

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-321266>

Оригинальное исследование



Метод выявления потери устойчивости движения тракторов при реализации тягового усилия на прицеп или сцепной агрегат

М.М. Жилейкин¹, П.В. Сиротин², С.С. Носиков², Н.Н. Пуляев³¹ Инновационный центр «КАМАЗ», Инновационный центр Сколково, Москва, Российская Федерация;² Южно-Российский государственный политехнический университет имени М.И. Платова, Новочеркасск, Российская Федерация;³ Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. В настоящее время комбайны и тракторы, являясь наиболее энергоемкими транспортно-технологическими комплексами сельскохозяйственного назначения, во многом определяют возможность перехода к ведению эффективного и экологически чистого агрохозяйства, а также обеспечивают технический аспект преобразования агропромышленного комплекса в передовой сектор промышленности страны. Одним из источников возникновения динамических нагрузок в узлах и агрегатах тракторной техники являются автоколебательные режимы.

Цель работы — изучение условий возникновения автоколебательных процессов в конструкции тракторных поездов на колесном ходу и разработка методов повышения устойчивости, управляемости и безопасности их движения за счет снижения галопирования и рыскания трактора-тягача при буксировке тяжелых грузов.

Материалы и методы. Установлено, что ввиду связанности колебаний по продольным перемещениям трактора-тягача и тележки-прицепа с колебаниями по вертикальным перемещениям центра масс и по углу продольно-угловых колебаний трактора-тягача при возникновении автоколебательного режима в зоне взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием тот же режим автоколебаний возникнет и по указанным степеням свободы. Причем можно указать последовательность возникновения автоколебательных режимов в различных зонах конструкции тракторного поезда.

Результаты. Сначала автоколебания возбуждаются в зоне контакта колеса с опорным основанием при возникновении полного скольжения, потом начинаются автоколебания по продольному углу наклона корпуса трактора-тягача и после этого начинаются автоколебания по вертикальным перемещениям центра масс трактора-тягача. Колебания по углу складывания тракторного поезда связаны с колебаниями по поступательному движению центров колес, что приводит к возникновению автоколебательного режима, как при частичном, так и при полном скольжении в зоне взаимодействия эластичной шины с твердым опорным основанием. Поскольку автоколебания на каждом из колес возникают в случайные моменты времени, то автоколебания трактора-тягача по углу складывания будут носить хаотичный характер.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в возможности использования предложенных методов выявления опасности возникновения автоколебательных процессов при проектировании перспективных видов сельскохозяйственной техники.

Ключевые слова: тракторный поезд; автоколебания; рыскание; галопирование; повышение устойчивости и управляемости; безопасность движения.

Для цитирования:

Жилейкин М.М., Сиротин П.В., Носиков С.С., Пуляев Н.Н. Метод выявления потери устойчивости движения тракторов при реализации тягового усилия на прицеп или сцепной агрегат // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2023. Т. 90, № 1. С. 39–47. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-321266>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-321266>

Original Study Article

Method for detecting the loss of stability of the movement of tractors when towing a trailer or a coupled unit

Mikhail M. Zhileykin¹, Pavel V. Sirotin², Sergey S. Nosikov², Nikolay N. Pulyaev³¹ KAMAZ Innovation Center, Skolkovo Innovation Center, Moscow, Russian Federation;² South-Russian State Polytechnic University named after M.I. Platov, Novocherkassk, Russian Federation;³ Russian State Agrarian University - Moscow Timiryazev Agricultural Academy, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Currently, combines and tractors, being the most energy-intensive transport and technological machines for agricultural purposes, largely determine the possibility of transition to an efficient and environmentally friendly agricultural economy, and also provide the technical aspect of the transformation of the agro-industrial complex into the leading sector of the country's industry. One of the sources of dynamic loads in the units and subsystems of tractor equipment are self-oscillating modes.

AIMS: Study of the conditions for the occurrence of self-oscillating processes in the design of wheeled tractor trains and development of methods to increase the handling and safety of their movement by means of reducing the galloping and yawing of the tractor-tractor when towing heavy loads.

METHODS: It has been established that due to the coupling of oscillations along the longitudinal displacement of a truck tractor and a trailer with oscillations along the vertical displacement of the center of mass and with pitch angle oscillations of the truck tractor, when an auto-oscillatory mode occurs in the interaction zone of an elastic wheel with a solid surface, the same mode of self-oscillation will occur along the mentioned degrees of freedom. Moreover, it is possible to specify the sequence of occurrence of self-oscillating modes in different zones of the tractor train design.

RESULTS: First, self-oscillations are excited in the contact patch of a wheel with a solid surface when a complete slip occurs, then self-oscillations along the pitch angle of a truck tractor body begin and after that self-oscillations along the vertical displacement of the center of mass of a truck tractor occur. Folding angle oscillations of a tractor train are associated with oscillations of the translational motion of wheel centers, which lead to the emergence of an self-oscillating mode, both with partial and full slip in the interaction zone of an elastic tire with a solid surface. Since the self-oscillations of each of the wheels occur at random times, the self-oscillations of a truck tractor along the folding angle will be chaotic.

CONCLUSIONS: The practical value of the study lies in the possibility of using the proposed methods to identify the danger of self-oscillating processes in the design of promising types of agricultural machinery.

Keywords: tractor train; self-oscillation; yawing; galloping; increasing handling and controllability; traffic safety.

Cite as:

Zhileykin MM, Sirotin PV, Nosikov SS, Pulyaev NN. Method for detecting the loss of stability of the movement of tractors when towing a trailer or a coupled unit. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023;90(1):39–47. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-321266>

Received: 15.10.2022

Accepted: 01.03.2023

Published: 15.03.2023

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время комбайны и тракторы, являясь наиболее энергоемкими транспортно-технологическими комплексами сельскохозяйственного назначения (ТТКСН), во многом определяют возможность перехода к ведению эффективного и экологически чистого агрохозяйства, а также обеспечивают технический аспект преобразования агропромышленного комплекса (АПК) в передовой сектор промышленности страны [1–3].

На протяжении длительного времени, основным направлением совершенствования ТТКСН являлись повышение производительности, как основного функционального свойства изделий, а также сокращение их начальной стоимости и расходов на эксплуатацию, что привело к формированию подходов проектирования новых машин путем силомоментного и массогабаритного масштабирования апробированных модулей подсистем. На фоне возрастающей производительности труда в АПК такая экстенсивная форма развития конструкций привела к повышению массы создаваемых объектов до 35 т и более [4–6], что существенно ухудшило экологическую безопасность технологического процесса из-за уплотнения почвы движителями и интенсификации генерируемых ими силовых возмущений, которые не позволяют создать нормальные условия труда оператора [7–9]. Проблема снижения массы конструкции, уровня нагруженности конструкции требует двуединого решения, заключающегося в снижении действующих кинематических возмущений от опорной поверхности и силовых возмущений от технологических источников. Однако выделенный класс наземных бесподвесочных машин имеет ряд конструктивных и функциональных особенностей, которые не позволяют реализовать в них технические решения, используемые в транспортном машиностроении, что обуславливает актуальность направления разработки снижения динамических нагрузок ТТКСН.

Одним из источников возникновения динамических нагрузок в узлах и агрегатах тракторной техники являются автоколебательные режимы.

Особый интерес представляет превентивное распознавание зарождения этого процесса, что позволяет системам активной безопасности (например, системам динамической стабилизации) среагировать на ранней стадии и не допустить развития процесса потери устойчивости или, по крайней мере, свести к минимуму его последствия [10–16].

В работе [17] описан эффект значительной и резкой потери средней силы тяги во время разгона тракторного тягача на колесном ходу при несимметричных или несинхронных колебаниях ведущих колёс. Указаны колебательные режимы, приводящие как к частичной, так и к почти полной потере средней силы тяги. Это может быть опасно при движении по дорогам общего пользования. Однако здесь не рассмотрены методы борьбы

с возникновением автоколебательных режимов в конструкции транспортных средств.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы является изучение условий возникновения автоколебательных процессов в конструкции тракторных поездов на колесном ходу и разработка методов повышения устойчивости, управляемости и безопасности их движения за счет снижения галоупирования и рыскания трактора-тягача при буксировке тяжелых грузов.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Для выявления условий возникновения автоколебательного режима в некоторой области $U \in R^2$, где поведение объекта описывается системой дифференциальных уравнений с нелинейной правой частью

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = f_1(y_1, y_2, \dots, y_n); \\ \dot{y}_2 = f_2(y_1, y_2, \dots, y_n); \end{cases} \quad (1)$$

воспользуемся критерием Бендиксона [18], согласно которому для наших условий, если выражение

$$Q = \sum_{i=1}^2 \frac{\partial f_i}{\partial y_i}$$

не меняет знак и не обращается тождественно в ноль, то в этой области система (1) не может иметь предельных циклов и замкнутых фазовых траекторий (т.е. автоколебательные режимы возникнуть не могут). Будем различать случаи «жесткого» и «мягкого» возбуждения автоколебаний, как это представлено в работе [19].

Расчетная схема движения тракторного автопоезда на колесном ходу по твердому опорному основанию приведена на рис. 1, на котором показано: 1 – масса МТ поддрессоренных частей трактора; 2 – масса m_1 колеса тягача; 3 – радиальная жесткость C_z шины трактора; 4 – тангенциальная жесткость C_x шины трактора; 5 – опорное основание; 6 – вращающееся колесо трактора; 7 – радиальное демпфирование k_d шины трактора; 8 – буксировочное устройство, обладающее жесткостью C_{sc} и демпфированием k_{sc} ; 9 – масса M_{pr} поддрессоренных частей прицепа; 10 – масса m_2 колеса прицепа; 11 – тангенциальная жесткость C_{xpr} шины прицепа; 12 – вращающееся колесо прицепа; 13 – неподвижная опора; x_1, x_2 – продольные перемещения масс 2; x_1, x_{pr} – продольные перемещения масс 1 и 9 соответственно; x_3 – продольные перемещения массы 10; F_1, F_2 – силы трения в зоне взаимодействия колес передней и задней оси трактора; F_3 – приведенная сила трения в зоне взаимодействия колес прицепа; $\omega_{k1T}, \omega_{k2T}$ – угловые скорости вращения колес передней и задней осей трактора соответственно; ω_{kpr} – угловая скорость вращения колеса прицепа; r_{kT}, r_{kpr} – радиусы

колес трактора и прицепа соответственно; T_1, T_2 – крутящие моменты, приложенный к колесам трактора; T_c – приведенный момент сопротивления качению на колесах прицепа; X_C, Y_C – связанные с центром масс корпуса трактора оси координат; φ – угол продольного наклона корпуса трактора; l_1, l_2 – расстояния от центра масс корпуса трактора до передней и задней осей трактора соответственно в связанной системе координат; z_{sc} – расстояния от центра масс корпуса трактора до точки крепления буксировочного устройства в связанной системе координат.

Тело 1 имеет массу M_T и представляет собой массу поддресоренных частей трактора-тягача, а тело 9 – массу M_{pr} и представляет собой массу поддресоренных частей прицепа. Тела 2 массой m_1 играют роль скользящих колес трактора-тягача. Тела 1 и 2 связаны между собой пружиной 4, имеющей жесткость C_x . Для учета продольно-угловых колебаний тела 1 по углу φ будем учитывать радиальную жесткость шины трактора-тягача C_z (пружины 3) и радиальное демпфирование (7) k_d шины трактора.

Колеса 2 проскальзывают относительно опорного основания 5, при этом на них действуют силы трения F_1 и F_2 , зависящие от скорости скольжения колес относительно опорного основания. Опорное основание 5 представим в виде нерастяжимой и невесомой ленты. Взаимодействие колес 6 и ленты опорного основания 5 происходит без относительного скольжения. Тогда скорость скольжения $V_{isk} = V_i - \omega_{kT} r_{kT}$, $i = 1, 2$, где V_i – линейная скорость тела 2 в неподвижной системе координат.

Движение тел 2 имеет поступательный характер. Введем координаты для перемещений тел. Пусть x_1 – перемещение переднего колеса трактора-тягача в неподвижной системе координат, а x_2 – перемещение заднего колеса трактора-тягача в неподвижной системе координат. Будем полагать, что при $x_1 = x_2 = 0$ пружины 4 являются недеформированными и отсутствует проскальзывание массы 2 относительно опорного основания 5, при этом $F(V_{isk}) = 0$.

Расчетная схема для прицепа включает поддресоренную массу 9 и упрощенную модель приведенного колеса, состоящего из тела 10 и элемента вращения 13. Колесо прицепа движется в ведомом режиме, к нему приложен приведенный момент сопротивления качению T_c . Скорость скольжения для колеса прицепа может быть определена по формуле

$$V_{sk\ pr} = V_{pr} - \omega_{kpr} r_{kpr},$$

где V_{pr} – линейная скорость тела 10 в неподвижной системе координат.

Разработанная расчетная схема взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием позволяет проводить исследование процессов, протекающих в зоне взаимодействия, в тяговом, ведомом и тормозном режимах.

В качестве модели сухого трения Кулона, когда сила трения покоя превосходит силу трения скольжения, возьмем модель, предложенную в работе [19].

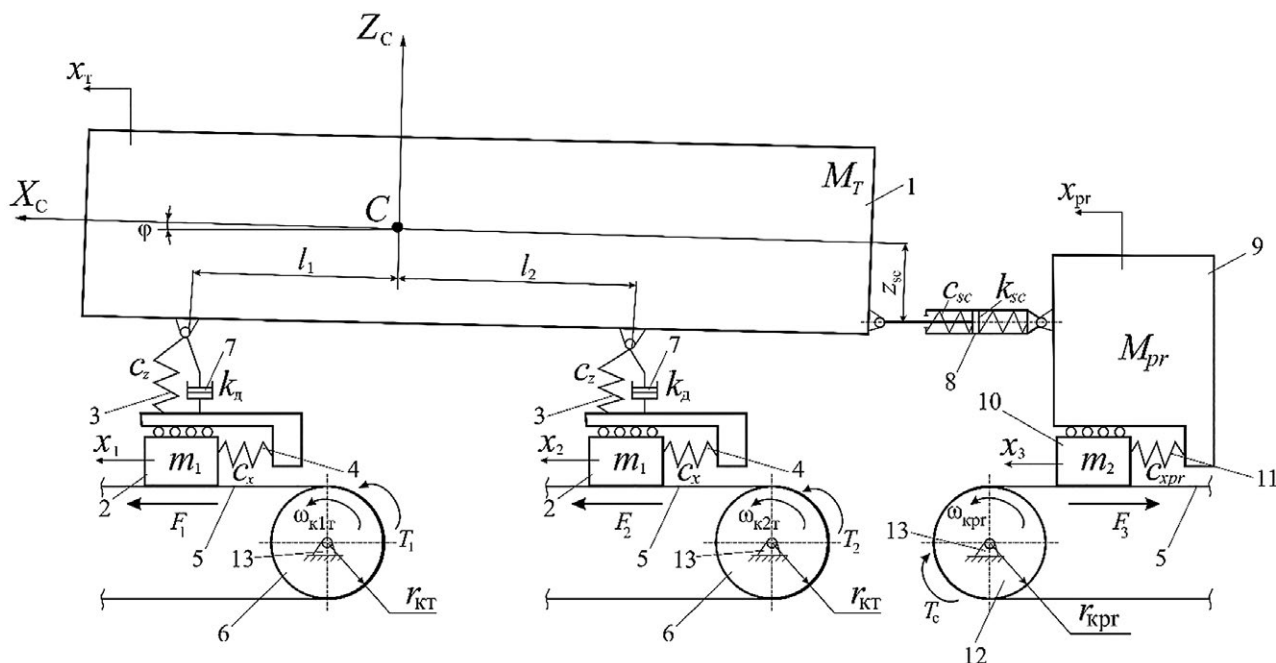


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием.

Fig. 1. Analytical model of interaction of an elastic wheel with a solid surface.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для исследования рассматриваемого процесса запишем дифференциальные уравнения движения тракторного поезда и его основных звеньев. На основании теорем о сохранении количества движения и момента количества движения запишем следующие дифференциальные уравнения для переднего колеса трактора-тягача:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = V_1; \\ \dot{V}_1 = \frac{1}{m_1}(F_1 - C_x x_1 + C_x x_T); \\ \dot{\omega}_{k1T} = \omega_{k1T}; \\ \dot{\omega}_{k1T} = \frac{1}{J_{kT}}(T_1 - F_1 r_{kT}), \end{cases}$$

где J_{kT} – момент инерции колеса трактора-тягача относительно оси его вращения.

Аналогично для заднего колеса трактора-тягача получим:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = V_2; \\ \dot{V}_2 = \frac{1}{m_1}(F_2 - C_x x_2 + C_x x_T); \\ \dot{\omega}_{k2T} = \omega_{k2T}; \\ \dot{\omega}_{k2T} = \frac{1}{J_{kT}}(T_2 - F_2 r_{kT}). \end{cases}$$

Для поступательного движения центра масс трактора-тягача имеем:

$$\begin{cases} \dot{x}_T = V_T; \\ \dot{V}_T = \frac{1}{M_T}[C_x(x_1 - x_T) + C_x(x_2 - x_T)] - \\ - \frac{1}{M_T}[C_{sc}(x_T - x_{pr}) + k_{sc}(V_T - V_{pr})] \end{cases} \quad (2)$$

Для вертикальных колебаний центра масс трактора-тягача:

$$\begin{cases} \dot{z}_T = V_z; \\ \dot{V}_z = \frac{1}{M_T}[C_z(z_T + l_1\phi) + C_z(z_T - l_2\phi)] - \\ - \frac{1}{M_T}[k_d(V_z + l_1\omega_T) + k_d(V_z - l_2\omega_T)] - M_T g. \end{cases} \quad (3)$$

Для продольно-угловых колебаний трактора-тягача:

$$\begin{cases} \dot{\phi} = \omega_T; \\ \dot{\omega}_T = \frac{1}{J_T}[C_z l_1(z_T + l_1\phi) - C_z l_2(z_T - l_2\phi)] - \\ - \frac{1}{J_T}[k_d l_1(V_z + l_1\omega_T) + k_d l_2(V_z - l_2\omega_T)] - \\ - \frac{z_{sc}}{J_T}[C_{sc}(x_T - x_{pr}) - k_{sc}(V_T - V_{pr})], \end{cases} \quad (4)$$

где J_T – главный момент инерции трактора-тягача относительно поперечной оси, проходящей через его центр масс.

Дифференциальные уравнения для приведенного колеса прицепа имеют вид:

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = V_3; \\ \dot{V}_3 = \frac{1}{m_2}(F_3 - C_{xpr}x_3 + C_{xpr}x_{pr}); \\ \dot{\omega}_{kpr} = \omega_{kpr}; \\ \dot{\omega}_{kpr} = \frac{1}{J_{kpr}}(F_3 r_{kpr} - M_c), \end{cases}$$

где J_{kpr} – момент инерции колеса прицепа относительно оси его вращения.

Для поступательного движения центра масс прицепа:

$$\begin{cases} \dot{x}_{pr} = V_{pr}; \\ \dot{V}_{pr} = \frac{1}{M_{pr}}[C_{sc}(x_T - x_{pr}) - k_{sc}(V_T - V_{pr})] - \\ - \frac{1}{M_{pr}}[C_{xpr}(x_{pr} - x_3)] \end{cases} \quad (5)$$

Исследование условий возникновения автоколебательных процессов в зоне взаимодействия колеса с твердым опорным основанием подробно описано в работе [19].

Ввиду связанности колебаний по фазовым координатам x_1, x_2 с координатами: x_T – система уравнений (2), z_T – система уравнений (3) и ϕ – система уравнений (4) при возникновении автоколебательного режима в зоне взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием тот же режим автоколебаний возникнет и по указанным степеням свободы. Причем, можно указать последовательность возникновения автоколебательных режимов в различных зонах конструкции тракторного поезда. Сначала автоколебания возбуждаются в зоне контакта колеса с опорным основанием при возникновении полного скольжения, потом начинаются автоколебания по продольному углу ϕ наклона корпуса трактора-тягача и после этого начинаются

автоколебания по вертикальным перемещениям z_T центра масс трактора-тягача.

Исследование условий возникновения автоколебательных процессов по углу складывания тракторного поезда проведем относительно точки сцепки S для «велосипедной» схемы, представленной на рис. 2, на котором показано: 1 – трактор-тягач; 2 – прицеп; 3 – переднее колесо; 4 – заднее колесо; γ – угол поворота продольной оси трактора тягача относительно продольной оси прицепа; ω_{TS} – угловая скорость поворота трактора-тягача относительно вертикальной оси, проходящей через точку сцепки S ; L_1 , L_2 – расстояния от точки S до передней и задней осей трактора-тягача соответственно; F_{y1} , F_{y2} – силы трения при полном скольжении колес в зоне взаимодействия переднего и заднего колес соответственно.

Дифференциальные уравнения вращательного движения трактора-тягача относительно вертикальной оси, проходящей через точку сцепки S для расчетной схемы, изображенной на рис. 2, будут иметь вид:

$$\begin{cases} \dot{\gamma} = \omega_{TS}; \\ \dot{\omega}_{TS} = -\frac{1}{J_z} [F_{y1}L_1 + F_{y2}L_2], \end{cases} \quad (6)$$

где J_s – момент инерции трактора-тягача относительно вертикальной оси, проходящей через точку сцепки S .

Будем использовать модель трения (4) и (7), поскольку наиболее интересным является исследование

возникновения автоколебательного процесса по углу складывания γ до начала полного скольжения в зоне взаимодействия колес с опорным основанием.

Скольжение s в данном случае вычисляется так:

$$s = \frac{\omega_{TS}L_i}{\sqrt{V_i^2 + \omega_{TS}^2L_i^2}}, i = 1, 2. \quad (7)$$

Подставив (2), (5) и (7) в систему (6), окончательно получим:

$$\begin{cases} \dot{\gamma} = \omega_{TS}; \\ \dot{\omega}_{TS} = -\frac{2}{J_z} \mu_p s_p \left\{ R_{z1}L_1 \left[\frac{1}{s_p^2} \frac{\omega_{TS}L_1}{\sqrt{V_1^2 + \omega_{TS}^2L_1^2}} + \frac{\omega_{TS}^2L_1^2}{V_1^2 + \omega_{TS}^2L_1^2} \right] + R_{z2}L_2 \left[\frac{1}{s_p^2} \frac{\omega_{TS}L_2}{\sqrt{V_2^2 + \omega_{TS}^2L_2^2}} + \frac{\omega_{TS}^2L_2^2}{V_2^2 + \omega_{TS}^2L_2^2} \right] \right\}. \end{cases} \quad (8)$$

Как можно видеть из системы уравнений (8), колебания по углу γ связаны с колебаниями по фазовым координатам x_1 , x_2 . Как было показано выше, при поступательном движении колес автопоезда по фазовым координатам x_1 , x_2 возможно возникновение автоколебательного режима, как при частичном, так и при полном скольжении в зоне взаимодействия эластичной шины с твердым опорным основанием. Поскольку автоколебания на каждом из колес возникают в случайные моменты времени, то автоколебания трактора-тягача по углу складывания γ будут носить хаотичный характер.

ВЫВОДЫ

1. Появление автоколебательного режима в зоне взаимодействия эластичной шины с твердым опорным основанием является полезным диагностическим признаком, обеспечивающим распознавание развития процесса потери сцепления колеса с опорным основанием.
2. Методами аналитических исследований установлено, что ввиду связанности колебаний по продольным перемещениям трактора-тягача и тележки-прицепа с колебаниями по вертикальным перемещениям центра масс и по углу продольно-угловых колебаний трактора-тягача при возникновении автоколебательного режима в зоне взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием тот же режим автоколебаний возникнет и по указанным степеням свободы. Причем, можно указать последовательность возникновения автоколебательных режимов

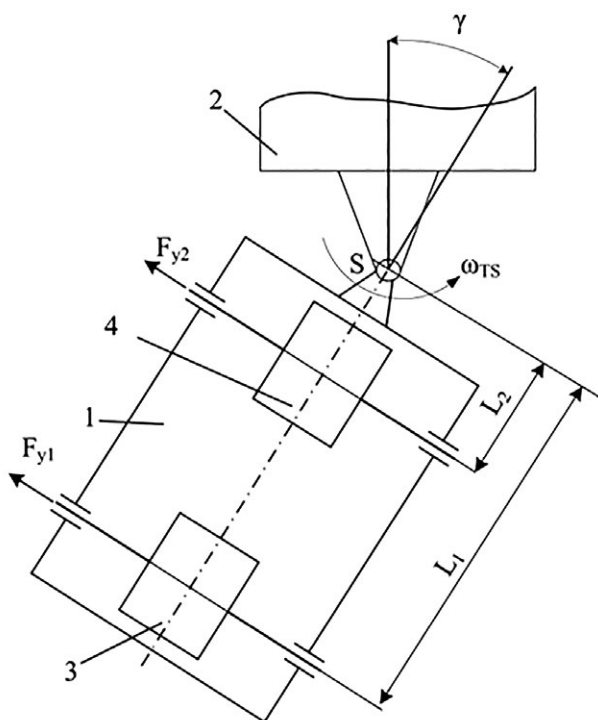


Рис. 2. Расчетная схема поворота трактора-тягача относительно вертикальной оси, проходящей через точку сцепки S .

Fig. 2. Analytical model of a truck tractor in turn relatively to the vertical axis through the S coupling point.

в различных зонах конструкции тракторного поезда. Сначала, автоколебания возбуждаются в зоне контакта колеса с опорным основанием при возникновении полного скольжения, потом, начинаются автоколебания по продольному углу наклона корпуса трактора-тягача и после этого начинаются автоколебания по вертикальным перемещениям центра масс трактора-тягача.

3. Методами аналитических исследований установлено, что колебания по углу складывания связаны с колебаниями по поступательному движению центров колес, что приводит к возникновению автоколебательного режима, как при частичном, так и при полном скольжении в зоне взаимодействия эластичной шины с твердым опорным основанием. Поскольку автоколебания на каждом из колес возникают в случайные моменты времени, то автоколебания трактора-тягача по углу складывания будут носить хаотичный характер.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. *М.М. Жилейкин* — разработка метода анализа причин возникновения автоколебательных процессов в конструкции тракторного поезда; *П.В. Сиротин* — разработка расчетных схем и математического описания колебательных процессов; *С.С. Носиков* — анализ последовательности возникновения автоколебательных режимов в различных зонах конструкции тракторного поезда; *Н.Н. Пуляев* — анализ колебаний по углу складывания тракторного поезда. Авторы подтверждают соответствие

своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors contribution. *M.M. Zhileykin* — development of a method for analyzing the causes of self-oscillatory processes in the design of a tractor train; *P.V. Sirotnin* — development of analytical models and mathematical description of oscillatory processes; *S.S. Nosikov* — analysis of the sequence of occurrence of self-oscillatory modes in various zones of the tractor train design; *N.N. Pulyaev* — analysis of folding angle oscillations by the folding angle of a tractor train. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабкин К.А. Разумная промышленная политика или как нам выйти из кризиса. М.: Манн, Иванов, Фербер, 2009.
2. Субаева А.К. Сельскохозяйственная техника России в ВТО // Экономические исследования. 2013. № 1. С. 14–28.
3. Распоряжение Правительства РФ от 07.07.2017 N 1455-р «Об утверждении Стратегии развития сельскохозяйственного машиностроения России на период до 2030 года». Режим доступа: <http://government.ru/docs/28393/>
4. Бурак П.И., Пронин В.М., Прокопенко В.А. и др. Сравнительные испытания сельскохозяйственной техники: науч. издание. М.: ФГБНУ Росинформагротех, 2013.
5. Вестник испытаний сельскохозяйственной техники (2018). Кинель: АИСТ, 2018. Дата обращения: 05.10.2022. Режим доступа: <https://rosinformagrotech.ru/data/elektronnye-kopii-izdaniy/rastenievodstvo/send/5-rastenievodstvo/114-vestnik-ispytaniy-selskokhozyajstvennoj-tehniki-2018>
6. Вестник испытаний сельскохозяйственной техники (2017). Кинель: АИСТ, 2017. Дата обращения: 05.10.2022. Режим доступа: <https://rosinformagrotech.ru/data/send/5-rastenievodstvo/606-vestnik-ispytaniy-selskokhozyajstvennoj-tehniki-2017>
7. Кравченко В.А., Меликов И.М. Оценка агротехнических свойств движителей зерноуборочных комбайнов с шинами

различного конструктивного исполнения // Аграрный научный журнал. 2020. № 5. С. 93–98. doi: 10.28983/asjy2020i5pp93-98

8. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения: монография. Москва: ВИМ, 1998.

9. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю., Кравченко В.В. Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018. №1(53). С. 113–121.

10. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., et al. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. Vol. 12, N 4. P. 1064–1071.

11. Эргин А.А., Коломейцева М.Б., Котиев Г.О. Антиблокировочная система управления тормозным приводом автомобильного колеса // Приборы и системы управления. 2004. № 9. С. 11–13.

12. Soliman A.M.A., Kaldas M.M.S. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles // SAE 2012 World Congress & Exhibition. SAE International by Warwick University, 2016. doi: 10.4271/2012-01-0209

13. Sun C., Pei X. Development of ABS ECU with Hardware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System // SAE Int. J.

Passeng. Cars – Electron. Electr. Syst. 2015. Vol. 8, N 1. P. 14–21. doi: 10.4271/2014-01-2524

14. Sabbioni E., Cheli F., D'Alessandro V. Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench // SAE 2012 World Congress & Exhibition. SAE International by Warwick University, 2011. doi: 10.4271/2011-01-0032

15. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report. № 01599066. ARRB, 2003.

16. Marshek K.M., Guderman II J.F., Jonson M.J. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force // SAE 2002

World Congress Detroit, Michigan March 4–7, 2002. SAE International by Warwick University, 2002. doi: 10.4271/2002-01-0304

17. Решмин С.А. Качественный анализ нежелательного эффекта потери силы тяги транспортного средства во время интенсивного старта // Доклады академии наук. 2019. Т. 484, № 3. С. 289–293. doi: 10.31857/S0869-56524843289-293

18. Кузнецов А.П., Кузнецов С.П., Рыскин Н.М. Нелинейные колебания. М.: Физматлит, 2002.

19. Жилейкин М.М. Исследование автоколебательных процессов в зоне взаимодействия эластичной шины с твердым опорным основанием // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 10. С. 3–15. doi: 10.18698/0536-1044-2021-10-3-15

REFERENCES

1. Babkin K.A. *Reasonable industrial policy or how we can get out of the crisis*. Moscow: Mann, Ivanov, Ferber; 2009. (in Russ).

2. Subaeva A.K. Agricultural machinery of Russia in the WTO. *Ekonomicheskie issledovaniya*. 2013;1:14–28. (in Russ).

3. Order of the Government of the Russian Federation dated 07.07.2017 N 1455-p Ob utverzhdenii Strategii razvitiya selskokhozyaystvennogo mashinostroeniya Rossii na period do 2030 goda. (in Russ). Available from: <http://government.ru/docs/28393/>

4. Burak P.I., Pronin V.M., Prokopenko V.A., et al. *Comparative tests of agricultural machinery: scientific edition*. Moscow: FGBNU Rosinformagrotekh; 2013.

5. *Bulletin of agricultural machinery testing (2018)*. Kinel: AIST, 2018. (in Russ). Accessed: 05.10.2022. Available from: <https://rosinformagrotech.ru/data/elektronnye-kopii-izdaniy/rasteniyevodstvo/send/5-rasteniyevodstvo/114-vestnik-ispitanij-selskokhozyajstvennoj-tehniki-2018>

6. *Bulletin of agricultural machinery testing (2017)*. Kinel: AIST; 2017. (in Russ). Accessed: 05.10.2022. Available from: <https://rosinformagrotech.ru/data/send/5-rasteniyevodstvo/606-vestnik-ispitanij-selskokhozyajstvennoj-tehniki-2017>

7. Kravchenko V.A., Melikov I.M. Evaluation of agrotechnical properties of propulsion combine harvesters with tires of various designs. *Agrarnyy nauchnyy zhurnal*. 2020;5:93–98. (in Russ). doi: 10.28983/asj.y2020i5pp93-98

8. Rusanov V.A. *The problem of overconsolidation of soils by movers and effective ways to solve it: monograph*. Moscow: VIM; 1998. (in Russ).

9. Sirotnin P.V., Lebedinsky I.Yu., Kravchenko V.V. Analysis of vibroacoustic loading of the workplace of operators of combine harvesters. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii. Regionalnoe prilozhenie*. 2018. №1(53). С. 113–121. (in Russ).

10. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., et al. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-

country ground vehicles building. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2017;12(4):1064–1071.

11. Ergin A.A., Kolomeitseva M.B., Kotiev G.O. Antilock brake control system of an automobile wheel. *Priory i sistemy upravleniya*. 2004;9:11–13. (in Russ).

12. Soliman A.M.A., Kaldas M.M.S. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. In: *SAE 2012 World Congress & Exhibition*. SAE International by Warwick University; 2016. doi: 10.4271/2012-01-0209

13. Sun C., Pei X. Development of ABS ECU with Hardware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. *SAE Int. J. Passeng. Cars – Electron. Electr. Syst.* 2015;8(1):14–21. doi: 10.4271/2014-01-2524

14. Sabbioni E., Cheli F., D'Alessandro V. Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. *SAE 2012 World Congress & Exhibition*. SAE International by Warwick University; 2011. doi: 10.4271/2011-01-0032

15. Hart P.M. *Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements)*, Draft Report. № 01599066. ARRB, 2003.

16. Marshek K.M., Guderman II J.F., Jonson M.J. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force. *SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4–7, 2002*. SAE International by Warwick University; 2002. doi: 10.4271/2002-01-0304

17. Reshmin S.A. Qualitative analysis of the undesirable effect of the loss of traction power of a vehicle during an intensive start. *Doklady akademii nauk*. 2019;484(3):289–293. (in Russ). doi: 10.31857/S0869-56524843289-293

18. Kuznetsov A.P., Kuznetsov S.P., Ryskin N.M. *Nonlinear fluctuations*. Moscow: Fizmatlit; 2002. (in Russ).

19. Zhileikin M.M. Study of self-oscillatory processes in the zone of interaction of an elastic tire with a solid support base. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*. 2021;10:3–15. (in Russ). doi: 10.18698/0536-1044-2021-10-3-15

ОБ АВТОРАХ

***Жилейкин Михаил Михайлович,**

д-р техн. наук,
руководитель группы инженерных расчетов;
адрес: Российская Федерация, 121205, Москва,
Инновационный центр Сколково, Большой бул., д. 62;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8851-959X>;
eLibrary SPIN: 6561-3300;
e-mail: jileykin_m@mail.ru

Сиротин Павел Владимирович,

доцент, канд. техн. наук,
заведующий кафедрой «Автомобили
и транспортно-технологические комплексы»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7066-5062>;
eLibrary SPIN: 2801-3166;
e-mail: spv_61@mail.ru

Носиков Сергей Сергеевич,

ассистент кафедры «Автомобили
и транспортно-технологические комплексы»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-5017>;
eLibrary SPIN: 5155-8609;
e-mail: nosikov1997@mail.ru

Пуляев Николай Николаевич,

доцент, канд. техн. наук,
доцент кафедры «Тракторы и автомобили»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8984-4426>;
eLibrary SPIN: 1436-9093;
e-mail: pullman-mpt@mail.ru

***Автор для переписки**

AUTHORS' INFO

***Mikhail M. Zhileykin,**

Dr. Sci. (Tech.),
Head of the Engineering Calculations Group;
address: 62 Bolshoy blvd., Skolkovo Innovation Center, 121205
Moscow, Russian Federation;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8851-959X>;
eLibrary SPIN: 6561-3300;
e-mail: jileykin_m@mail.ru

Pavel V. Sirotin,

Associate Professor, Cand. Sci. (Tech.),
Head of the Automobiles and Transport and Technological
Facilities Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7066-5062>;
eLibrary SPIN: 2801-3166;
e-mail: spv_61@mail.ru

Sergey S. Nosikov,

Assistant of the Automobiles and Transport and Technological
Facilities Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-5017>;
eLibrary SPIN: 5155-8609;
e-mail: nosikov1997@mail.ru

Nikolay N. Pulyaev,

Associate Professor, Cand. Sci. (Tech.),
Associate Professor at the Tractors and Automobiles Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8984-4426>;
eLibrary SPIN: 1436-9093;
e-mail: pullman-mpt@mail.ru

***Corresponding author**