МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
им. КОМСОМОЛА УКРАИНЫ

Уважаемому
Вениамину Николаевичу
с благодарностью от автора.

На правах рукописи

ШЕПЕЛЕНКО Игорь Георгиевич

ДИНАМИКА ТРЕХЗВЕННОГО ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА В ПРОЦЕССЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков – 1981

Работа выполнена на кафедре автомобилей Харьковского автомобильно-дорожного института имени Комсомола Украины.

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор А.Б. ГРЕДЕСКУЛ

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор В.В. ГУСЬКОВ

кандидат технических наук,
ст. научн. сотр. И.Н. СЕРЕБРЯКОВ

Ведущее предприятие - Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе.

Защита состоится "14" мая 1981 г. в 14 часов на заседании специализированного Совета К.068.12.01 по присуждению ученой степени кандидата технических наук Харьковского автомобильно-дорожного института имени Комсомола Украины по адресу:

310078, г. Харьков, ул. Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "11" апреля 1981 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета
к.т.н., доцент ПЕРЕГОН В.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность работы. В связи с увеличением удельного веса и необходимостью повышения производительности транспортных работ в сельскохозяйственном производстве широкое использование получили многозвенные тракторные поезда на базе современных энергонасыщенных колесных тракторов. Работа направлена на повышение активной безопасности многозвенных тракторных поездов. Успешное решение этой задачи возможно только при условии создания эффективных высоконадежных тормозных систем и конструкций звеньев, обеспечивающих устойчивое движение поезда. Поэтому тема диссертационной работы является актуальной.

Современный подход исследованию сложных динамических систем в автотракторостроении предполагает решение многовариантных задач проектирования и оптимизации поведения изучаемых систем. Одной из них является задача оптимизации процесса торможения многозвенных тракторных поездов, относительно полное решение которой на этапе проектирования или доводки возможно с применением методов математического моделирования и системного анализа.

Цель работы состоит в создании на базе ЭЦВМ математических моделей процесса торможения трехзвенного тракторного поезда и разработки методики оптимизации процесса торможения по критериям устойчивости и максимальной эффективности с одновременным выбором соотношений конструктивных параметров поезда, удовлетворяющих оптимальным характеристикам процесса.

Методика исследования заключалась в проведении имитационного моделирования по разработанной дифференциальной модели процесса торможения трехзвенного тракторного поезда, анализе и представлении результатов в виде полиномиальных моделей, функционально связывающих выходные характеристики процесса с варьируемыми конструктивными параметрами поезда. Затем осуществлялось экспериментальное исследование процесса торможения трехзвенного поезда на базе опытного колесного трактора и анализ адекватности математических моделей.

Объектом исследования выбран трехзвенный тракторный поезд, состоящий из трактора Т-150КМ, оборудованного опытным тормозным приводом, полуприцепа 1ПТС-9 и

и прицепа ЗПТС-12.

Научная новизна состоит в том, что на основе математической модели было проведено имитационное моделирование процесса торможения трехзвенного тракторного поезда методами планирования экспериментов для основных конструктивных параметров, определяющих процесс торможения порожнего и груженого тракторного поезда. Применяя совокупность методов исследования сложных систем, с помощью ЭЦВМ получены полиномиальные модели процесса торможения. На основе метода случайного поиска разработана методика оптимизации исследуемого процесса по критериям эффективности торможения и устойчивости движения звеньев поезда (тормозной путь, замедление и усилия в сцепных устройствах) с последующим количественным определением рационального сочетания конструктивных параметров тормозного привода и сцепных устройств.

Приведя систему дифференциальных уравнений процесса торможения трехзвенного поезда к интегральным уравнениям Вольтерра II рода, получены аналитические зависимости для определения усилий в сцепных устройствах при переходных режимах.

Разработана математическая модель для исследования частотных характеристик поезда как механической цепи с упругими связями между звеньями и в шинах.

Практическая ценность и реализация результатов работы. На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработана методика оптимизации процесса торможения, количественно определено оптимальное соотношение конструктивных параметров тормозного привода и сцепных устройств для перспективного агрегатирования колесного трактора класса 3 с тракторными полуприцепом и прицепом. По результатам эксперимента определены пути совершенствования и уточнены свойства опытного тормозного привода трактора Т-150КМ в составе трехзвенного поезда Т150КМ + 1ПТС-9 + ЗПТС-12.

Результаты использованы на Харьковском тракторном заводе при проект ировании тормозных систем перспективных моделей колесных тракторов.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались на Всесоюзной научно-техниче-

ской конференции "Совершенствование тракторных конструкций, их исследования и испытания" в Москве, НАТИ, 1979 год, на научно-технических конференциях ХАДИ 1978-1980 г.г., г.Харьков, на заседании научно-технического Совета ГСКБ по энергонасыщенным пахотным тракторам Харьковского тракторного завода им. С. Орджоникидзе, на совместном заседании проблемных лабораторий автомобилей и тракторов Белорусского политехнического института в 1980г., г.Минск.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 6 научных трудах.

Об"ем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, рекомендаций и выводов. Содержит 196 страниц машинописного текста, 17 таблиц, 37 схем и графиков. Список литературы включает 174 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

В первой главе проведен обзор и краткий анализ научно-исследовательских работ по исследованию процесса торможения автомобильных и тракторных поездов, определена цель и поставлены задачи исследования.

Решению фундаментальных проблем, связанных с динамикой торможения и безопасности движения автомобилей и автопоездов, посвящены работы Е.А.Чудакова, Н.А.Бухарина, Ю.Б.Беленького, А.Б.Гредескула, Н.Ф. Метлюка, Б.С.Фалькевича, Я.Х. Закина, Г.М.Косолапова, В.Г.Розанова, И.М.Бендаса, Б.Б.Генбома, М.А. Петрова и др. авторов. Все основные теоретические положения, изложенные в этих работах,применимы к тракторным поездам. В то же время особенности конструкций и условия работы тракторных поездов требуют дополнительного теоретического и экспериментального исследования процесса торможения и безопасности движения трактора в составе в одним или несколькими прицепами. К таким исследованиям относятся работы В.В.Гуськова, Н.Р.Рашидова, Ю.Н.Гумилевского, А.П.Парфенова, В.Е.Ясеневича, А.С.Брыкова, В.В.Любушкина, В.В.Скрябина, В.Г.Рославлева, Н.В.Богдана, Г.П.Грибко, А.М.Рассолько, В.И.Миркитанова, Е.А.Романчика

и др. авторов.

Анализ работ показывает, что в последнее время большинство исследований направлено на поиск эффективных способов рационального распределения суммарных тормозных сил между осями тракторного поезда применением регуляторов тормозных сил. Таким образом оптимизация движения тракторного поезда реализуется подбором внешних сил, действующих на систему, или другими эквивалентными воздействиями. Однако, многие интересные свойства об"екта исследования связаны с его конструктивными особенностями. Изменения в конструкции или введение дополнительных связей между звеньями поезда существенно влияют на характер движения, а значит и на процесс ено оптимизации. Поэтому оптимизация движения поезда при торможении может осуществляться не только за счет внешних воздействий, выбранных по определенному закону, но и путем улучшения его конструктивных элементов. Физическая реализуемость оптимального процесса торможения станет более полной только при сочетании обоих направлений.

Конструктивные особенности тракторов-тягачей затрудняют осуществлять оптимальное регулирование тормозных сил на мостах трактора. Применение противоблокировочных устройств для сельскохозяйственной техники должно быть оправдано экономически. Оптимизация процесса торможения трактора в составе с двумя и более прицепами полностью не решена.

На основании анализа научно-исследовательских работ сформулированы следующие основные задачи исследования:

- разработать математические модели динамического взаимодействия звеньев трехзвенного тракторного поезда, связанных линейными, нелинейными и существенно-нелинейными связями для режима эсренного торможения;
- разработать методику имитационного моделирования движения тракторного поезда как способа оптимизации процесса торможения по критериям и эффективности и устойчивости движения звеньев;
- разработать рекомендации по определению конструктивных параметров, повышающих эффективность и устойчивость процесса торможения трехзвенного тракторного поезда.

В о в т о р о й г л а в е представлены математические модели процесса торможения трехзвенного поезда, звенья которого соединены динейными, нелинейными и существенно нелинейными связями. Модели представлены в виде, удобном для моделирования на ЭЦВМ.

Процесс торможения многозвенного тракторного поезда характеризуется множеством факторов, каждое количественное сочетание которых определенным образом влияет на эффективность торможения поезда и устойчивость движения его звеньев. В моделях выделены две основные группы таких факторов: параметры быстродействия тормозного привода и жесткостные и демпфирующие характеристики сцепных устройств.

На основании уравнений Ланранжа получены система дифференциальных уравнений движения трехзвенного тракторного поезда при торможении. (рис.1).

$$\left.\begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 &= -F_1(t)\,\mathrm{sign}\,\dot{x}_1 - C_{12}(x_1-x_2) - K_{12}(\dot{x}_1-\dot{x}_2)\ ;\\ m_2\ddot{x}_2 &= -F_2(t)\,\mathrm{sign}\,\dot{x}_2 + C_{12}(x_1-x_2) + K_{12}(\dot{x}_1-\dot{x}_2) - \\ &\quad - C_{23}(x_2-x_3) - K_{23}(\dot{x}_2-\dot{x}_3)\ ;\\ m_3\ddot{x}_3 &= -F_3(t)\,\mathrm{sign}\,\dot{x}_3 + C_{23}(x_2-x_3) + K_{23}(\dot{x}_2-\dot{x}_3);\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где m_1, m_2, m_3 - массы трактора и прицепав;
x_1, x_2, x_3 - перемещения трактора и прицепов;
$\dot{x}_1, \ddot{x}_1, \dot{x}_2, \ddot{x}_2, \dot{x}_3, \ddot{x}_3$ - скорость и замедление трактора и прицепов;
$F_1(t), F_2(t), F_3(t)$ - суммарные тормозные силы, приложенные к трактору и прицепам;
$C_{12}, C_{23}, K_{12}, K_{23}$ - жесткости и коэффициенты демпфирования сцепных устройств, соответственно между трактором и прицепом и между прицепами.

Зазор в сцепном устройстве зависиь от знака относительного перемещения смежных звеньев ($\Delta_{i,i+1} = x_i - x_{i+1}$) поезда и в модели представлен зависимостью:

$$\delta^*_{i,i+1} = 0{,}5\,\delta_{i,i+1}\left(1 + \mathrm{sign}\,\Delta_{i,i+1}\right);\ i = 1,2,3. \quad (2)$$

Модель реализована в виде пакета ФОРТРАН - программ на ЭЦВМ ЕС-1020.

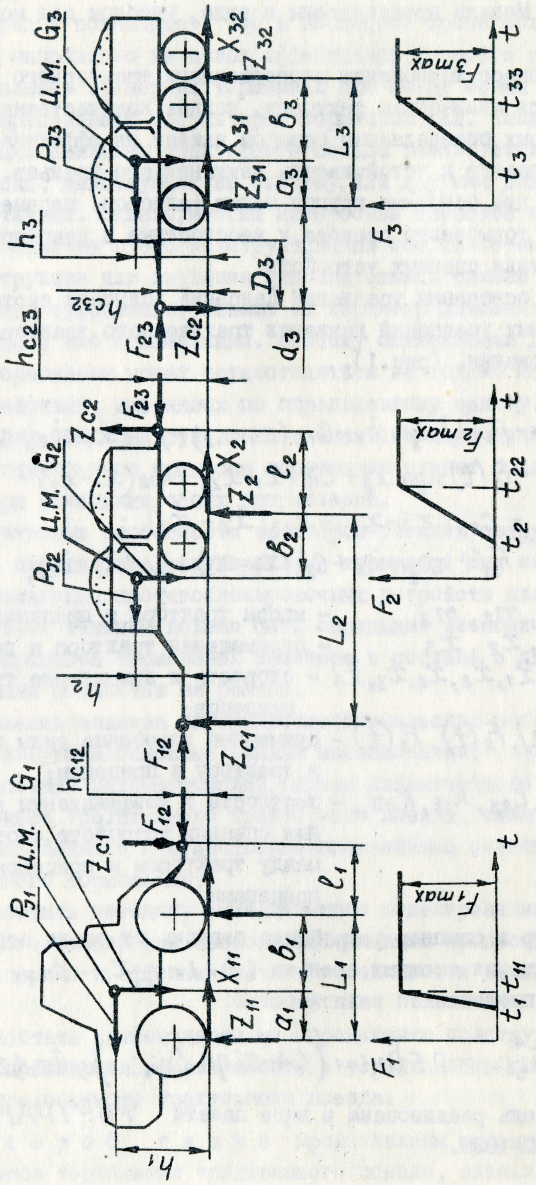


Рис. 1. Схема сил, приложенных к звеньям тракторного поезда в процессе торможения.

Усилие в сцепном устройстве является не только показателем синхронности торможения звеньев поезда, а и критерием продольной устойчивости тракторного поезда. Определение величины усилия в сцепном устройстве и оптимизация ее при переходных режимах процесса торможения является важным этапом при оптимизации всего процесса движения звеньев тракторного поезда при торможении. При аналитическом определении динамических усилий в сцепных устройствах, за основу взята система дифференциальных уравнений (1) . Допускаем, что зазоры в сцепных устройствах отсутствуют, а демпфированием можно пренебречь.

Тогда усилия в сцепках запишутся в виде:

$$F_{12} = C_{12}(x_1 - x_2) \; ; \quad F_{23} = C_{23}(x_2 - x_3). \qquad (3)$$

Систему уравнений (1) приводим к двум самостоятельным уравнениям более высокого порядка, разрешенным относительно усилий в сцепках F_{12} и F_{23} ;

$$F_{12}^{IV} + a_0 \ddot{F}_{12} + a_1 = P_1 - P_2 - P_3 = \Phi_{23} ; \qquad (4)$$

$$F_{23}^{IV} + a_0 \ddot{F}_{23} + a_1 = P_1^* + P_2^* + P_3^* = \Phi_{23} ; \qquad (5)$$

$$a_0 = C_{12}\frac{m_1+m_2}{m_1 m_2} + C_{23}\frac{m_2+m_3}{m_2 m_3} = \omega_{12}^2 + \omega_{23}^2 \; ; \qquad (6)$$

$$a_1 = C_{12} C_{23} \frac{m_1+m_2+m_3}{m_1 m_2 m_3} \; ; \qquad (7)$$

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= \frac{C_{12}}{m_1}\left(\ddot{f}_1 + \omega_{23}^2 f_1\right); \quad P_2 = \frac{C_{12}}{m_2}\left(\ddot{f}_2 + \frac{C_{23}}{m_3} f_2\right); \\ P_3 &= \frac{C_{12} C_{23}}{m_2 m_3} f_3 \; ; \qquad P_1^* = \frac{C_{12} C_{23}}{m_1 m_2} f_1 \; ; \\ P_2^* &= \frac{C_{23}}{m_2}\left(\ddot{f}_2 + \frac{C_{12}}{m_1} f_2\right); \quad P_3^* = \frac{C_{23}}{m_3}\left(\ddot{f}_3 + \omega_{12}^2 f_3\right); \\ f_i &= F_i(t)\,\mathrm{sign}\,\dot{x}_i \; , \; i = 1,2,3. \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

Согласно методике, разработанной А.Н. Голубенцевым, уравнения (4) и (5) заменой переменной $F_{12}^{IV} = u_1(t)$ и $F_{23}^{IV} = u_2(t)$ приводятся к интегральным уравнениям Вольтерра II рода. Пользуясь методами решения интегральных уравнений, получены зависимости усилий в сцепных устройствах в любой момент процесса торможения

с учетом как весовых, так и жесткостных характеристик звеньев, так и параметров, характеризующих быстродействие тормозного привода:

$$\begin{cases} F_{12} = \dfrac{C_{12}}{a_0\sqrt{a_0}}\left(\dfrac{\bar B_2}{m_2} - \dfrac{\bar B_1}{m_1}\right)B_1(\tau) + \dfrac{C_1}{(1+\eta_1)\sqrt{a_0}}\left(\bar B_3 + \bar B_2 - \eta\bar B_1\right)B_1^{(-2)}(\tau) + \\ \quad + \dfrac{C_1}{1+\eta_1}\left(\eta_1 t_1 \bar B_1 - \bar B_2 t_2 - \bar B_3 t_3\right)B_1^{(-1)}(\tau)\ ; \qquad (9) \\ F_{23} = \dfrac{C_{23}}{a_0\sqrt{a_0}}\left(\dfrac{\bar B_3}{m_3} - \dfrac{\bar B_2}{m_2}\right)B_1(\tau) + \dfrac{C_1}{(1+\eta_3)\sqrt{a_0}}\left(\eta_3\bar B_3 - \bar B_2 - \bar B_1\right)B_1^{(-2)}(\tau) + \\ \quad + \dfrac{C_1}{1+\eta_3}\left(\bar B_1 t_1 + \bar B_2 t_2 - \eta_3\bar B_3 t_3\right)B_1^{(-1)}(\tau)\ ; \qquad (10) \end{cases}$$

$$\bar B_i = B_i \operatorname{sign}\dot x_i\ ,\ i = 1,2,3\ ;\quad C_1 = \frac{a_1}{a_0^2}\ ;$$

$$\eta_1 = \frac{1-\gamma_1}{\gamma_1}\ ;\quad \eta_3 = \frac{1+\gamma_3}{\gamma_3}\ ;$$

$$\gamma_1 = \frac{m_1}{m_1+m_2+m_3}\ ;\quad \gamma_3 = \frac{m_3}{m_1+m_2+m_3}\ ;$$

$$B_1(t) = \frac{1}{a_0\sqrt{a_0}}B_1(\tau)\ , \qquad (11)$$

где τ - безразмерный аргумент времени;

$B_1(t)$ - реакция системы на единичный импульс.

$$B_1^{(-1)}(\tau) = \int_0^\tau B_1(\tau - y)\,dy\ ;\quad B_1^{(-2)}(\tau) = \int_0^\tau B_1(\tau - y)\,dy\ . \qquad (12)$$

После определения усилий в сцепных устройствах тракторного поезда был проведен анализ условий устойчивости системы, разрешенной относительно усилий в сцепных устройствах с учетом демпфирования в системе.

Дифференциальные уравнения усилий в сцепках с учетом демпфирования запишутся в виде:

$$F_{12}^{IV} + \rho_1\ddot F_{12} + \rho_2\ddot F_{12} + \rho_3\dot F_{12} + \rho_4 F_{12} = \varphi_{12}^*\ ; \qquad (13)$$

$$F_{23}^{IV} + \rho_1\ddot F_{23} + \rho_2\ddot F_{23} + \rho_3\dot F_{23} + \rho_4 F_{23} = \varphi_{23}^*\ . \qquad (14)$$

$$\left.\begin{aligned} \rho_1 &= K_{12}\frac{m_1+m_2}{m_1m_2} + K_{23}\frac{m_2+m_3}{m_2m_3}\ ; \\ \rho_2 &= K_{12}K_{23}\frac{m_1+m_2+m_3}{m_1m_2m_3} + C_{12}\frac{m_1+m_2}{m_1m_2} + C_{23}\frac{m_2+m_3}{m_2m_3}\ ; \\ \rho_3 &= \left(K_{12}C_{23} + K_{23}C_{12}\right)\frac{m_1+m_2+m_3}{m_1m_2m_3}\ ; \\ \rho_4 &= C_{12}C_{23}\frac{m_1+m_2+m_3}{m_1m_2m_3}\ . \end{aligned}\right\} \qquad (15)$$

Анализ устойчивости протекания процесса изменения усилий в сцепках (рис. 2) показывает, что увеличение демпфирования в сцепке трактора не улучшает устойчивость процесса, а имеет вполне определенные границы и может быть оптимизировано.

В третьей главе рассмотрена методика оптимизации процесса торможения тракторного поезда. В основе методики оптимизации лежат методы имитационного моделирования. То есть предполагается, что об"ект исследования задан в виде кибернетической модели, в которой входные переменнве X_i воздействуют на каждую из выходных переменных $Y_к$. Функциональные связи между X_i и $Y_к$ осуществляет модель об"екта исследования. В данном случае - это дифференциальная модель процесса торможения тракторного поезда (1).

Для оптимизации процесса торможения было выбрано 12 конструктивных параметров, количественное значение которых в наибольшей степени влияет на критерии эффективности торможения (выходные переменные): тормозной путь, замедление, усилия в сцепках. Их физический смысл и уровни варьирования представлены в табл. 1. Уровни варьирования выбирались исходя из результатов предварительных исследований -испытаний тракторного поезда Т-150КМ + 1ПТС-9 + 3ПТС-12 на полигоне ХТЗ им. С.Орджоникидзе, исходя из анализа системы по алгебраическим крите-

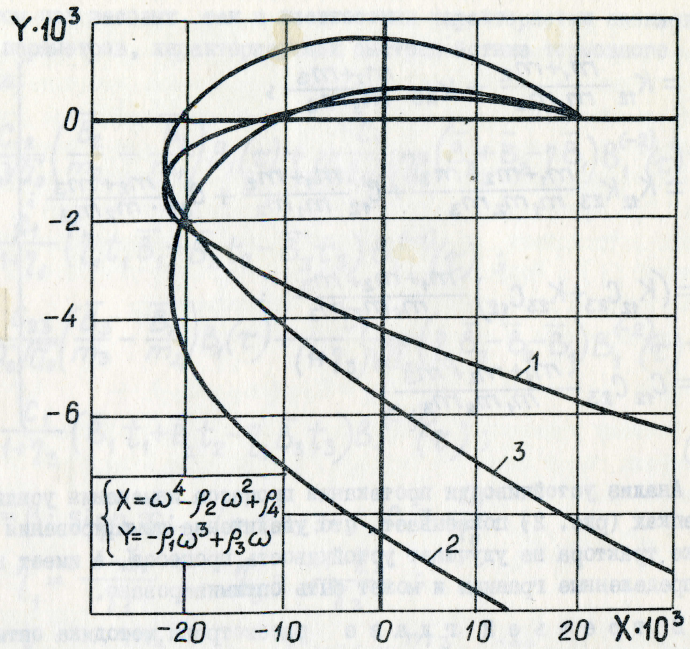


Рис. 2. Анализ устойчивости процесса взаимодействия звеньев поезда с трактором при различной величине демпфирования в сцепке тягача:

1 - $K_{12} = \frac{4000\ Н.с}{м}$; $K_{23} = 2000\ \frac{Н.с}{м}$;

2 - $K_{12} = \frac{8000\ Н.с}{м}$; $K_{23} = 2000\ \frac{Н.с}{м}$;

3 - $K_{12} = 4000\ \frac{Н.с}{м}$; $K_{23} = 8000\ \frac{Н.с}{м}$.

Тракторный поезд в составе Т-150КМ + 1ПТС-9+ 3ПТС-12.

риям устойчивости (рис.3), а также из априорных предположений, учитывающих реально возможные пределы конструктивного исполнения и уже существующие параметры аналогичных конструкций тормозных приводов и сцепных устройств.

Реализация имитационных экспериментов была осуществлена по плану 2^{12-7}. Для оценки адекватности полученных моделей был проведен контрольный имитационный полнофакторный эксперимент по плану 2^8 (для первых восьми, по табл. 1,параметров),

при этом оценивалась только одна выходная переменная процесса-тормозной путь.

Результаты имитационного моделирования представлены математическими моделями в виде полиномов,описывающих количественно взаимосвязь входных и выходных характеристик процесса торможения поезда:

$$\hat{Y} = b_0 + \sum_{i=1}^{K} b_i X_i + \sum_{i,j,i<j}^{K} b_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^{K} b_{ij} X_i^2 ,$$

где K - число факторов;

b_{ij} - коэффициенты,определяемые пошаговым регрессионным методом по сокращенному алгоритму Дулиттла;

X_{ij} - входная независимая переменная (табл.1);

$\hat{Y}$ - выходная характеристика процесса (тормозной путь, замедление или усилие в сцепном устройстве).

Анализ результатов моделирования показывает, что на эффективность торможения груженого тракторного поезда большее влияние оказывает значение темпа нарастания суммарной тормозной силы первого прицепа, а порожнего поезда - темп нарастания суммарной тормозной силы трактора (рис.3). Кроме того,уменьшение жесткости сцепки трактора (а значит и пиковых усилий сжатия

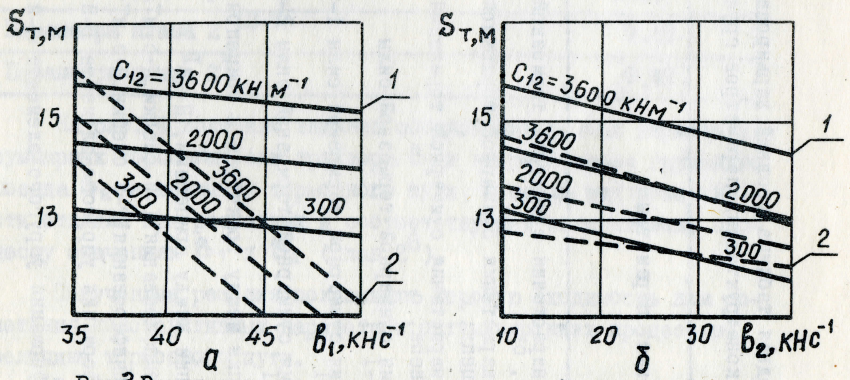


Рис.3.Влияние темпа нарастания суммарной тормозной силы: а - трактора; б-второго звена; -на эффективность торможения трехзвенного тракторного поезда при различной жесткости сцепки трактора . 1- поезд с грузом; 2 - поезд без груза.

в сцепке) эффективно снижает величину тормозного пути поезда.

По полученным в результате имитационного моделирования регрессионным моделям, оценивались степень и характер влияния

Таблица I

Сводная таблица уровней варьирования и оптимальных значений конструктивных параметров груженого тракторного поезда

№№ п/п	Конструктивные параметры	Кодированное обозначение	Нижний уровень варьирования	Верхний уровень варьирования	Оптимальные значения конструктивных параметров план 2^{12-7}	план 2^8
I.	Время начала нарастания суммарной тормозной силы трактора, с	X_1	0,0I.	0,2	0,0298	0,0298
2.	Время начала нарастания суммарной тормозной силы I-го прицепа; с	X_2	0,I5	0,3	0,269	0,236
3.	Время начала нарастания суммарной тормозной силы 2-го прицепа, с	X_3	0,25	0,5	0,426	0,429
4.	Темп нарастания суммарной тормозной силы трактора, Н·с-I	X_4	35000	50000	49782	49944
5.	Темп нарастания суммарной тормозной силы I-го прицепа, Н·с-I	X_5	I0000	40000	30968	39028
6.	Темп нарастания суммарной тормозной силы 2-го прицепа, Н·с-I	X_6	I0000	30000	2II78	25I6I
7.	Жесткость сцепки между трактором и прицепом, $Н \cdot м^{-I}$	X_7	300000	360000	575360	34I682
8.	Жесткость сцепки между прицепами, $Н \cdot м^{-I}$	X_8	300000	I500000	I292800	I47I670
9.	Коэффициент демпфирования I-й сцепки, $Н \cdot с \cdot м^{-I}$	X_9	500	5000	59I	
I0.	Коэффициент демпфирования 2-й сцепки, $Н \cdot с \cdot м^{-I}$	X_{I0}	500	2000	I872	
II.	Предельная деформация упругого элемента I-й сцепки, м	X_{II}	0,005	0,03	0,0I3	
I2.	Предельная деформация упругого элемента 2-й сцепки, м	X_{I2}	0,005	0,03	0,03	

каждого из выбранных параметров на критерии эффективности торможения поезда. На этой основе разработана методика оптимизации процесса, основанная на отыскании глобального оптимума выходной характеристики процесса торможения и определении величин конструктивных параметров поезда, соответствующих этому оптимуму.

Поиск глобального оптимума осуществлялся на ЭЦВМ по методу Монте-Карло. Результаты оптимизации процесса представлены в табл.1. Проверка полученных величин конструктивных параметров осуществлялась подстановкой этих значений в исходную дифференциальную модель. Сравнительные данные для параметров, полученных имитационным моделированием по плану 2^{12-7} и плану 2^8, представлены в табл. 2.

Таблица 2.

Таблица сравнения выходных параметров оптимизированного процесса торможения груженого тракторного поезда.

Выходная характеристика процесса-тормозной путь	$S_т$, м
Реальные параметры	14,3
Параметры плана 2^{12-7}	9,45
Параметры плана 2^8	9,47

На рис. 4 показано влияние соотношения темпов нарастания суммарных тормозных сил трактора B_1 и второго звена груженого поезда B_2 на величину тормозного пути, а также вид поверхности отклика при расчетных и соответствующих оптимальному процессу значениях B_1 и B_2 (план 2^8).

Полученные решения показывают хорошую сходимость для сочетания конструктивных параметров, оптимизирующих процесс по величине тормозного пути.

В четвертой главе отражено экспериментальное исследование процесса торможения трехзвенного тракторного поезда. Программой экспериментальных исследований предусматривались дорожные испытания по определению эффективности торможения трехзвенного тракторного поезда в составе Т-150КМ+ + 1ПТС-9+ 2ПТС-12, определение конструктивных параметров опытного тормозного привода трактора для проведения расчетов, опти-

мизация процесса торможения поезда по результатам активного эксперимента, проверка адекватности математических моделей. Трактор Т-150КМ был оборудован опытным комбинированным тормозным пневмоприводом и сцепным устройством с резиновым упругим элементом.

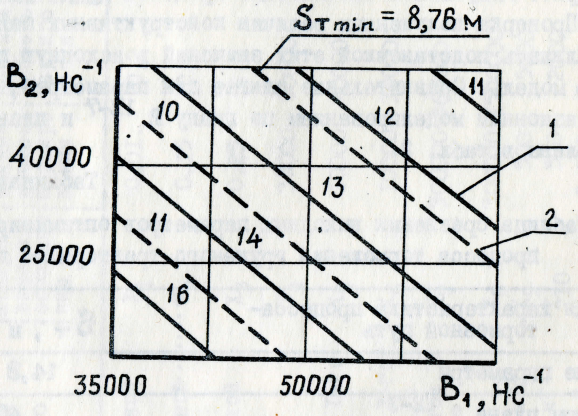


Рис. 4. Вид отклика функционала тормозного пути (в зависимости от темпов нарастания суммарных тормозных сил трактора и второго звена B_1 и B_2) груженого трехзвенного поезда. План 2 . 1 – действительное сочетание параметров; 2– сочетание параметров ,соответствующие оптимальному процессу торможения.

В соответствии с поставленными задачами и методикой дорожных испытаний определились давления в тормозных камерах: передней оси трактора, задней оси трактора, задней оси тележки полуприцепа 1ПТС-9, задней оси прицепа ЗПТС-12; замедление трактора, начальная скорость и тормозной путь поезда, усилия в сцепных устройствах, начало перемещения педали тормоза.

Для измерения давления в тормозном пневмоприводе применялись реостатные датчики. Замедление трактора регистрировалось тензометрическим датчиком конструкции НАТИ. Усилия в сцепных устройствах поезда замерялись тензометрическими элементами, которые устанавливались между крюком и упругим элементом сцепного устройства. Импульсный датчик оборотов, установленный на

"пятом колесе", регистрировал начальную скорость и тормозной путь тракторного поезда. Начало перемещения педали тормоза отмечалось микрокнопкой, вмонтированной в педаль тормоза. Регистрация сигналов от датчиков производилась на ленту осциллографа.

Результаты активного эксперимента обрабатывались на ЭЦВМ и представлены в виде уравнений регрессии. На рис.5 и рис.6 представлен анализ влияния величины давления в исполнительных механизмах тормозного привода на эффективность торможения трехзвенного поезда, проведенный по регрессионным моделям.

При испытаниях установлено, что темп нарастания давления в тормозных камерах прицепных звеньев поезда недостаточно высок, что об"ясняется малой пропускной способностью выпускного клапана опытного тормозного крана, которая, в свою очередь, зависит от регулировки хода штока тормозного крана. Например, увеличение хода штока на 2,2 мм снизило величину тормозного пути на 25 %. Обнаружено явление самоподтормаживания звеньев поезда, управляемых от воздухораспределителя опытного привода, что об"ясняется перепадом давлений в управляющей магистрали и прицепах. Подсоединение дополнительного ресивера в данный контур привода устранило это явление. Для порожнего поезда в конце торможения зарегистрирована блокировки задней оси трактора и задних осей прицепов при максимальном устанавочном давлении в тормозной системе. Это обстоятельство указывает на необходимость регулирования суммарных тормозных сил по звеньям тракторного поезда. Нарушения устойчивости и складывания тракторного поезда при торможении не наблюдалось. При наличии запаздывания торможения прицепов в начальный период времени в сцепке возникают значительные по величине усилия сжатия. В процессе торможения и после остановки тракторного поезда зарегистрированы продольно-угловые колебания трактора и прицепов с частотой (1 ... 2) Герца. Наиболее выделяются колебания трактора и полуприцепа 1ПТС-9.

Оценка точности результатов экспериментальных исследований проводилась по величине дисперсии и критерию Кохрена (по предельной ошибке отклонения не превышали 4,3 %).

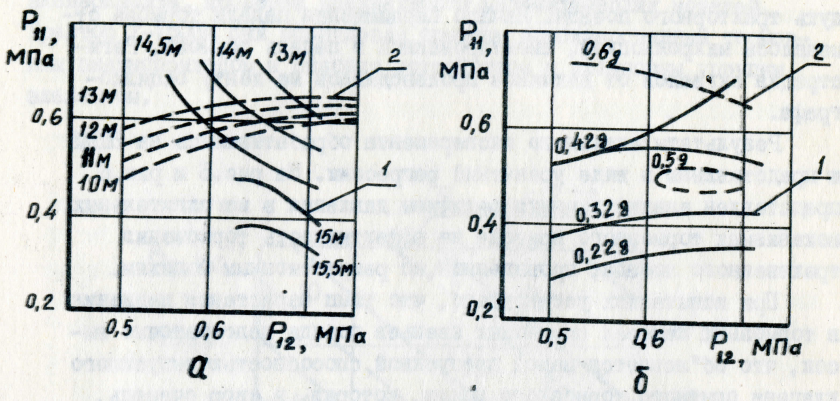


Рис. 5. Анализ влияния соотношения давлений в пневмокамерах передней (P_{11}) и задней (P_{12}) осях трактора в составе поезда Т-150КМ+1ПТС-9+ЗПТС-12 на эффективность торможения: 1-груженый поезд; 2-порожний поезд; а-вид поверхности отклика для тормозного пути; б-для величины установившегося замедления(в долях от величины ускорения свободного падения).

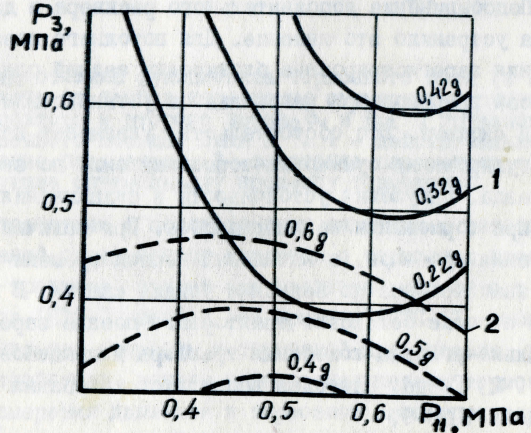


Рис.6. Влияние соотношения давлений в пневмокамерах переднего моста трактора (P_{11}) и заднего моста прицепа ЗПТС-12 ($P_з$) на величину замедления поезда Т-150КМ+1ПТС-9+ЗПТС-12; 1- груженый поезд; 2- порожний поезд.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ.

В проведенных теоретических и экспериментальных исследованиях получены следующие основные результаты:

- разработаны математические модели динамики процесса торможения трехзвенного тракторного поезда, звенья которого соединены существенно-нелинейными связями;

- предложена методика расчета на ЭЦВМ динамических усилий в сцепных устройствах с существенно-нелинейными характеристиками при переходных режимах торможения;

- получены формулы для аналитического определения динамических усилий в сцепных устройствах трехзвенного тракторного поезда при переходных режимах торможения. Формулы функционально связывают параметры быстродействия тормозного привода с динамикой взаимодействия звеньев тракторного поезда;

- разработана математическая модель, отражающая колебательные свойства тракторного поезда и учитывающая упругие нелинейные связи звеньев поезда с учетом тангенциальной упругости шин трактора и прицепов. Модель позволяет эффективно исследовать частотные характеристики продольных колебаний трехзвенного тракторного поезда как упругой механической цепи, а также исследовать влияние упругих характеристик шин, сцепных устройств и подвески на устойчивость звеньев поезда в режиме торможения;

- разработана методика имитационного моделирования процесса торможения тракторного поезда на основе методов исследования сложных систем. Методика позволяет представить процесс торможения в виде исследуемых выходных переменных (тормозной путь, замедление, усилия в сцепках), как функций множества конструктивных параметров тракторного поезда. Такое представление процесса торможения позволяет осуществить его оптимизацию по критериям эффективности и устойчивости поезда;

- разработана методика оптимизации процесса торможения поезда методом случайного поиска;

- разработана методика экспериментального исследования процесса торможения тракторного поезда на основе методов планирования экспериментов.

По результатам исследований можно сделать следующие выводы:

1. Результаты аналитических, имитационных и экспериментальных исследований указывают на эффективность разработанной методики оптимизации процесса торможения трехзвенного тракторного поезда. Методика может быть использована на этапе проектирования и доводки опытных образцов тягачей, колесных тракторов и агрегатируемых с ними прицепов и полуприцепов, а также в качестве основного алгоритма в системе проектирования на заводах отрасли.

2. Разработаны математические модели взаимодействия масс трехзвенного поезда связанных линейными, нелинейными и существенно-нелинейными связями. Установлено, что трехзвенные тракторные поезда, для которых характерно соотношение масс $m_1 > m_2 > m_3$, должны оборудоваться сцепными устройствами с различными жесткостными и демпфирующими свойствами, при этом жесткость сцепного устройства трактора должна быть в (2 ... 3,5) раза меньше жесткости сцепки между прицепами. Величина коэффициента демпфирования сцепки между прицепами должна быть меньше, чем у сцепки трактора в случае, если $K_{23} \leq 2000$ Нсм$^{-1}$. Если же $K_{23} > 2000$ Н.см$^{-1}$, то K_{23} должен быть больше K_{12}.

3. Проведенные экспериментальные исследования подтверждают адекватность исходной дифференциальной модели процесса торможения трехзвенного поезда.

4. Для оптимизации процесса торможения трехзвенного тракторного поезда по величине тормозного пути, достаточно осуществить имитационное моделирование процесса по плану 2^{12-7}.

5. Теоретическими исследованиями установлено, что на эффективность процесса торможения груженого трехзвенного поезда в большей степени, чем другие конструктивные параметры поезда, оказывают влияние быстродействие тормозной системы первого прицепного звена и жесткостная характеристика сцепного устройства тягача, а для порожнего – быстродействие тормозной системы тягача.

6. Разработанная методика экспериментальных исследований процесса торможения многозвенного поезда указывает на возможность подбора давлений в пневмокамерах прицепных звеньев для повышения эффективности торможения.

Экспериментально определено, что для достижения нормативных значений эффективности торможения поезда, давление в пневмокамерах задней оси второго прицепного звена для груженого поезда должно составлять не менее 0,65 Мпа, а для порожнего- достаточно 0,45 МПа (при установочном давлении в системе 0,7 -0,73 МПа).

7. Выбор оптимальных значений выходных характеристик процесса торможения поезда при числе варьируемых конструктивных параметров больше трех целесообразно вести методом случайного поиска.

8. Результаты имитационного и физического моделирования должны быть представлены в виде полиномиальных зависимостей критериев эффективности процесса торможения в функции от конструктивных параметров поезда. Такое представление позволяет подобрать сочетание основных факторов, оптимизирующих выходные характеристики процесса.

На основании оптимизации процесса торможения поезда Т-150К + 1ПТС-9+3ПТС-12 следует, что для повышения эффективности торможения и уменьшения динамического взаимодействия звеньев поезда целесообразно:

- увеличить скорость наполнения тормозных пневмокамер прицепов: первого - до 0,4 МПа.с$^{-1}$, второго - (0,25 - 0,3) МПа.с$^{-1}$;
- жесткость сцепного устройства трактора уменьшить до $(4 \div 9)\ 10^5$ Н.м.$^{-1}$;
- коэффициенты демпфирования сцепных устройств поезда должны быть в пределах $(3 \div 5)\ 10^3$ Н.с.м$^{-1}$;
- предельная деформация упругих элементов сцепок должна быть в пределах (0,018 - 0,03) м.

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в статьях, изложены в двух отчетах:

1. Шепеленко І.Г. Моделювання нелінійних жорсткістних характеристик зчіпних пристроїв тракторного поїзда.-Вісник сільсько-господарської науки, № 10, 1978, с. 62-66.

2. Шепеленко И.Г. Определение динамических усилий в сцепных устройствах многозвенного тракторного поезда в процессе торможения.- Харьков: ХАДИ, 1979 .-12 с. Рукопись депон. в ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаша, № 89.

3. Шепеленко И.Г. (в соавторстве). Оптимизация конструктивных параметров тракторного поезда как динамического об"екта управления.- Тезисы докладов ХУ обл.научно-технической конференции по системам и средствам управления.- Пермь,1979, с. 49-50.

4. Шепеленко И.Г. (в соавторстве). Оптимизация конструктивных параметров тормозной системы многозвенного тракторного поезда методами системного анализа.- Тезисы Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование тракторных конструкций, их исследование и испытания".- М.: НАТИ,1979,с.14-15.

5. Шепеленко И.Г. (в соавторстве). Возможности имитационного моделирования в исследовании динамики сложных систем на примере процесса торможения тракторного поезда.- Харьков:ХАДИ, 1979.- 16 с.Рукопись депон. в ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, № 106.

6. Шепеленко И.Г. Теоретическое исследование динамики и устойчивости тракторного поезда в процессе торможения. Моделирование процесса торможения многозвенного тракторного поезда на ЭЦВМ. Научный отчет.Инв.№ Б 798895.- Харьков: ХАДИ, 1979, 37 с.

7. Шепеленко И.Г.(в соавторстве). Создание конструкции комбинированного привода тормозов трактора Т-150К. Заводские испытания.- Совместный научный отчет ХАДИ и ХТЗ.Тема 91/154-76. Этап 10.1. Заводской № 6130.- Харьков: ХАДИ, 1980, 34 с. (На депонировании).

8. Шепеленко І.Г. (в соавторстве). Оптимізація конструктивних параметрів багатоланцюгового тракторного поїзду за критеріями ефективності гальмування методами системного аналізу.- Вісник сільскогосподарської науки.- Київ: Урожай (в печати).

Ответственный за выпуск доцент Алексеенко В.Н.

БЦ 09162. Подписано к печати 7.IV.1981г.
Заказ 36 , тираж 150. Об"ем условн.печ.л. 1,0

Ротапринт ХАДИ, Харьков, ул. Петровского, 25.