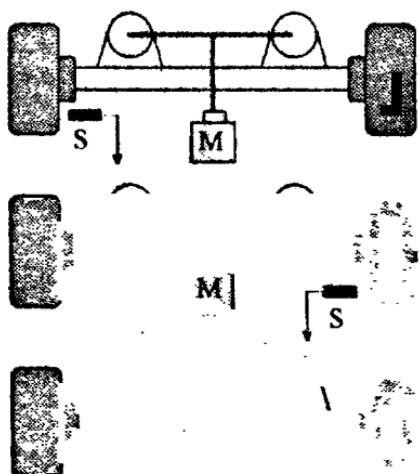
При торможении полуприцепа на трехосной рессорной балансирной подвеске, характер движения колес может быть различным, не только в силу отличия адгезионных свойств со стороны левого и правого борта, но и вследствие возникающего перераспределения вертикальных реакций между осями подвески. В связи с этим, при установке АБС задача состоит в том, чтобы определить схему наименьшей сложности, которая позволила бы обеспечить высокие тормозные качества полуприцепа. При моделировании торможения полуприцепа на дороге с различными адгезионными свойствами, коэффициент сцепления колес со стороны левого борта принимался равным 0,67, со стороны правого – 0,3. Результаты расчетов для разных схем АБС (рис.4,5), приведенные в таблице и на рис. 6,7. Они показывают, что применение конфигурации 2S/2M (схема №1) дает неудовлетворительное качество процесса торможения (рис.6). Определено, также, что при установке АБС на трехосные полуприцепы с рессорной балансирной подвеской косвенно регулируемые колёса, режим работы которых определяется показаниями датчиков угловых скоростей средней оси, неизбежно блокируются, практически, на всех типах дорог. Использование этой конфигурации возможно только в случае схемы №2, но и здесь происходит блокирование косвенно управляемых колес, находящихся на поверхности с низким коэффициентом сцепления во время торможения на дорогах, с различными адгезионными свойствами со стороны левого и правого борта.



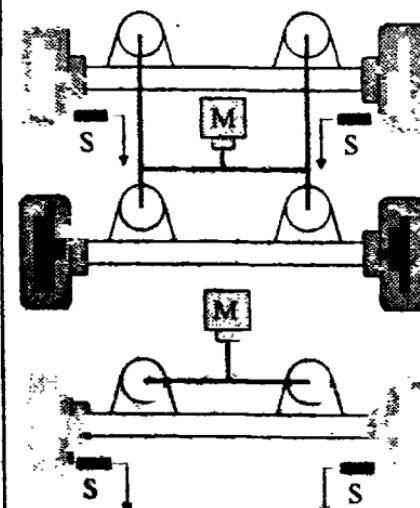
Конфигурация 2S/2M. Схема № 1.



Конфигурация 2S/2M. Схема № 2.

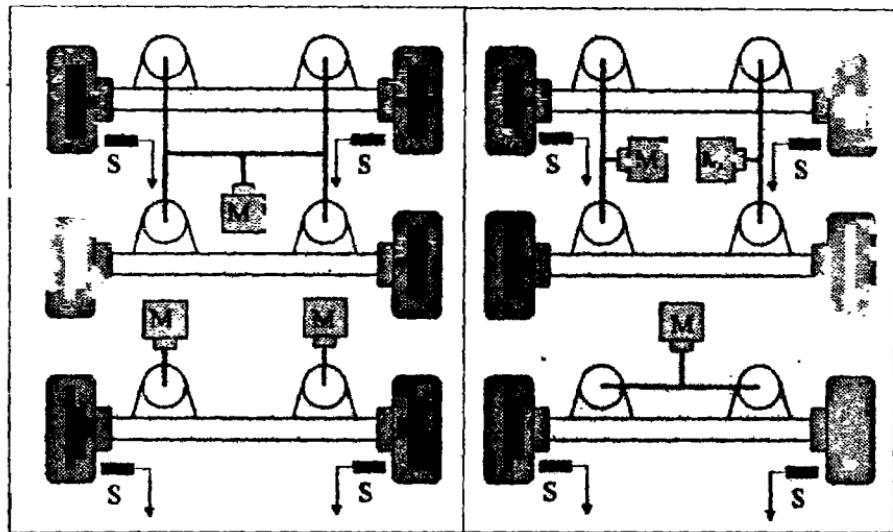


Конфигурация 2S/2M. Схема № 3.



Конфигурация 4S/2M. Схема № 4.

Рис.4. Схемы установки АБС на полуправом с рессорной балансирной подвеской



Конфигурация 4S/2M. Схема № 5      Конфигурация 4S/3M. Схема № 6.

Рис.5. Схемы установки АБС на полуприцепе с рессорной балансирной подвеской

Таблица

Тормозные характеристики трехосного полуприцепа с рессорной балансирной подвеской при различных схемах установки АБС

Номер структурной схемы АБС	1	2	3	4	5	6
Величина реализуемого сцепления на дороге с нормальным покрытием ( $k=0,67$ ), %	67	81	65	81	81	81
Величина реализуемого сцепления на дороге со скользким покрытием ( $k=0,30$ ), %	78	87	79	87	87	87
Величина реализуемого сцепления на дороге с неоднородным покрытием, %	92	88	-	68	91	86
Ширина коридора движения, при торможении на дороге с неоднородным покрытием, м	3,2	2,9	-	2,5	3,1	3,0

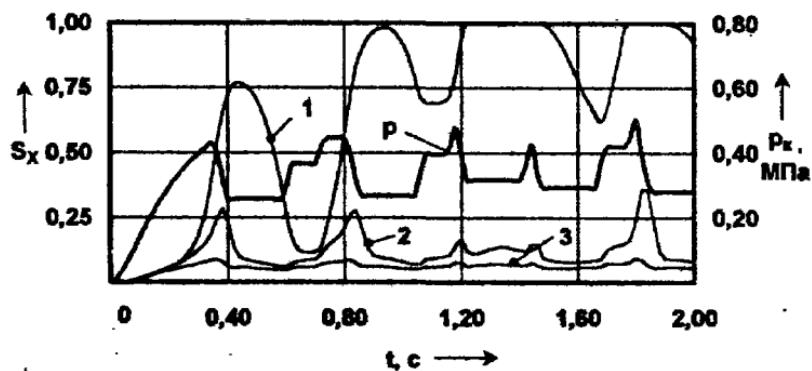


Рис.6. Работа в тормозном режиме колес полуприцепа с шестирессорной балансирующей подвеской на поверхности, обладающей высоким коэффициентом сцепления. Конфигурация 2S/2M, схема № 1:  
1,2,3 – продольное проскальзывание колес передней, средней и задней оси полуприцепа;  $p$  – давление на выходе модуляторов

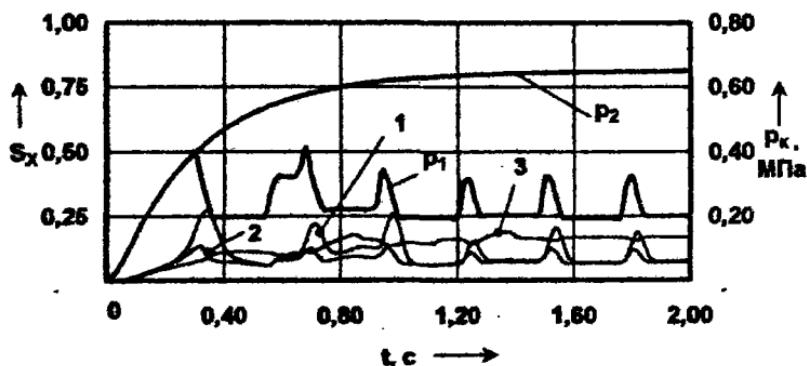


Рис.7 Работа в тормозном режиме колес полуприцепа с шестирессорной балансирующей подвеской на поверхности, обладающей высоким коэффициентом сцепления. Конфигурация 4S/3M, схема № 6:  
1,2,3 – продольное проскальзывание колес передней, средней и задней оси полуприцепа  $p_1$  – давление на выходе модуляторов передней и средней оси;  $p_2$  – давление на выходе модулятора задней оси

Наилучшее качество регулирования и безопасность процесса торможения обеспечивается конфигурацией 4S/3M по схеме №6 на всех типах дорог. Достигнутая эффективность торможения соответствует Правилам №13 ЕЭК ООН.

**4. Экспериментальное исследование трехосного полуприцепа на рессорной балансирной подвеске.** Для подтверждения правильности теоретических положений была проведена серия дорожных испытаний полуприцепа ЧМЗАП-9911-014. Полуприцеп был укомплектован подкатной тележкой для буксировки тягачом. Измерительная аппаратура включала в себя: компьютер в качестве регистрирующего и обрабатывающего устройства, электронный блок с аналогово-цифровым преобразователем и платами нормализующих усилителей, датчики пневматического давления, датчики угловых скоростей, тензометрическую петлю и путеизмерительное колесо. На предварительном этапе испытаний, методом буксировки полуприцепа были определены характеристики его тормозных механизмов и коэффициент сцепления с дорожной поверхностью. Оценка правильности расчета перераспределения вертикальных реакций проводилась путем сравнения результатов измерений и расчетов давления в тормозных камерах передней оси в момент блокирования расположенных на ней колес. Экспериментальные и расчетные значения приведены на рис.8. Взаимное уклонение кривых не превышает 12%.

Предложенные технические решения по установке АБС конфигурации 4S/3M (рис.6, схема 6) были реализованы на опытном образце полуприцепа-цистерны. Испытания полуприцепа на дороге с однородным покрытием показали, что величина реализуемого сцепления составляет 78%. В тоже время эффективность торможения полуприцепа с АБС конфигурации 2S/2M (рис.5, схема 1) на дороге с коэффициентом сцепления 0,61 составила 63%. Таким образом, результаты сравнительных испытаний согласуются с теоретическим выводами.

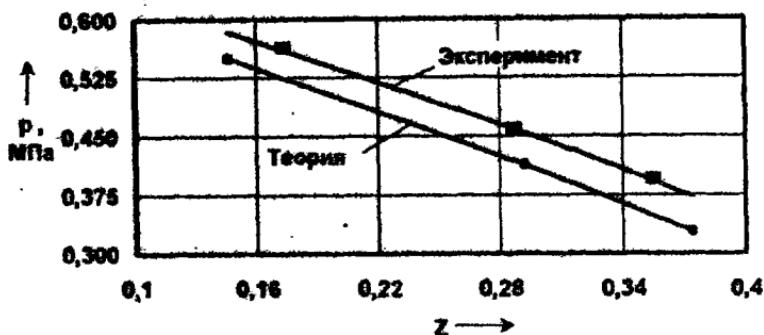


Рис. 8. Зависимость предельной (по реализуемому тормозному моменту) величины давления в тормозных камерах передней оси от степени торможения полуприцепа

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

- Установлено, что конструктивная схема трехосной многоопорной рессорной подвески из-за перераспределения нагрузок между осями при торможении имеет существенное негативное влияние на качество процесса торможения, вследствие неполного использования тормозного момента, развиваемого механизмами передней оси и блокирования колес задней оси полуприцепа. Существующие методы расчета процесса торможения автомобиля не позволяют определить закономерности взаимодействия тормозной системы и указанной системы подрессоривания, условия выбора рациональных параметров.
- Предложены математическая модель процесса торможения полуприцепа в трехмерном пространстве и методика расчета критериев эффективности торможения, учитывающие влияние трехосной рессорной балансирной подвески, параметры тормозной системы и особенности работы АБС.
- Ориентация продольных рычагов подвески средней колесной оси практически не влияет на эффективность торможения трехосного полуприцепа.

с рессорной балансирной подвеской, но меняет картину перераспределения осевых вертикальных нагрузок. Это обстоятельство должно учитываться, при установке АБС.

4. При креплении продольных рычагов подвески над рессорами полу-прицепа, для уменьшения перераспределения вертикальных нагрузок, целесообразно использовать следующую схему расположения рычагов относительно середины рессоры: на передней оси – справа, на средней и задней оси – слева.

5. Если продольные рычаги крепятся под рессорами, следует применять конструктивную схему, где каждый из них находится слева от колесной оси, причем, положение рычага на передней оси должно быть горизонтальным.

6. Нормативная величина степени торможения трехосного полуприцепа с рессорной балансирной подвеской и с унифицированными тормозными механизмами, рассчитанными на среднюю вертикальную нагрузку, достигается при высоте крепления нижних осей качания продольных рычагов подвески, не превышающей 50% рабочей длины рессоры.

7. На трехосных полуприцепах с рессорной балансирной подвеской и колёсными осями со статической нагрузкой порядка 80÷100 кН необходимо устанавливать тормозные камеры и регулировочные рычаги, которые характеризуются следующими конструктивными параметрами: передняя ось – камера тип 24, рабочая длина регулировочного рычага 125мм; средняя и задняя оси – камеры тип 30, рабочие длины регулировочных рычагов, соответственно, 150 и 175мм.

8. При установке АБС на трехосные полуприцепы с рессорной балансирной подвеской не должно быть косвенно регулируемых колёс, режим работы которых определяется показаниями датчиков угловых скоростей средней оси.

9. Для наилучшего обеспечения безопасности процесса торможения трёхосных полуприцепов с рессорными балансирными подвесками необходимо использовать АБС конфигурации 4S/3M, в которой: датчики попарно устанавлива-

ливаются на передней и задней осях; первый и второй модуляторы регулируют давление в тормозных камерах передней и средней оси, соответственно, со стороны левого и правого борта; третий модулятор регулирует давление в тормозных камерах расположенных на задней оси подвески.

10. Выполнение нормативных требований Правил №13 ЕЭК ООН, касающихся АБС категории "А", может быть обеспечено и при наличии на трехосных полуприцепах с рессорной балансирной подвеской конфигурации 2S/2M, в которой: применено диагональное размещение датчиков на передней и задней осях; первый модулятор регулирует давление во всех тормозных камерах передней и средней оси; второй модулятор - в тормозных камерах задней оси. Однако, при использовании такой структуры АБС, происходит блокирование косвенно управляемых колес, находящихся на поверхности с низким коэффициентом сцепления во время торможения на дорогах, с различными адгезионными свойствами со стороны левого и правого борта.

Содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Динамика торможения полуприцепа-тяжеловоза на четырехрессорной подвеске // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин. Сборник научных трудов.- Челябинск: ЧПИ, 1985.- С.64-65 (в соавторстве).
2. Динамика торможения автопоезда с полуприцепом на многоопорной рессорной балансирной подвеске // Динамика и прочность мобильных машин: Тезисы докладов научно-технической конференции.- Кутаиси: КПИ, 1989.-С.29 (в соавторстве).
3. Особенности динамики торможения и устойчивости движения полуприцепов на трехпорной рессорной балансирной подвеске// Динамика и прочность автомобиля: Тезисы докладов четвертого всесоюзного научно-технического совещания.- М.:НАМИ, 1990.-С..87 (в соавторстве).

4. Устройство для стабилизации поперечной устойчивости прицепа-тяжеловоза //Автомобильная промышленность.– 1993.– № 1.–С.16 (в соавторстве).

5. Анализ взаимодействия основных элементов барабанных тормозных механизмов мобильных машин// Проблемы развития автотранспортных и транзитных коммуникаций в центрально-азиатском регионе: Труды международной научно-технической конференции.– Ташкент, 1996.– С. 95–97 (в соавторстве).

6. Анализ процесса торможения прицепных транспортных средств и обоснование конфигурации антиблокировочной системы управления// XV Российская школа по проблемам проектирования неоднородных конструкций: Тезисы докладов.– Миасс: Научно-учебный центр, 1996.– С.57–58 .

7. Балансирная подвеска прицепа и эффективность его торможения// Автомобильная промышленность.– 1997.–№ 9.– С.10–12 (в соавторстве).

8. Электропневматическое управление тормозной системой полуприцепа //Автомобильная промышленность.–1997.–№5.– С.35–36 (в соавторстве).

9. Model equipment for imitation of work conditions and adaptation of algorithm of ABS-system// Brakes of road vehicles.– Lodz: Poligraf, 1997.– Р.291–298 (в соавторстве).

Издательство Южно-Уральского государственного  
университета

---

ЛР № 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 26.05.99. Формат  
60 × 84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,16 Уч.-изд. л 1  
Тираж 80 экз. Заказ 138 / 222.