

КИЕВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

ТАРНОПОЛЬСКАЯ Татьяна Ивановна

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ И МАНЕВРЕННОСТИ
МНОГОЗВЕННЫХ АВТОПОЕЗДОВ

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

Киев -1992

Работа выполнена на кафедре "Автомобили и двигатели" Киевского автомобильно-дорожного института и в отделе устойчивости процессов Института механики АН Украины.

Научные руководители: доктор физико-математических наук

Лобас Л.Г.

доктор технических наук

Сахно В.П.

Официальные оппоненты: академик, доктор технических наук,

профессор Погорелья Л.В.

кандидат технических наук, доцент

Курочкин А.С.

Ведущее предприятие: НИИ строительных конструкций Украины

Защита диссертации состоится "30" октбря 1992 года в 10.00 часов на заседании специализированного Совета Д 068.09.02 при Киевском автомобильно-дорожном институте по адресу: 252010, г. Киев, Суворова, 1, Киевский автомобильно-дорожный институт.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы на автореферат, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу в двух экземплярах.


Автореферат разослан "15" сентября 1992 г.

Ученый секретарь

специализированного совета

кандидат технических наук,

доцент

 Н.Н. Дмитриев

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН УРСР

ЛНБ України ім. В. Стефаніка



00816390 (R)

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследований. Использование многозвенных автопоездов для перевозки длинномерных неделимых грузов поставило задачу об исследовании устойчивости и маневренности таких специализированных автотранспортных средств (САТС) с учетом требований к максимально допустимым по условиям эксплуатации дорог нагрузкам на оси. Вследствие ограниченных возможностей и недостаточной эффективности используемых в настоящее время теоретических разработок для оценки динамического поведения звеньев автопоездов весьма сложно сформулировать на стадии проектирования научно обоснованные рекомендации по выбору конструктивных параметров САТС.

Недостаточная изученность особенностей динамического поведения многозвенных машин затрудняет их конструирование, сдерживает достижение оптимальных показателей технико-эксплуатационных свойств. Увеличение числа звеньев уменьшает возможности аналитического анализа, так как каждое дополнительное звено сообщает системе, по меньшей мере, одну степень свободы. Устойчивость и маневренность многозвенных автопоездов нельзя рассматривать на основании характеристик, полученных для отдельных звеньев. Это объясняется тем, что хотя каждое из звеньев описывается своей подсистемой дифференциальных уравнений, их объединение в единую механическую систему связано с изменением коэффициентов указанных подсистем и возникновением новых членов, характеризующих связи между подсистемами.

Учитывая большую стоимость и малый объем производства многозвенных автопоездов для перевозки длинномерных неделимых грузов, а также заранее трудно прогнозируемый характер динамического поведения автопоездов, важно на стадии проектирования обоснованно выбирать оптимальные массово-геометрические, конструктивные параметры, влияющие на маневренность и устойчивость движения. В связи с этим является актуальным выбор закона управления ведомыми звеньями автопоездов, а также поиск путей и возможностей улучшения показателей устойчивости и маневренности. Все это предопределяет необходимость теоретических и экспериментальных исследований по накоплению сведений с фундаментальных закономерностях поведения многозвенных автопоездов в различных дорожных условиях.

Данная диссертация посвящена установлению некоторых общих закономерностей динамического поведения автопоезда с составными

ведомыми звеньями и получению на их основе практических рекомендаций по расширению областей устойчивости автопоездов и улучшению их вписываемости в поворот.

Целью работы является разработка способов повышения устойчивости и маневренности многозвенных автопоездов с составными ведомыми звеньями посредством оптимизации конструктивных параметров, введения упруговязких элементов в опорно-сцепные устройства, рационального выбора закона управления его звеньями.

Научная новизна работы заключается в том, что впервые:

- предложены математические модели автопоездов с составными ведомыми звеньями, состоящими из платформы и трехосной тележки, т.е. с тремя и пятью кинематически независимыми звеньями; проведены теоретические и экспериментальные исследования по оценке устойчивости прямолинейного движения и сравнительная оценка математических моделей многозвенного автопоезда с различной степенью идеализации модели и свойств колес (учет нелинейной гипотезы увода);
- доказана необходимость введения стабилизирующих моментов между звеньями, показана неустойчивость движения автопоезда с составными ведомыми звеньями при отсутствии моментов в опорно-сцепных устройствах;
- на основании метода "продолжения по параметру" определены условия потери статической устойчивости в круговом движении и получены минимально возможные динамические радиусы устойчивых поворотов при различных скоростях движения автопоезда, а также соответствующие этим радиусам углы поворота управляемых колес тягача; найдены стационарные круговые режимы автопоезда при действии внешних постоянных сил и моментов;
- разработан алгоритм численно-аналитического определения критической скорости многозвенного многоосного автопоезда;
- предложен подход, позволяющий получить закон управления ведомыми звеньями в аналитической форме, обеспечивающий отслеживание тележкой следа тягача.

Практическая ценность изложенных в диссертационной работе исследований состоит в том, что разработанные математические модели многозвенных автопоездов позволяют по заданным конструктивным параметрам получить оптимальные коэффициенты демпфирования и зна

И. В. Печенкин
АН УРСР

ЛНБ України
00815390 (R)

чения жесткостей упруго-вязких элементов в сцепных устройствах, исследовать влияние геометрических параметров (в частности, расположение точек сцепки относительно центров масс звеньев) на характеристики прямолинейного движения; алгоритмы и программы расчетов математической модели с использованием ЭЕМ для исследования прямолинейного движения и маневрирования дадут возможность прогнозировать свойства автопоездов на стадии проектирования (по показателям маневренности, устойчивости), сокращая время и затраты на создание новых и усовершенствование существующих автопоездов; получен закон изменения углов поворота управляемых осей ведомых звеньев для следования полуприцепа по траектории тягача.

Достоверность результатов проведенных исследований обеспечивается корректным использованием при моделировании основных положений теоретической механики и теории автомобиля, обоснованным применением теории устойчивости движения, современной контрольно-регистрирующей аппаратурой при экспериментальных исследованиях и подтверждается удовлетворительным совпадением результатов теоретических разработок и экспериментальных данных, а также согласованием с результатами, полученными другими авторами.

Апробация работы. Результаты работы докладывались и обсуждались на научных конференциях молодых ученых Института механики АН Украины (Киев, 1989, 1990, 1991гг.), научных конференциях КАДИ (1989, 1991гг.), на I Всесоюзной школе-конференции "Математическое моделирование в машиностроении" (Куйбышев, 1990г.), на Республиканской научной конференции "Моделирование сложных механических систем" (Ташкент, 1991г.).

Публикации. Основные положения диссертационной работы и результаты исследования отражены в 8 печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, описки литературы, включающего 163 наименования, и содержит 130 страниц основного текста, 9 таблиц, 89 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дан краткий обзор и анализ основных исследований по динамике автопоездов. Исследования криволинейного движения автомобилей и автопоездов посвящены работы многих авторов как в нашей стране, так и за рубежом. Работы Е.А.Чудакова и Я.М.Певзнера положили начало строгому математическому подходу при анализе маневренности и устойчивости движения автомобилей. В последующий период они получили развитие в работах многих отечественных и зарубежных авторов (П.В.Аксенов, Р.А.Акопян, Д.А.Антонов, В.В.Аюпов, Г.Б.Безбородова, Ю.А.Брянский, В.Г.Вербицкая, Я.Х.Закян, Г.В.Зимелев, Э.Н.Ибрагимов, Н.Ф.Кошарный, М.А.Левин, А.С.Литвинов, Л.Г.Лобас, В.В.Маланин, Е.Ю.Малиновский, М.Ф.Метлюк, Л.В.Погорелья, В.П.Сахарно, Я.Е.Фаробин, Н.А.Фуфаев, А.А.Хачатуров, Д.А.Чудаков, Ellis J.R., Jindra F., Vlk F., Zeman K., Pesejka H., Sachs H. и др.).

Для улучшения маневренности многозвенных автопоездов следует управлять его звеньями, причем синтез закона управления представляет весьма сложную задачу. Несмотря на наличие значительных результатов в общей теории управления динамическими системами (Калман Р.Е., Ковалев А.М., Красовский Н.Н., Ли Э.Б., Маркус Л.), их использование для решения конкретных задач связано с большими трудностями. Применительно к автопоезду вопросами управления занимались М.И.Грифф, В.П.Драгзев, Л.П.Драгзева, И.В.Жилин, А.П.Колпаков, А.С.Курочкин, В.И.Соловьев, Я.Е.Фаробин и др.

Обзор отечественных и зарубежных публикация по исследованию динамического поведения многозвенных автопоездов показывает, что в настоящее время нет общепризнанных единообразных подходов ни к разработке математической модели, ни к математическому аппарату для ее анализа. Основная трудность исследования автопоезда по сравнению с одиночным автомобилем состоит, во-первых, в увеличении числа степеней свободы и, следовательно, размерности системы дифференциальных уравнения; во-вторых, значительно большем количестве геометрических, инерционных, конструктивных параметров, что затрудняет выделение среди них тех, изменение которых существенно влияет на динамику автопоезда; в третьих, необходимости сопряжения и согласования динамических характеристик смежных звеньев в точках сцепки, поскольку автопоезд - единая динамическая система.

В первой главе "Разработка математической модели многозвенного автопоезда с составными ведомыми звеньями" рассматривается автотранспортное средство (рис.1), которое имеет два модульных ведомых звена, состоящих, в свою очередь, из кинематически независимых платформы и тележки. При модульном принципе построения автопоездов каждая несущая система полуприцепа (или груз, выполняющий функцию несущей системы) опирается на свою тележку, причем между ними существует шарнирная связь, а управляемыми являются колеса или оси тележки. У ведущего звена (тягача) передняя ось имеет управляемые колеса, углы поворота которых ϵ_1 и ϵ'_1 , причем $\epsilon_1 > \epsilon'_1$. Две задние оси неповоротные и расположены сзади центра масс тягача. Тележки ведомых звеньев трехосные, все оси которых поворотные. Углы поворота этих осей обозначены через ϵ_{2j} - для первого модульного звена, ϵ_{4j} - для второго ($j=1,3$; $\rho=1,3$).

Обозначим через v , u - продольную и боковую проекции скорости центра масс S тягача; $\omega = \dot{\theta}$ - угловая скорость рыскания тягача; ϵ , ϵ_k - курсовые углы звеньев; φ_k - углы складывания кинематически независимых элементов ведомых звеньев; $M_k = f(\varphi_k, \dot{\varphi}_k)$ - моменты сопротивления повороту звеньев ($k=1,4$); σ_{ij} - углы увода; K_{ij} - коэффициенты сопротивления боковому уводу; X_{ij} , Y_{ij} , Z_{ij} - продольные, боковые и вертикальные реакции полотна дороги.

Для составления дифференциальных уравнений движения с помощью метода квазикординат использована теорема об изменении главного вектора \vec{K} и главного момента \vec{C} количества движения, выраженных через кинетическую энергию T : $\dot{\vec{K}} = \text{grad}_{\dot{q}} T$, $\dot{\vec{C}} = \text{grad}_{\omega} T$. Это позволяет разделить переменные в данной динамической системе на две, последовательно интегрируемые подсистемы меньшей размерности. Спроектировав уравнения для \vec{K} и \vec{C} на подвижные оси и дополнив их уравнениями Лагранжа II рода для углов складывания ведомых звеньев φ_k ($k=1,4$), которые являются голономными координатами, получим систему

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial v} - \omega \frac{\partial T}{\partial u} = F_{x_0}, \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial u} + \omega \frac{\partial T}{\partial v} = F_{y_0}, \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega} - u \frac{\partial T}{\partial v} + v \frac{\partial T}{\partial u} = M_0 + M_1,$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \varphi_k} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_k} = M_k + M_1 - M_2 + M_3, \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \sigma_{ij}} - \frac{\partial T}{\partial \sigma_{ij}} = M_{\sigma_{ij}} + M_2,$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \sigma_{ij}} - \frac{\partial T}{\partial \sigma_{ij}} = M_{\sigma_{ij}} + M_3 - M_4, \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \sigma_{ij}} - \frac{\partial T}{\partial \sigma_{ij}} = M_{\sigma_{ij}} + M_4.$$

Здесь F_{x_0} , F_{y_0} - проекции главного вектора горизонтальных реакции

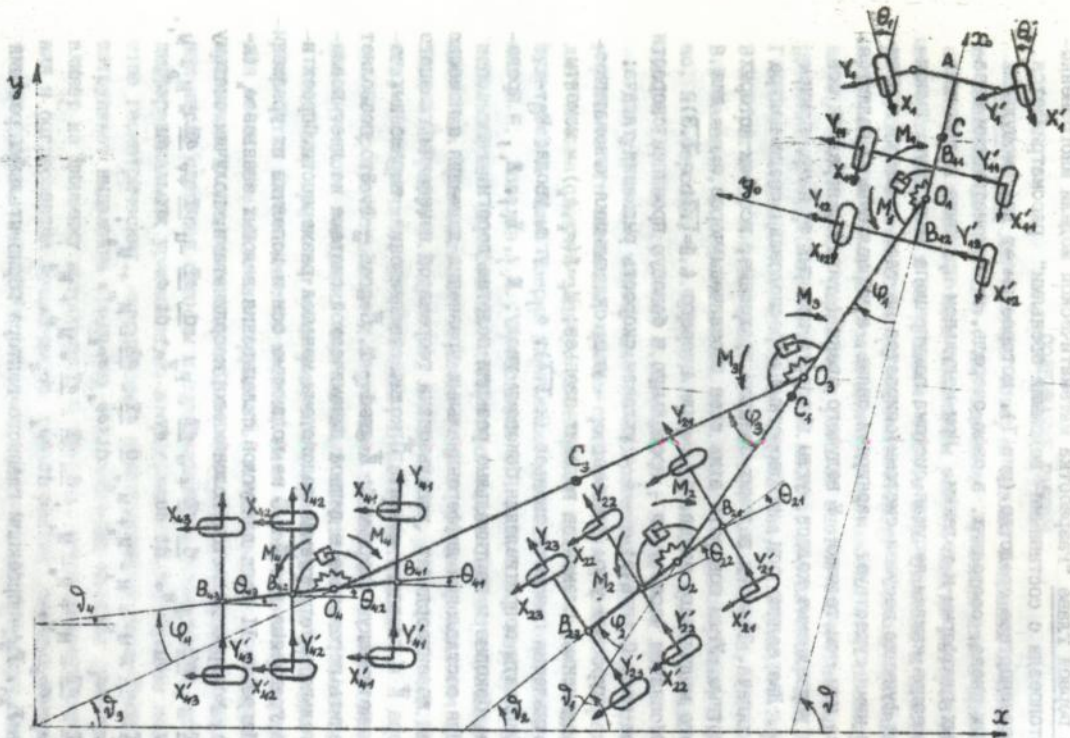


Рис. I.
 Расчетная схема автопоезда с двумя ведомыми составными звеньями

положна дороги Γ на подвижные оси X_0, Y_0 ; M_0, M_{φ_i} - обобщенные силы по соответствующим координатам: $M_0 = \text{мом}_{O_0}(\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_4)$, $M_{\varphi_1} = \text{мом}_{O_1} Z_1(\vec{F}_2 + \vec{F}_4)$, $M_{\varphi_2} = \text{мом}_{O_2} Z_2 \vec{F}_2$, $M_{\varphi_3} = \text{мом}_{O_3} Z_3 \vec{F}_3$, $M_{\varphi_4} = \text{мом}_{O_4} Z_4 \vec{F}_4$.

\vec{F}_k ($k=1, 2, 4$) - главный вектор горизонтальных реакций в точке контакта на k -тое ведомое звено, T - кинетическая энергия автопоезда:

$$T = T_0 + \sum_{i=1}^4 T_i, \quad T_i = \frac{1}{2} (m_i V_{ci}^2 + I_i \dot{\varphi}_i^2) \quad (i=0, 1, 2, 3, 4),$$

где T_0, T_i - кинетическая энергия звеньев.

Полученные экспериментально зависимости боковой реакции Y , приложенной в центре пятна контакта натягиваемого упругого колеса, от так называемого угла увода довольно точно аппроксимируются аналитически выражением:

$$Y_i = K_i \delta_i / \sqrt{1 + K_i^2 (\varphi^2 G_i^2)^{-1} \delta_i^2},$$

где φ - коэффициент поперечного сцепления между шиной и опорной поверхностью (считаем φ постоянным в данных дорожных условиях).

Углы увода определяются выражениями:

$$\delta_1^{(j)} = \delta_1^{(j)} - \arctg \frac{u + (a - \varepsilon \sin \delta_1^{(j)}) - \dot{\delta}_1^{(j)} \varepsilon \sin \delta_1^{(j)}}{v - \omega (H + \varepsilon \cos \delta_1^{(j)}) - \dot{\delta}_1^{(j)} \varepsilon \cos \delta_1^{(j)}}, \quad \delta_{11}^{(j)} = \arctg \frac{-u + b_1 \omega}{v + \omega \cdot H}$$

$$\delta_{2j}^{(j)} = \delta_{2j}^{(j)} - \arctg \frac{(u - \omega b_{2j}) \pm H(\omega - \dot{\delta}_{2j}) \sin \delta_{2j}}{v \mp H(\omega - \dot{\delta}_{2j}) \cos \delta_{2j}}, \quad (j=1, 2), (j=1, 3)$$

$$\delta_{4\rho}^{(j)} = \delta_{4\rho}^{(j)} - \arctg \frac{(u - \omega b_{4\rho}) \pm H(\omega - \dot{\delta}_{4\rho}) \sin \delta_{4\rho}}{v \mp H(\omega - \dot{\delta}_{4\rho}) \cos \delta_{4\rho}}, \quad (\rho=1, 3).$$

Анализ математической модели автопоездов рассматриваемой конструкции (при наличии кинематически независимой несущей платформы, представляющей собой вырожденное (по Закину) звено) показал, что круговое движение возможно лишь при учете упругих и демпфирующих элементов в опорно-сцепных устройствах. Необходимость введения таких моментов показана на примере автопоезда более простой конструкции (рис.2). Равновесие бесколесного звена (платформы) нарушается при отсутствии $M_k = f(\varphi_k, \dot{\varphi}_k)$, ($k=1, 4$) и $Y_2 = 0$ вследствие того, что боковые реакции на колесах тележек не в состоянии уравновесить момент центробежных сил $(m_1 d_1 + m_2 l_1) \omega v$.

Усилия в опорно-сцепных устройствах определены с использованием метода сечения.

Исходя из того, что конструкции автопоездов с подкатной теле-

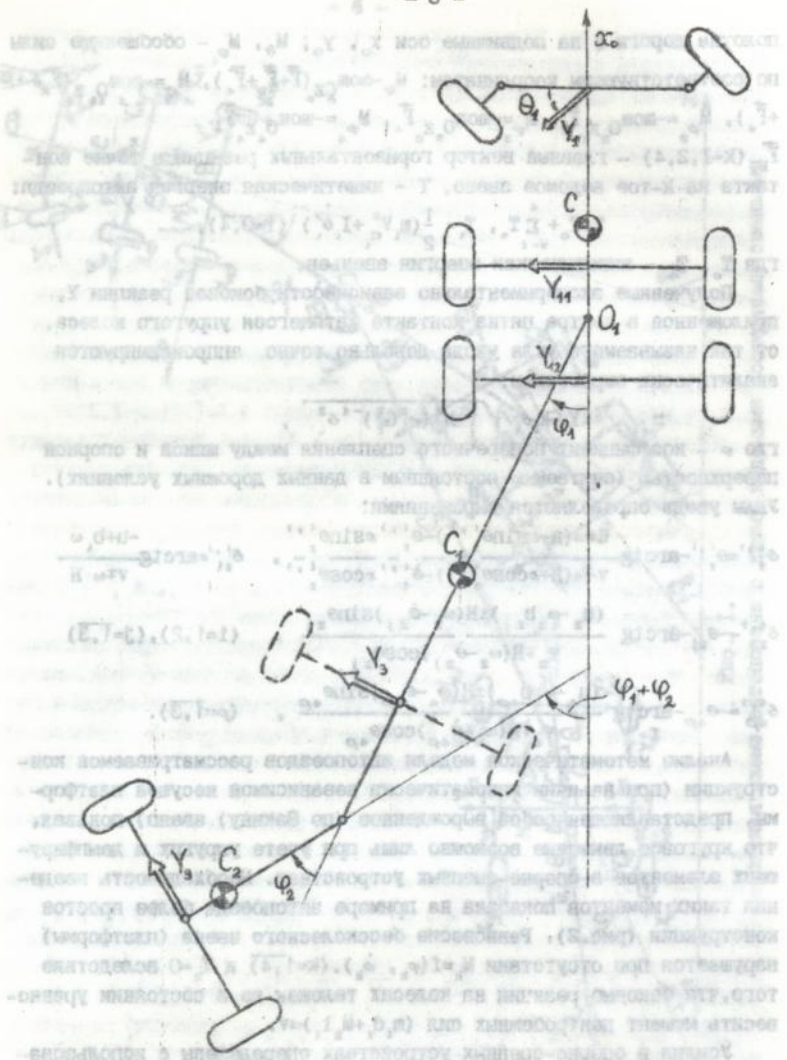


Рис. 2.

К обоснованию необходимости учета моментов в опорно-сцепных устройствах

ской имеют высоко расположенный центр масс дифференциальные уравнения плоскопараллельного движения дополнены динамическими уравнениями по крену для тягача и тележек.

Как частный случай, получены дифференциальные уравнения движения для автопоезда с одним составным ведомым звеном (платформой и тележкой). Для этого принимаем m_2, m_3, K_{ρ} равными нулю.

Во второй главе "Исследование динамического поведения модели многозвеного автопоезда" рассмотрен автопоезд, состоящий из автомобиля-тягача, несущей платформы и тележки. Необходимость аналитического определения критической скорости движения, радиуса поворота и др. вынуждает отказаться от некоторых степеней свободы и рассматривать плоскую модель, имеющую первостепенное влияние на эти величины. Там же, где проводится численный анализ (на основании задачи Коши), в диссертации учитываются все шесть степеней свободы тягача и соответствующие степени свободы ведомых звеньев.

Динамические и кинематические уравнения автопоезда можно проинтегрировать лишь численно. Для этого систему дифференциальных уравнений следует разрешить относительно старших производных $\dot{V}, \dot{U}, \dot{\omega}, \dot{\varphi}_1$ и $\dot{\varphi}_2$ (привести к нормальному виду Коши). В диссертации система уравнения движения, представленная в матричном виде $A\dot{x}=g(x)$, преобразуется к виду $\dot{x}=Rx$.

В результате интегрирования получены значения переменных (скорости центра масс тягача - продольной и поперечной, угловой скорости рыскания (рис.3), углов складывания звеньев и их первых производных, курсового угла и координат центра масс):

$$x_1 = V(t), \quad x_2 = U(t), \quad x_3 = \omega(t), \quad x_4 = \varphi_1(t), \quad x_5 = \dot{\varphi}_1(t), \quad x_6 = \varphi_2(t), \quad x_7 = \dot{\varphi}_2(t), \quad x_8 = \theta(t), \quad x_9 = x_c(t), \quad x_{10} = y_c(t).$$

Результаты моделирования криволинейного движения, характеризующие различие плоской и пространственной постановок с учетом влияния нераспределения нагрузок по бортам и продольных сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью получены при скоростях 10 и 15 м/с. Сравнение радиусов установившихся поворотов плоской и пространственной моделей указывает на необходимость учета влияния продольных сил и догрузок по бортам при анализе криволинейного движения автопоезда.

При исследовании устойчивости движения автопоездов к традиционной для автомобильных транспортных средств устойчивости против бо-

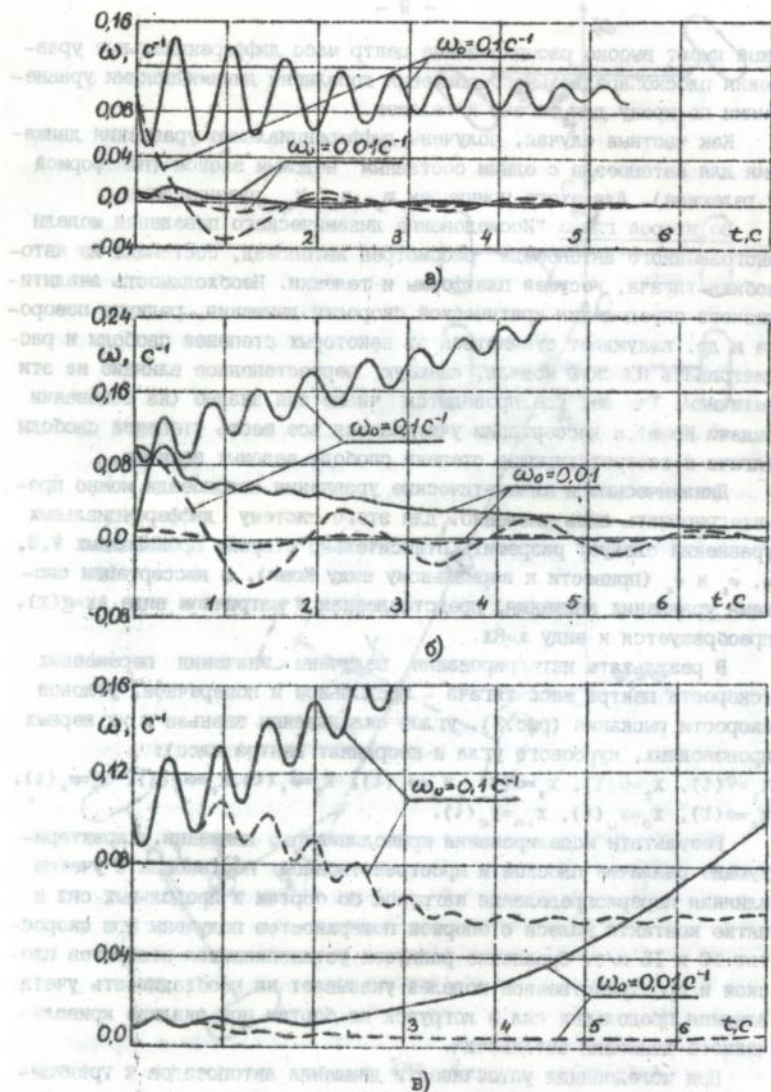


Рис. 3.

Графики изменения угловой скорости тягача:
 а) $U=2$ м/с, б) $U=15$ м/с, в) $U > U_{кр}$

кового заноса (курсовая устойчивость) и против опрокидывания (устойчивость относительно угла крена) добавляется устойчивость против складывания. Многозначности присущ ряд явлений, не наблюдаемых в случае одиночных транспортных средств.

В некритических по Ляпунову случаях можно ограничиться анализом линейного приближения. При $V = \text{const}$ система дифференциальных уравнений движения автопоезда допускает решение $U = U_0$, $\omega = \omega_0$, $\varphi_1 = \varphi_1^0$, $\varphi_2 = \varphi_2^0$ которому на плоскости дороги соответствует движение всех точек автопоезда по окружностям. Примем такое движение за невозмущенное.

Для исследования устойчивости стационарного решения U_0 , U_0 , ω_0 , φ_1^0 , φ_2^0 (в случае прямолинейного невозмущенного движения все эти значения, кроме V , равны нулю) положим $U = U_0 + U'$; $\omega = \omega_0 + \omega'$; $\varphi_1 = \varphi_1^0 + \varphi_1'$; $\varphi_2 = \varphi_2^0 + \varphi_2'$. Для вариаций U' , ω' , φ_1' получим, спуская штрихи, уравнения, не разрешенные относительно старших производных

$$\left\{ \begin{aligned} & (m_1 + m_2) \dot{u} - \omega (c(m_1 + m_2) + m_1 d_1 + m_2 (\ell_1 + d_2)) + \bar{\varphi}_1 (m_1 d_1 + m_2 (\ell_1 + d_2)) + \bar{\varphi}_2 m_2 d_2; \\ & = Y_1 + Y_1' + \sum_{i=1}^2 (Y_{1i} + Y_{1i}') + \sum_{j=1}^3 (Y_{2j} + Y_{2j}') - (m_1 + m_2) \omega v; \\ & - c(m_1 + m_2) \dot{u} + \omega (I + c^2(m_1 + m_2) + c(m_1 d_1 + m_2 (\ell_1 + d_2))) - \bar{\varphi}_1 (I_1 + m_1 d_1^2 + m_2 \ell_1 (\ell_1 + \\ & + d_2)) - \bar{\varphi}_2 m_2 d_2 = (Y_1 + Y_1') a - \sum_{i=1}^2 (Y_{1i} + Y_{1i}') b_{1i} + c \sum_{j=1}^3 (Y_{2j} + Y_{2j}') + q_1 \varphi_1 + \\ & + p_1 \varphi_1 + c(m_1 + m_2) \omega v; \\ & (m_1 d_1 + m_2 \ell_1) \dot{u} - \omega (I_1 + m_1 d_1 (c + d_1) + m_2 \ell_1 (c + \ell_1 + d_2)) + \bar{\varphi}_1 (I_1 + m_1 d_1^2 + m_2 \ell_1 (\ell_1 + \\ & + d_2)) + \bar{\varphi}_2 \ell_1 m_2 d_2 = \ell_1 \sum_{j=1}^3 (Y_{2j} + Y_{2j}') + q_1 \varphi_1 + p_1 \varphi_1 - q_2 \varphi_2 - p_2 \varphi_2 - (m_1 d_1 + \\ & + m_2 \ell_1) \omega v; \\ & m_2 d_2 \dot{u} - \omega (I_2 + m_2 d_2 (c + \ell_1 + d_2)) + \bar{\varphi}_1 (I_2 + m_2 d_2 (\ell_1 + d_2)) + \bar{\varphi}_2 (I_2 + m_2 d_2^2) = \\ & = \sum_{j=1}^3 (Y_{2j} + Y_{2j}') (d_2 + b_{2j}) + q_2 \varphi_2 + p_2 \varphi_2 - m_2 d_2 \omega v. \end{aligned} \right.$$

Линеаризуем углы увода: $\delta_{1i}'' = -(u + \omega) / v$, $\delta_{11}'' = -(u + b_{11} \omega) / v$ ($i=1, 2$); $\delta_{2j}'' = -(\varphi_1 + \varphi_2) - u / v + \omega (c + \ell_1 + d_2) / v - \bar{\varphi}_1 (\ell_1 + d_2) / v - \bar{\varphi}_2 d_2 / v$, ($j=1, 3$). При этом боковые составляющие реакций спорной поверхности можно представить как $Y_{ij} = k_{ij} \delta_{ij}$.

Тогда характеристическое уравнение, соответствующее системе уравнений в вариациях, имеет вид: $\sum_{i=0}^6 A_i \lambda^{n-i} = 0$. Одно из необходимых условия устойчивости прямолинейного движения сводится к тре-

бозавию положительности свободного члена характеристического уравнения: $A_0^0 + A_2^1 V^2 > 0$, т.е. $V^2 < A_0^1 / (-A_0^0)^{-2}$. Найдем также значение скорости V поврга масс тягача $V_{кр}$, при котором это условие выполняется. Получим

$$V_{кр}^2 = \frac{(q_1 q_2 + q_1 B + q_2 Q)(k_2 G - K^2) + q_1 q_2 (k_2 G + T^2 k_2 k_2^{-1} + 2KT)}{m_1^2 (q_1 q_2 + q_1 B + q_2 Q)K - q_1 q_2 T + m_1 Z + m_2 N}$$

где $Z = q_1 D_1 (c + d_1) k_2 + K_1 + q_2 (Q - d_1 k_2) (c k_2 + K) - q_1 q_2 [C - d_1 k_2 - (c + d_1) k_2 - K]$,
 $N = q_1 B_1 (c + d_1) k_2 + K_1 + q_2 B (c k_2 + K) - q_1 q_2 [B - (c + d_1 + d_2) k_2 - K]$.

Движение при скоростях, меньших критической, асимптотически устойчиво при условии отсутствия в этом интервале колебательной неустойчивости. (вопрос о наличии колебательной неустойчивости разрешается численно путем определения корней характеристического уравнения), и затухания возмущения происходят с течением времени по экспоненте. Если скорость превышает $V_{кр}$, то движение неустойчиво, и возмущения переменных экспоненциально нарастают.

Как и в случае автопоездов кананической конструкции, существование критической скорости многоосного автопоезда в значительной степени зависит от алгебраической величины $c = CO_1$, определяющей положение точки сцепки O_1 относительно центра масс C автомобиля-тягача. Из выражения для $V_{кр}$ следует, что конструктивное перемещение места расположения опорно-сцепного устройства в сторону центра масс повышает критическую скорость прямолинейного движения. Наличие $c < 0$ расширяет область устойчивости. Если $c < c_*$, то $V_{кр}$ не существует, а при $c = c_*$ имеем $V_{кр} = \infty$. Здесь

$$c_* = \frac{q_1 (m_1 + m_2) (Q - K) - m_1 d_1 (k_2 + k_2) + q_2 [B - (1_1 + d_2) k_2 - K] - m_1 (D_1 Q) K - m_1 R - m_2 P}{k_2 [m_1 (D + Q - d_1 k_2) + 2m_2 B] - q_1 m k_2 - (m_1 + m_2) k_2}$$

где $R = d_1 k_2 D + (D + Q - d_1 k_2) K$; $P = B(1_1 k_2 + 2K)$.

При увеличении коэффициентов демпфирования и жесткостей в опорно-сцепных устройствах возникает противоречие между двумя основными требованиями к автопоезду: устойчивостью и маневренностью. Так, повышение критической скорости за счет возрастания восстанавливающих моментов приводит к ухудшению маневренности, поскольку автопоезд становится чрезмерно "жестким" (реализуемые углы складывания слишком малы).

Если в уравнениях в вариациях положить все произвольные перемещенных равными нулю, получим систему, определяющую стационарные

режимы движения автопоезда:

$$\left\{ \begin{aligned} (m_1 + m_2) \omega V &= Y_1 + Y_2 + \sum_{i=1}^2 (Y_{1i} + Y'_{1i}) + \sum_{j=1}^2 (Y_{2j} + Y'_{2j}); \\ -c(m_1 + m_2) \omega V &= (Y_1 + Y_2) a - \sum_{i=1}^2 (Y_{1i} + Y'_{1i}) b_{1i} - \sum_{j=1}^2 (Y_{2j} + Y'_{2j}) - q_1 \varphi_1; \\ (m_1 d_1 + m_2 l_1) \omega V &= l_1 \sum_{i=1}^2 (Y_{1i} + Y'_{1i}) - q_1 \varphi_1 + q_2 \varphi_2; \\ m_2 d_2 \omega V &= \sum_{j=1}^2 (Y_{2j} + Y'_{2j}) (d_2 + b_{2j}) - q_2 \varphi_2. \end{aligned} \right.$$

Система алгебраических уравнений разрешена в виде

$$U = \Delta_1 / \Delta, \quad \omega = \Delta_2 / \Delta, \quad \varphi_1 = \Delta_3 / \Delta, \quad \varphi_2 = \Delta_4 / \Delta.$$

Полученные аналитические выражения для переменных в установившихся крутовых движениях дают возможность проанализировать влияние различных конструктивных параметров на динамику автопоезда и найти такие характеристики, как радиус поворота, положение мгновенного центра вращения, определить значения установившихся углы увода любого колеса, а значит, и сил, действующих на него в поперечной плоскости, конфигурацию автопоезда относительно системы координат, связанной с дорогой. Они позволяют выбрать оптимальные (с точки зрения вписываемости в поворот) величины жесткостей в опорно-слепных устройствах. По знаку величины ω (повороту управляемых колес θ_2 должен соответствовать поворот автопоезда в ту же сторону) определяется условие существования критической скорости в случае движения по окружностям достаточно больших радиусов.

Аналитическое выражение для угловой скорости тягача позволяет установить наличие или отсутствие критической скорости прямолинейного движения автопоезда (поворот автопоезда в сторону, противоположную управляемому воздействию, т.е. $\omega < 0$ при $\theta > 0$, свидетельствует об избыточной поворачиваемости). Условие $\omega > 0$ при $\theta > 0$ реализуемости крутового движения выполняется лишь тогда, когда скорость V меньше критической. Так как $\omega = \Delta_2 / \Delta = \Delta_2 V^2 / (\alpha V^2 + \beta)$, $\Delta_2 > 0$, то $\omega > 0$ лишь при положительности знаменателя: $\alpha V^2 + \beta > 0$. Следовательно, $V^2 < \beta / (-\alpha) = V_{кр}^2$.

При управляющем воздействии $\theta' > 0$ радиус поворота трехзвенника $R = V / \omega$ представляет собой радиус окружности, описываемой той точкой продольной оси AB_{12} ведущего звена, скорость которой направлена, в отличие от остальных точек, вдоль этой оси. Радиус поворота автопоезда представим следующим образом:

$$R = V / \omega = \Delta / \Delta_2 \quad (8.1)$$

$$R = \frac{[m(W - q_1 q_2 T) + m_1 F_1 + m_2 F_2] V^2 - W(Gk_n - K^2) - q_1 \eta_2 (Gk_2 + T^2 k_n K^{-1} + 2KT)}{(k_1 e_1 + k_1' e_1') \{W(ak_n - K) + q_1 q_2 (T + ak_n)\} + q_1 q_2 \left\{ \sum_{j=1}^n K \Sigma (k_{2j} + k_{2j}') e_{2j} + K \sum_{j=1}^n T_j^2 e_{2j} \right\}}$$

здесь $W = q_1 q_2 + q_1 D + q_2 Q$, $F_1 = W(K + ck_n) + \eta_1 D d_1 k_n - q_1 q_2 (Q - d_1 (k_n + k_2))$,

$$F_2 = [q_1 q_2 + (q_1 + q_2) B] (K + ck_n) + q_1 B d_1 k_n - q_1 q_2 [B - (1 + d_1) k_1]$$

Из полученного выражения следует, что на радиус поворота автопоезда влияют не только параметры тягача, но и коэффициенты сопротивления уводу прицепных звеньев (k_{2j}), жесткости упругих элементов (q_1, q_2), а также углы поворота управляемых осей тележки (e_{2j}).

Движение длиннобазных автопоездов по криволинейным траекториям предъявляет повышенные требования к маневренности, что в свою очередь связано с необходимостью введения достаточно эффективного управления ведомыми звеньями.

Рассмотрим выбор управления для автопоезда с управляемой тележкой; предположим, что точка сцепки движется с постоянной скоростью по заданной окружности. По той же окружности должна двигаться и вторая точка сцепки. Закон управления линеен: $e_2 = h \varphi_1$, причём φ_1 - угол складывания.

Требование отслеживания траектории точки сцепки прицепным звеном накладывает условие, выражающееся первым соотношением (при $L > 2R$ задача не имеет решения):

$$\sin \varphi_1 = L_1 / (2R) \approx \varphi_1; \quad \varphi_2 = [L_1 - V^2 / (gk_2 L_1)] / [(1+h)R].$$

Из последних соотношений получено аналитическое выражение для передаточного отношения $h = 1 - 2V^2 / (gk_2 L_1)$. Следовательно, значение h является функцией не только геометрических параметров и безразмерного коэффициента сопротивления боковому уводу K_2 , но и скорости, т.е. полученный закон управления связан с характерной скоростью $V_* = \sqrt{L_1 g}$ так, что если $V < V_*$, то подприцеп ориентируется во внутреннюю сторону, при $V > V_*$ - во внешнюю. Этим объясняется изменение знака передаточного отношения.

Уточнением закона управления трехзвенным автопоездом будет использование аналитических выражений для исходной трехзвенной машины при законе управления по сумме углов складывания $e_2 = h(\varphi_1 + \varphi_2)$. Коэффициент управления определяется из требования совпадения траекторий точек O_1 и O_2 ($L/(2R) = \varphi_1$): $\varphi_1 = \Delta_{\omega_1} / \Delta - L \cdot \Delta_{\omega} / (2V \cdot \Delta)$, т.е. $\Delta_{\omega_1} \cdot V = \Delta_{\omega} L$, отсюда h определяется как функция набора пара-

метров $h=f(V, K_j, m, m_1, m_2, a, b_1, c_1, d_1, d_2, b_2)$.

Для оценки правомерности допущения о совпадении точки сцепки с точкой, в которой скорость направлена под углом θ , найдем проекцию мгновенного центра вращения (такой постановке будет соответствовать точка, находящаяся на расстоянии l_* от O_1): $l_* = v/\omega = \Delta y / \Delta \omega$.

Введение такого управления прицепным звеном изменяет характер движения автопоезда. При движении, близком к круговому (поворот на 90° , 180° и 360°), колеса полуприцепа движутся по кривой, близкой к траектории задних колес тягача. При входе и выходе из поворота смещения, нежелательные с точки зрения безопасности движения, меньше, чем в случае неуправляемой тележки.

Проведен анализ эффективности управления поворотными осями тележки. Все виды характерных движения моделировались при скорости движения автопоезда $V=5$ м/с (в случае движения по круговой траектории, кроме того, при $V=10$ м/с). Критерием эффективности в данном случае принималась величина Δ - рассогласование следз центра масс тягача и характерных точек управляемой тележки.

В третьей главе "Исследование кругового и прямолинейного движения автопоезда с двумя составными ведомыми звеньями" автопоезд (рис. I) описан с помощью семи дифференциальных уравнений. Переменными в этом случае являются продольная, поперечная и угловая скорости тягача, углы складывания ведомых звеньев и скорости изменения этих углов, а также курсовой угол и координаты центра масс ведущего звена. Представим систему уравнений в виде

$$\sum_{j=1}^7 a_{ij} \dot{x}_j = g_i \quad (i=1,7).$$

Приведение системы к нормальному виду Коши в случае автопоезда с двумя модульными звеньями предполагает использование численных методов матричной алгебры. Для этого уравнение движения, представленное в матричном виде $A\dot{x}=g(x)$, преобразуется к виду $\dot{x}=Rx$. Вычисление элементов матрицы $Rx=A^{-1}g(x)$ системы неоднородных алгебраических уравнений осуществляется обобщенным методом Гаусса.

Аналитические выражения для переменных $U(\theta_1)$, $\omega(\theta_1)$, $\phi_1(\theta_1)$, соответствующих установившимся движениям ($\dot{U}=0$, $\dot{\omega}=0$, $\dot{\phi}_1=0$, $\dot{\theta}_1=0$ ($i=1,6$)), получены из системы уравнений стационарных движений автопоезда с пятью кинематически независимыми звеньями по круговой траектории достаточно большого радиуса ($V=const$):

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_1 n_1 + m_2 + m_3 + m_4) \omega V = Y_1 + \sum_{i=1}^2 Y_{1i} + \sum_{j=1}^3 Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho}; \\ -c(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) \omega V = 2Y_1 - \sum_{i=1}^2 Y_{1i} b_{1i} - c \left(\sum_{j=1}^3 Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} \right) + M_1; \\ (m_1 d_1 + m_2 \zeta_1 + (m_3 + m_4) \zeta_2) \omega V = \zeta_1 \sum_{j=1}^3 Y_{2j} + \zeta_2 \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} + M_1 - M_2 - M_3; \\ m_2 d_2 \omega V = \sum_{j=1}^3 Y_{2j} (d_2 + b_{2j}) + M_2; \quad (m_3 d_3 + m_4 \zeta_3) \omega V = \zeta_3 \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} + M_3 - M_4; \\ m_4 d_4 \omega V = \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} (d_4 + b_{4\rho}) + M_4. \end{array} \right.$$

Задача вычисления определителей системы в этом случае требует привлечения численных методов. Решениями системы будут значения переменных, соответствующие стационарным:

$$U = \Delta_u / \Delta, \quad \omega = \Delta_\omega / \Delta, \quad \varphi_1 = \Delta_{\varphi_1} / \Delta, \quad \varphi_2 = \Delta_{\varphi_2} / \Delta, \quad \varphi_3 = \Delta_{\varphi_3} / \Delta, \quad \varphi_4 = \Delta_{\varphi_4} / \Delta.$$

Переменные, полученные численно-аналитическим методом, позволяют подобрать необходимые значения жесткостей упругих элементов в опорно-сцепных устройствах, оценить влияние некоторых конструктивных параметров на устойчивость движения и др. Так как необходимое условие устойчивости прямолинейного движения выполняется только в случае положительности знаменателя ω , т.е. положительности главного определителя системы, имеющего вид $\Delta = \alpha V^2 + \beta > 0$, то движение автопоезда может быть устойчивым только при $V < V_{кр} = \beta / (-\alpha)$, где α и β будут $\alpha = \|\alpha_{ij}\|_i^0$; $\beta = \|\beta_{ij}\|_i^0$ ($\|\alpha_{ij}\|_i^0 = V^2 \cdot \|\beta_{ij}\|_i^0 + \|\alpha_{ij}\|_i^0$).

Значение критической скорости, полученное данным методом, совпадает со скоростью, найденной по свободному члену характеристического уравнения (анализировалась зависимость критической скорости от жесткости упругих элементов в опорно-сцепных устройствах). При $V > V_{кр}$ наступает экспоненциальная неустойчивость. Для выяснения вопроса о возможности колебательной неустойчивости рассмотрена задача о поведении корней характеристического уравнения:

$$\sum_{i=1}^{10} A_i \lambda^{10-i} = 0.$$

Действительный корень λ переходит в положительную полуплоскость при скорости, принадлежащей интервалу $\{62,5; 63\}$ м/с, это подтверждает правильность полученного выражения $V_{кр}$. Но при значительно меньших значениях скорости движения ($V_0 = 10,8$ м/с) в положительную полуплоскость переходит пара комплексно-сопряженных корней $\lambda_{1,2}$, что означает появление колебательной неустойчи-

сти при движении со скоростями $V > V_{\text{крит}}$. Проявление такого рода неустойчивости связано с нарастанием колебаний ведомых звеньев, которое влечет за собой потерю устойчивости всей системы.

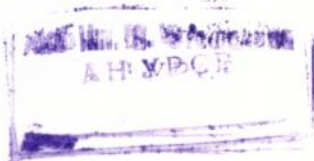
В четвертой главе ("Результаты экспериментальных исследований") сопоставляются результаты натуральных испытаний с результатами теоретических расчетов.

Дорожные испытания предусматривали проверку аналитических и эмпирических зависимостей, полученных в результате проведенных исследований, а также уточнение их с учетом факторов, имеющих место в реальных дорожных условиях.

На основании вышесказанного в задачи экспериментальных исследований входило: проверка адекватности математических моделей, описывающих движение автопоезда с управляемыми полуприцепами в различных режимах движения; оценка влияния системы управления поворотом полуприцепа и ее параметров на показатели маневренности и управляемости автопоезда при круговом движении и поворотах -- на 90° , 180° , при движении с "переставкой"; определение показателя устойчивости автопоездов с управляемым полуприцепом при движении по прямолинейным и криволинейным траекториям в тяговом режиме, а также оценка влияния системы управления поворотом на численные значения показателей устойчивости.

Анализ результатов экспериментальных исследований позволил, в частности, сделать следующие выводы:

- на установившихся поворотах автопоезда имело место хорошее совпадение результатов экспериментальных и аналитических исследований, расхождение траекторий тягача и полуприцепа (по характерным точкам) не превышало 5...8% при входе в поворот и 3...5% -- при выходе из поворота;
- при S -- образном повороте результаты испытаний (величина и направление смещения, их зависимость от передаточных отношений привода управления и скорости движения автопоезда) практически совпадали с полученными для них значениями при повороте на 180° ;
- при неустановившихся поворотах автопоезда смещение траектории полуприцепа относительно тягача возрастало с увеличением скорости движения автопоезда и режимного коэффициента поворота. Вместе с тем максимальные отклонения не превышали 12...15%.



ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель трех- и пятизвонного автопоезда с модульными звеньями, каждое из которых состоит из плиты формы и трехосной тележки. Обоснована необходимость введения стабилизирующих моментов (упругих и диссипативных) в опорно-сцепных устройствах. Предложен подход к выбору рациональных величин стабилизирующих моментов, обеспечивающих как устойчивость движения, так и практически приемлемую маневренность.

2. Получены аналитические выражения для критической скорости прямолинейного движения и переменных, описывающих движение автопоезда по траекториям достаточно больших радиусов кривизны. На их основе подобраны параметры автопоезда, обеспечивающие высокие показатели устойчивости движения: при прямолинейном движении для двухзвонного автопоезда $V_{кр} = 48,3$ м/с, для трехзвонного $V_{кр} = 35,7$ м/с, в круговом движении у трехзвонного автопоезда $V_{кр} = 33,8$ м/с; пятизвонный автопоезд становится колебательно неустойчивым при скорости $V_s > 10,8$ м/с.

3. В нелинейной постановке методом "продолжения по параметру" решена задача нахождения стационарных движений многозвонного автопоезда (которым на плоскости дороги отвечают прямолинейная и круговая траектории) при воздействии на него боковых сил и моментов относительно вертикальной оси, позволившая обоснованно находить условия выплываемости автопоезда в поворот.

4. На основании результатов решения указанной выше задачи найдены значения углов поворота передних колес тягача, парирующие внешние воздействия и позволяющие сохранить прямолинейное движение автопоезда; получены величины минимальных радиусов для различных скоростей движения и значения углов поворота передних колес, позволяющие реализовать движение по окружностям этих радиусов; определены условия потери устойчивости круговых движений автопоезда.

5. Проведено моделирование динамического поведения автопоезда на основе разработанных в диссертации нескольких вариантов математических моделей, отличающихся между собой степенью детализации и полнотой описания (как в плоской, так и в пространственной постановках). При весьма широком диапазоне варьируемых начальных возмущений получены интегральные кривые для переменных, позволяющих найти в любой момент времени конфигурацию ведущего и ведомых звеньев.

ннев автопоезда, а также силы динамического взаимодействия звеньев. Одним из следствия соответствующих количественных и графических результатов является заключение о качественно различном поведении автопоезда в областях устойчивости прямолинейного движения при "малых" и "больших" начальных возмущениях, обусловленном конечностью области притяжения прямолинейного движения. Показано что если возмущение $\omega_0 = 0,01$ рад/с, остальные начальные возмущения нулевые и параметры автопоезда соответствуют области устойчивости, то с течением времени последующие (текущие) возмущения промежуточных состояния затухают к нулю. При $\omega_0 = 0,1$ рад/с и тех же остальных значениях параметров и возмущений автопоезд переходит из прямолинейного режима движения в круговой без поворота рулевого колеса.

6. Предложен закон управления поворотными осями ведомых звеньев в виде квадратичной функции скорости движения, базы платформы, упругих характеристик шин и др., который обеспечивает практически полное совпадение траекторий тягача и ведомых звеньев при поворотах на 90° , 180° , 360° . Кроме того, моделирование позволяет определить силы, действующие в пятне контакта колес, и следовательно оценить величины износа шин, проанализировать изменение во времени всех переменных и определить конфигурацию автопоезда.

7. Натурные испытания, проведенные на макете автопоезда, показали вполне приемлемую степень адекватности разработанной в диссертации математической модели.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Вербицкая В.Г., Тарнопольская Т.И. Математическая модель плоскопараллельного движения и стационарные режимы многоосного трехзвенного автопоезда // Тр. 14 науч. конф. мол. учёных Ин-та мех. АН УССР, Киев, 23-26 мая, 1989. Ч.3./ Ин-т мех. АН УССР. - Киев, 1989. - С. 236-240. - Деп. в ВИНТИ 02.03.89. №Б165-899.
2. Вербицкая В.Г., Тарнопольская Т.И. Стационарные состояния связи абсолютно твердых и катящихся упругих тел. - Тезисы докладов научной конференции "Моделирование сложных механических систем". - Ташкент, 1991, С. 27.
3. Лобас А.Г., Сахиб В.П., Тарнопольская Т.И. К теории устойчивости движения трехзвенных пневмоколесных машин // Прикл. мех.

- ханика, - 1991, 27, № 1. С. 109-115.
4. Тарнопольская Т.И. Курсовая устойчивость трехзвенного автопоезда // Тр. XIV научн. конф. мол. ученых Ин-та мех. АН УССР, Киев, 23-26 мая, 1989. Ч.3 / Ин-т мех. АН УССР. - Киев, 1989. - С. 485-489. - Деп. в ВИНТИ 02.08.89, № 5166-889.
 5. Тарнопольская Т.И. Метод продолжения по параметру в задаче о стационарных движениях трехзвенного автопоезда // Тр. XV науч. конф. мол. ученых Ин-та мех. АН УССР, Киев, 29 мая-1 июня, 1990. Ч.3 / АН УССР, Ин-т мех. - Киев, 1990. - С. 135-141. - Деп. в ВИНТИ 10.7.90, № 3800-890.
 6. Тарнопольская Т.И. Устойчивость движения и маневренность трехзвенных пневмоколесных машин. - Тезисы докладов Первой Всесоюзной школы-конференции "Математическое моделирование в машиностроении". - Куйбышев, 1990, с.28.
 7. Тарнопольская Т.И., Вербицкий В.Г. Анализ динамических качеств многосного седельного автопоезда // Тр. XVI научн. конф. мол. ученых Ин-та мех. АН УССР, Ч.2/ АН Украины. Ин-т мех. - Киев, 1991. - С. 362-366. Деп. в ВИНТИ 12.11.91, № 4260-891.
 8. Тарнопольська Т.І. Метод продовження за параметром в задачі про стаціонарний рух трьохланцюгового автопоїзда. - Тези доповідів XV наукової конференції молодих вчених. - Київ, 1990, с.44.

Т.И.

Пош.к печ. 3.06.92.Формат 60x84/16.Бумага типогр.МІ
Офс.печать.Усл.печ.л.1,39.Уч.-изд.л.1,1.Тираж 100 экз.
Заказ 179.Бесплатно.

Отпечатано в Институте математики АН Украины
252601, Киев ГСП, ул.Решина,3

467844

№ 25.743
AB 25.743

21