

УДК 629.114.2

ДИНАМИКА РАЗГОНА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С ПОЛУПРИЦЕПОМ ПО НАКЛОННОЙ ПЛОСКОСТИ

С. Ю. БИЛЫК

УО «Белорусско-Российский университет»,
г. Могилев, Республика Беларусь, 212039, e-mail: soniabiluk@mail.ru

(Поступила в редакцию 14.03.2019)

Тенденции развития автотракторных поездов последнего десятилетия свидетельствуют об увеличении энергонасыщенности, производительности транспорта и снижении себестоимости перевозок, достигающиеся применением автотракторных поездов с одним или несколькими прицепами. Данное решение привело к увеличению длины, полной массы, вместительности автотракторных поездов и вызывало необходимость повышения тяговых качеств.

В статье рассмотрен подход повышения проходимости автотракторных поездов путем, передачи части мощности двигателя тягача (колесного трактора, автомобиля) колесам активных полуприцепов/прицепов, что в свою очередь позволяет повысить силу тяга поезда за счет дополнительного использования сцепного веса прицепных звеньев.

Также изложены методы определения реакций связей колесного трактора с полуприцепом (поезд) и составления уравнений динамики разгона поезда по наклонной плоскости с учетом коэффициентов сцеплений его колес с опорной поверхностью, массо-геометрических параметров поезда, а также характеристик двигателя трактора. Решения дифференциальных уравнений динамики разгона поезда по наклонной поверхности представлены в квадратурах, что позволяет определить реакции связей и законов движения поезда, необходимых для разработки алгоритма превентивной передачи мощности колесам активного полуприцепа с целью повышения проходимости поезда в целом. Предложен критерий, определяющий момент начала буксования ведущих колес трактора, идентифицируемый по отрицательному знаку производной от крюковой силы по времени.

Ключевые слова: *условие статического равновесия, кинетическая энергия, реакции связей, дифференциальное уравнение, номинальный момент, номинальные обороты.*

Trends of development of autotractor trains of the last decade I demonstrate increase in power saturation, productivity of transport and decrease in cost of transportations, reached use of autotractor trains with one or several trailers. This decision led to increase in length, full weight, spaciousness of autotractor trains and caused the necessity of increase in traction qualities.

In article approach of increase in passability of autotractor trains in way, transfers of a part of engine capacity of the tractor (the wheel tractor, the car) to wheels of active semi-trailers / trailers is considered that the draft of the train due to additional use of coupling weight of hook-on links in turn allows to increase force.

Methods of definition of reactions of communications of the wheel tractor with the semi-trailer (train) and drawing up the equations of dynamics of dispersal of the train on the inclined plane taking into account coefficients of couplings of its wheels with a basic surface, masso-geometrical parameters of the train and also characteristics of the engine of the tractor are also stated. Solutions of the differential equations of dynamics of dispersal of the train on an inclined surface are submitted in quadratures that allows to define reactions of the communications and laws of the movement of the train necessary for development of an algorithm of preventive transfer of power to wheels of the active semi-trailer for the purpose of increase in passability of the train in general. The criterion the defining moment of the beginning of slipping of driving wheels of the tractor identified according to the negative sign derivative of hook force on time is offered.

Key words: *static equilibrium condition, kinetic energy, coupling reaction, differential equation, nominal torque, rated rpm.*

Введение

Для повышения проходимости автотракторных поездов используются различные конструктивные решения, одним из которых является привод, передающий часть мощности двигателя тягача (колесный трактор, автомобиль) колесам активных полуприцепов/прицепов. Передача мощности колесам активного полуприцепа/прицепа позволяет повысить силу тяга поезда за счет дополнительного использования сцепного веса прицепных звеньев. Фактором, сдерживающим широкое использование привода, передающих мощность колесам активного полуприцепа/прицепа, является сложность конструкции приводов, а также уровень результатов исследований, относящихся к части установления критерий формирования сигналов управления передачи мощности колесам активных прицепов/полуприцепов.

Основная часть

Как известно, нормальные реакций опорной поверхности колес тягача (колесный трактор), прицепных звеньев (полуприцеп/прицеп) и коэффициенты их сцеплений с их опорной поверхностью определяют реализацию моментов, подводимых к ведущим колесам поезда. Поэтому, методика исследования динамики движения поезда, прежде

всего, должна включать методику определения реакций связей – нормальные реакции опорной поверхности колес и силы взаимодействия между звеньями поезда.

Для определения реакций связей колесного трактора с полуприцепом/прицепом на наклонной поверхности рассмотрим схему колесного трактора с полуприцепом, представленную на рис. 1.

На рис. 1: $x_{стр}, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – обобщенные координаты; $\dot{x}, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3$ – обобщенные скорости: \dot{x} – скорость поступательного движения колесного трактора и полуприцепа по наклонной плоскости; $\dot{\varphi}_1 = \dot{\omega}_1, \dot{\varphi}_2 = \dot{\omega}_2, \dot{\varphi}_3 = \dot{\omega}_3$ – угловые скорости вращения колес передней и задней осей трактора и угловая скорость вращения колес полуприцепа; M_1, M_2 – моменты, подводимые к ведущим колесам трактора; $F_{к1}, F_{к2}, F_{к3}$ – касательные силы в контакте ведущих колес трактора с опорной поверхностью; $F_{с1}, F_{с2}, F_{с3}$ – силы сопротивления качению колес трактора и полуприцепа; N_1, N_2, N_3 – нормальные статические реакции опорной поверхности колес и полуприцепа R_1, R_2 – горизонтальные и вертикальные составляющие сил в сцепке колесного трактора (реакции связей между звеньями тракторного поезда); α – угол наклона опорной поверхности колес трактора и полуприцепа; $G_{тр}, G_{пол}$ – вес трактора, полуприцепа.

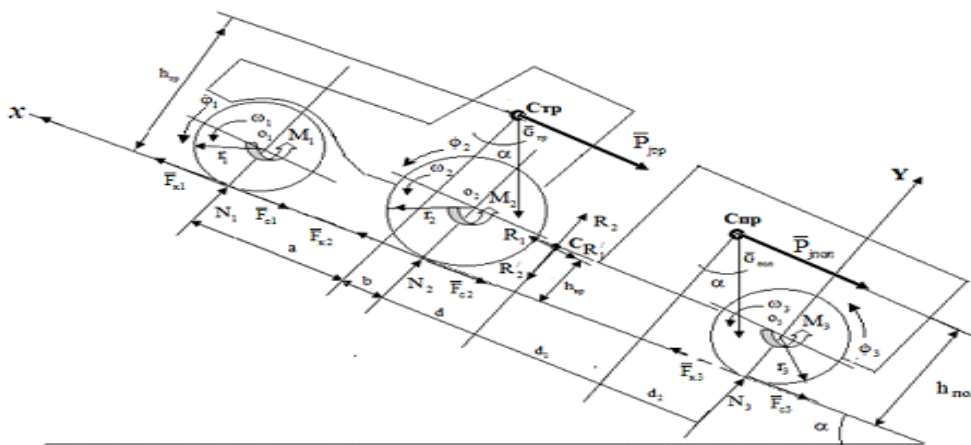


Рис 1. Расчетная схема движения колесного трактора (4x4) с полуприцепом по наклонной опорной поверхности. Касательные силы тяги, возникающие при приложении моментов (тяговые, тормозные) к колесам равны: $F_1 = N_1 \cdot \varphi_{сц1}; F_2 = N_2 \cdot \varphi_{сц2}; F_3 = N_3 \cdot \varphi_{сц3}$, где $\varphi_{сц1}, \varphi_{сц2}, \varphi_{сц3}$ – коэффициенты сцепления колес поезда с опорной поверхностью.

Исходные данные, которые были приняты для проведения расчетов реакций связей опорной поверхности колес тракторного поезда:

$$G_{пол} = 40000, \text{ н} ; G_{тр} = 35000, \text{ н} ; a = 2,45 \cdot 0,6 = 1,47 \text{ м} ; b = 0,98 \text{ м} ; d = 1,7 \text{ м} ; d_1 = 2,2 \text{ м} ; d_2 = 1,8 \text{ м} ; h = 0,3 \text{ м} ; h_{пол} = 1,6 \text{ м} ; h_{тр} = 2,6 \text{ м} ; r_1 = 0,6 \text{ м} ; r_2 = 1,2 \text{ м} ; r_3 = 0,6 \text{ м} ; \varphi_{сц1} = \varphi_{сц2} = \varphi_{сц3} = 0,5 .$$

Из уравнений статического равновесия полуприцепа на наклонной поверхности получим нормальные реакции опорной поверхности колес полуприцепа и силы в сцепке трактора.

Максимальные значения касательных сил в контакте колес трактора определяются по условиям их сцеплений на наклонной плоскости равны:

$$\left\{ \begin{aligned} F_{k1} &= \left[\frac{2}{(a+b)} \cdot (a \cdot \cos \alpha) \cdot G_{\text{тр}} - \frac{1}{(a+b)} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{d_1 \cdot \cos \alpha + h_{\text{пол}} \cdot \sin \alpha}{d_1 + d_2} \right) \cdot G_{\text{пол}} \cdot d \right] \cdot \varphi_{\text{сц}}; \\ F_{k2} &= \left[G_{\text{тр}} \cdot h_{\text{тр}} + \left(h_{\text{кр}} + \frac{h_{\text{пол}}}{d_1 + d_2} \cdot (a + b + d) \right) \cdot G_{\text{пол}} \right] \cdot \frac{\varphi_{\text{сц}}}{(a+b)} \cdot \sin \alpha + \\ &+ \left[G_{\text{пол}} \cdot (a + b + d) \cdot \left(1 - \frac{d_1}{d_1 + d_2} \right) + G_{\text{тр}} \cdot a \right] \cdot \frac{\varphi_{\text{сц}}}{(a+b)} \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

В общем виде условие статического равновесия тракторного поезда на наклонной плоскости можно записать в виде:

$$F_{k1} + F_{k2} - (G_{\text{тр}} + G_{\text{пол}}) \cdot \sin \alpha = 0.$$

Для определения закона изменения сил в контакте ведущих колес с опорной поверхностью рассмотрим регуляторную характеристику двигателя трактора, представленную на рис. 2.

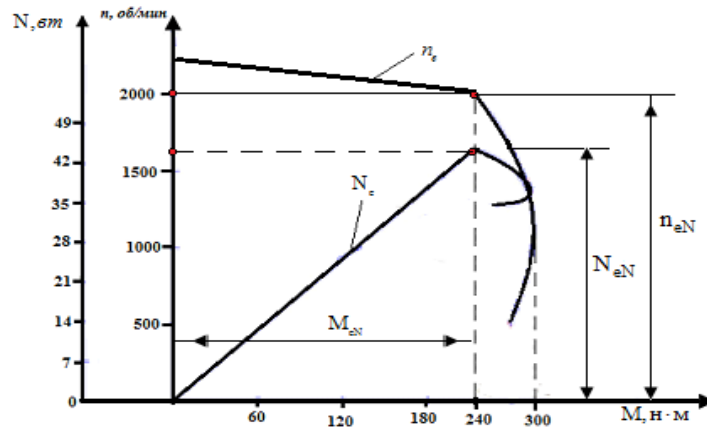


Рис. 2. Регуляторная характеристика дизельного двигателя

Из представленной регуляторной характеристики двигателя видно, что момент, передаваемый от двигателя к ведущим колесам переднего и заднего моста колесного трактора можно представить в виде:

$$\left\{ \begin{aligned} M_1 &= \left(M_o + \frac{M_{\text{max}} - M_o}{\Delta t} \cdot t \right) \cdot i_{\text{тp}i}; \\ M_2 &= \left(M_o + \frac{M_{\text{max}} - M_o}{\Delta t} \cdot t \right) \cdot i_{\text{тp}i}, \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где: $i_{\text{тp}i}$ – передаточное число трансмиссии на i -ой передаче; M_o – момент двигателя, формируемый водителем, в начале разгона; Δt – время достижения максимального момента, зависящего от управляющего воздействия водителя; M_{max} – максимальный момент двигателя.

Силы тяги, возникающие в контакте ведущих колес колесного трактора с опорной поверхностью с учетом момента, передаваемых к ведущим колесам колесного трактора (4x4), вызывающих вращательное движение ведущих колес равны:

$$\begin{cases} F_{\kappa 1r} = \frac{1}{r_{d1}} \cdot \left(M_o + \frac{M_{\max} - M_o}{\Delta t} \cdot t \right) \cdot i_{\text{тр}1i} - \left(\frac{f_{\kappa 1} + \varphi_{\text{сц}}}{\Delta t} \right) \cdot N_1 \cdot t; \\ F_{\kappa 2r} = \frac{1}{r_{d2}} \cdot \left(M_o + \frac{M_{\max} - M_o}{\Delta t} \cdot t \right) \cdot i_{\text{тр}2i} - \frac{f_{\kappa 2} + \varphi_{\text{сц}}}{\Delta t} \cdot N_2 \cdot t, \end{cases} \quad (3)$$

где: M_o – двигателя на холостых оборотах двигателя; N_1, N_2 – нормальные реакции опорной поверхности ведущих колес трактора; r_{d1}, r_{d2} – динамические радиусы качения ведущих колес трактора, $f_{\kappa 1}, f_{\kappa 2}$ – коэффициенты сопротивления качению ведущих колес трактора, t – текущее время, Δt – время достижения максимального момента двигателя, зависящее от формирования сигналов управления водителем.

Полагаем, что время срабатывания привода, формируется водителем, и соответствует времени достижения максимального момента двигателем.

Для вывода дифференциальных уравнений движения колесного трактора с полуприцепом (поезд) по наклонной плоскости вычислим кинетическую энергию поезда:

$$T = \frac{1}{2} \left[(m_{\text{тр}} + m_{\text{пол}}) \cdot \dot{x}_{\text{пз}}^2 + J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 + J_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 \right], \quad (4)$$

где: $m_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{тр}}}{g}$, $m_{\text{пол}} = \frac{G_{\text{пол}}}{g}$ – массы трактора и полуприцепа, $\kappa 2$; J_1, J_2, J_3 – моменты инерции колес трактора, $\kappa 2 \cdot M^2$; $\dot{x}_{\text{пз}}$ – скорость поступательного движения поезда, m/c ; $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3$ – угловые скорости вращения колес трактора и полуприцепа, $\text{рад}/c$ (c^{-1}).

Обобщенная сила по координате центра масс трактора $x_{\text{тр}}$ равна:

$$Q_x = F_{\kappa 1} + F_{\kappa 2} - (N_1 + N_2) \cdot f_{\text{ктр}} - N_3 \cdot f_3 + (G_{\text{тр}} + G_{\text{пол}}) \cdot \sin \alpha, \quad (5)$$

где: $F_{\kappa 1}, F_{\kappa 2}$ – тяговые силы, создаваемые ведущими колесами трактора с наклонной опорной поверхностью колес, $f_{\text{ктр}}$ – коэффициент сопротивления качению колес трактора; f_3 – коэффициенты сопротивления качению колес полуприцепа.

Дифференциальные уравнения движения масс колесного трактора (4x4) с полуприцепом по наклонной плоскости запишется в виде:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{1}{J_{\kappa 1} \cdot r_{d1}} \cdot \left(M_o + \frac{M_{\max} - M_o}{\Delta t} \cdot t \right) \cdot i_{\text{тр}1i} + \frac{r_{d1}}{J_{\kappa 1}} \cdot \left(\frac{f_{\kappa 1} - \varphi_{\text{сц}}}{\Delta t} \right) \cdot N_1 \cdot t; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{1}{J_{\kappa 2} \cdot r_{d2}} \cdot \left(M_o + \frac{M_{\max} - M_o}{\Delta t} \cdot t \right) \cdot i_{\text{тр}2i} + \frac{r_{d2}}{J_{\kappa 2}} \cdot \left(\frac{f_{\kappa 2} - \varphi_{\text{сц}}}{\Delta t} \right) \cdot N_2 \cdot t; \\ \ddot{\varphi}_3 = \frac{N_3 \cdot f_3 \cdot r_{d3}}{J_3}; \\ \ddot{x}_{\text{тр}} = \frac{1}{m_{\text{тр}} + m_{\text{пол}}} \cdot \left\{ \begin{array}{l} \left(M_o + \frac{M_{\max} - M_o}{\Delta t} \cdot t \right) \cdot \frac{i_{\text{тр}1i} \cdot r_{d2} + i_{\text{тр}2i} \cdot r_{d1}}{r_{d1} \cdot r_{d2}} - \\ - (\varphi_{\text{сц}} + f_{\kappa}) \cdot \left[\frac{2G_{\text{тр}}}{(a+b)} \cdot a \cdot \cos \alpha + \right. \\ \left. + G_{\text{пол}} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{d_1 \cdot \cos \alpha + h_{\text{пол}} \cdot \sin \alpha}{d_1 + d_2} \right) \right] \cdot \frac{t}{\Delta t} \end{array} \right\} - g \cdot \sin \alpha, \end{cases} \quad (6)$$

где $m_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{тр}}}{g}$, $m_{\text{пол}} = \frac{G_{\text{пол}}}{g}$; $g, m/c^2$ – ускорение свободного падения.

Интегрируя систему дифференциальных уравнений (2), законы изменения скоростей масс колесного трактора и полуприцепа при начальных условиях

$$t_0 = 0; \dot{x}_{\text{отр}} = 0; \dot{x}_{\text{полп}} = 0; \dot{\phi}_{\text{к10}} = 0; \dot{\phi}_{\text{к20}} = 0; \dot{\phi}_{\text{к30}} = 0.$$

График изменения горизонтальной составляющей силы в сцепке колесного трактора при разгоне, в зависимости от времени представлен на рис. 3.

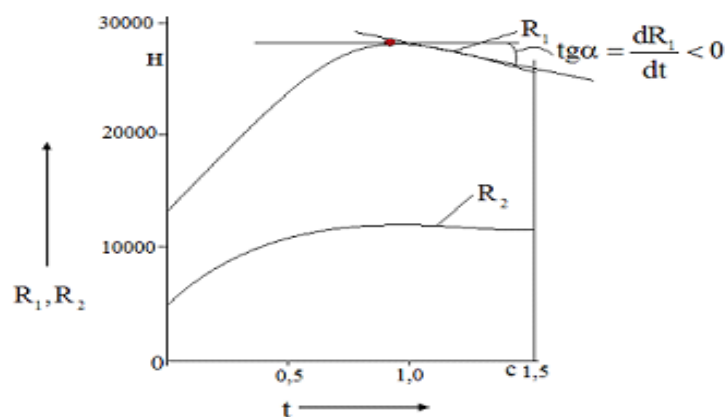


Рис 3. Изменение горизонтальной составляющей крюковой силы в сцепке трактора при его движении с полуприцепом по наклонной плоскости

Заключение

1. Разработана методика определения реакций связей трактора с полуприцепом, находящихся на наклонной плоскости, позволяющая определение сил в контакте колес с опорной поверхностью по условиям их сцепления и тормозных моментов в колесных тормозах, обеспечивающих условие равновесия поезда.
2. Разработана методика составления дифференциального уравнения, позволяющая определение закона движения тракторного поезда по наклонной плоскости с учетом массо-геометрические параметры поезда, коэффициенты сцепления колес с опорной поверхностью и характеристик двигателя.
3. Получено решение дифференциального уравнения динамики разгона тракторного поезда по наклонной поверхности в квадратурах, что позволяет определить время, скорость и перемещение поезда в процессе его разгона по наклонной плоскости.
4. Установлено, что начало буксования ведущих колес трактора можно идентифицировать по отрицательному знаку производной от крюковой силы по времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сазонов, И. С. Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин / И. С. Сазонов. – Минск: БГПА, 2001. – 185 с.
2. Сазонов, И. С. Теория автомобиля / И. С. Сазонов, В. А. Ким, Ки Йонг Чой. – Могилев: БРУ, 2001. – 254 с.