

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА ПО ДЕФОРМИРУЕМОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ С УЧЕТОМ ВОЗНИКАЮЩИХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

к.т.н. Селюк Д.В., Карпухин С.А.

Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище (РВВДКУ)
faoiltiarna14@mail.ru

Рассмотрен подход к математическому моделированию движения автопоезда по деформируемой опорной поверхности, учитывающий динамические процессы, включающие перераспределение нормальных реакций на его колесах и колебательный характер силы взаимодействия звеньев прицепного автопоезда.

Приведены математические зависимости, позволяющие описывать динамические процессы, характерные для движения автопоездов: колебания силы тяги на крюке прицепного автопоезда в функции конструктивных параметров тягово-сцепного устройства тягача; геометрических параметров сочленения «тягач – прицеп» и приведенного коэффициента сопротивления движению автопоезда и перераспределение нормальных реакций на колесах автопоезда с учетом действующих сил и моментов, размерных параметров тягача и прицепного звена и их изменения вследствие погружения движущегося транспортного средства в деформируемую опорную поверхность.

Описаны динамические процессы перераспределения нормальных реакций по колесам автопоезда и колебания силы взаимодействия звеньев прицепного автопоезда, оказывающие влияние на параметры его движения по деформируемой опорной поверхности.

Предложенные зависимости, описывающие перераспределение нормальных реакций на колесах автопоезда, учитывают действующие силы и моменты, геометрические параметры тягача и прицепного звена и их изменение вследствие погружения движущегося транспортного средства в деформируемую опорную поверхность.

Приведенные зависимости направлены на дальнейшее углубление теории специальной динамики автопоездов, в первую очередь применительно к его движению по деформируемой опорной поверхности и могут применяться при моделировании режимов трогания и прямолинейного равномерного движения данного типа транспортного средства. Они распространены на транспортные средства, используемые в различных отраслях хозяйственной деятельности и в армии.

Ключевые слова: автопоезд, опорная проходимость, математическое моделирование, динамические процессы, сила тяги на крюке, перераспределение нормальных реакций.

Введение

Наиболее рациональным способом повышения эффективности перевозок является увеличение грузоподъемности транспортных средств (ТС), в частности, за счет формирования автопоездов (АП) [1]. АП, как правило, являются неполноприводными ТС, предназначенными для эксплуатации по дорогам с твердым покрытием, однако, в некоторых условиях, характерных, например, для нефтегазовой отрасли или вооруженных сил, возникает необходимость перевозки грузов, тяжелой техники, оборудования и вооружения по бездорожью. В связи с этим, наиболее серьезным ограничением применения АП в указанных отраслях является недостаточный уровень их опорной проходимости [1–3].

Выявленное противоречие делает актуальным решение задачи прогнозирования возможности движения АП по деформируемой опорной поверхности (ДОП), решаемой в целях поиска и обоснования конструктивных решений, обеспечивающих требуемый уровень опорной проходимости данного типа ТС. Для решения указанной задачи необходима разработка математической модели движения АП по ДОП [4]. Анализом работ в областях специальной динамики АП и опорной проходимости колесных машин установлена необходимость включения в математическую модель зависимостей, позволяющих учитывать динамическое перераспределение нормальных реакций на колесах АП в ходе его движения по ДОП, составляющее от 5

до 40 % от номинального назначения [5, 6], и динамическую составляющую силы тяги на крюке прицепного АП, амплитуда колебаний которой достигает 100 %, обусловленную наличием в тягово-сцепных устройствах (ТСУ) тягачей зазоров и упругих элементов [2]. Указанные динамические процессы оказывают существенное влияние на формирование таких параметров опорной проходимости АП как глубина колеи, буксование, сила сопротивления движению и скорость движения и, соответственно, на его способность двигаться в тяжелых дорожных условиях [2, 5, 6].

Целью исследования является повышение точности математического моделирования движения АП по ДОП за счет учета возникающих динамических процессов.

Математическое моделирование движения автопоезда по деформируемой опорной поверхности

Прямолинейное движение АП по ДОП зададим посредством систем уравнений, описывающих тяговое звено (тягач, седельный тягач) и

прицепное звено (двухосный прицеп, полуприцеп). Рассмотрим расчетные схемы прицепного и седельного АП (рис. 1 и рис. 2), имеющего m мостов. Для каждого из звеньев АП построим отдельную систему координат с началом для тягача и двухосного прицепа – на опорной поверхности под центром переднего колеса, для полуприцепа – в точке сочленения с седельным тягачом [7].

При прямолинейном движении на звено АП со стороны опорной поверхности действуют нормальные (R_{zi}) и продольные (R_{xi}) реакции в контакте колес с грунтом, сила инерции (P_j), сила тяжести тягача и прицепа, нагрузка на седельно-сцепное устройство (ССУ) седельного тягача ($G_T, G_{ПП}, G_{ССУ}$), сила взаимодействия звеньев АП ($P_{КР}$), действующая вдоль дышла прицепа (опорной площадки полуприцепа), силы бульдозерного сопротивления грунта ($P_{БГ}$), приложенные на уровне центров мостов (осей).

Для расчета моментов, возникающих от действия вышперечисленных сил, применяются линейные и угловые величины:

$r_T, r_{ПП}$ – свободный радиус колеса тягача, прицепа, м;

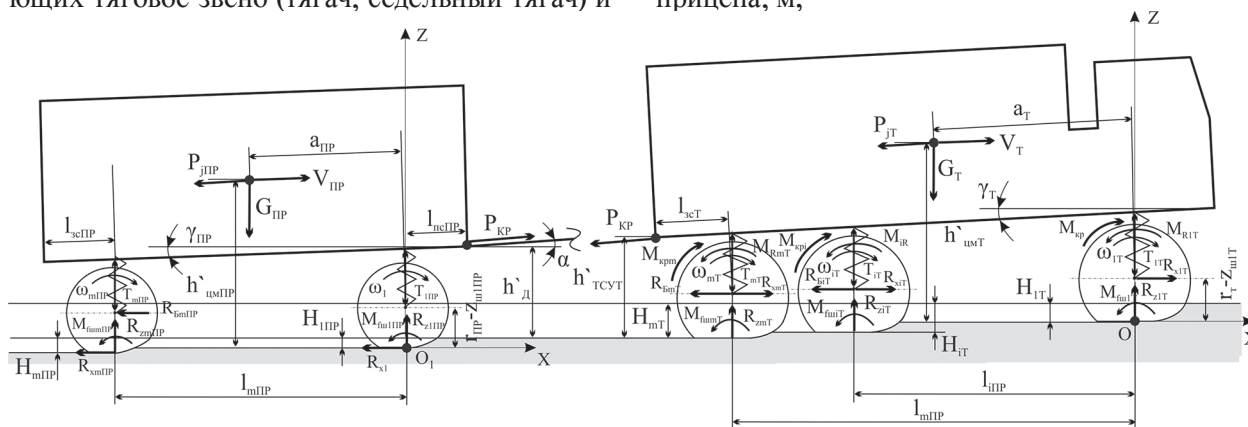


Рис. 1. Автопоезд в составе тягача и двухосного прицепа

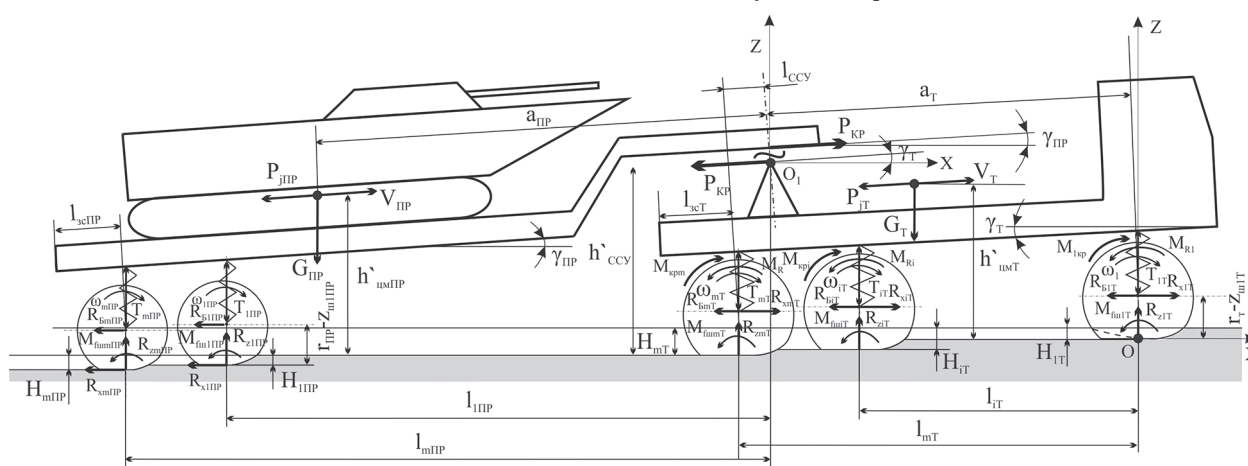


Рис. 2. Седельный автопоезд

$h_{ТСУТ}, h_{Д}, h_{ССУ}, h_{ЦМТ}, h_{ЦМПР}$ – высота относительно опорной поверхности ТСУ тягача, оси качания дышла прицепа, опорной плиты ССУ, центров масс тягача и прицепного звена, стоящего на твердой опорной поверхности при номинальном давлении воздуха в шинах, м;

$z_{иit}, z_{иiПР}$ – прогиб i -ой шины тягача и прицепа при движении по ДОП, м; $T_{iT}, T_{iПР}$ – расстояние от центра i -го колеса до подрессоренной массы (условная длина подвески) тягача и прицепа, м;

$h'_{ТСУТ}, h'_{Д}, h'_{ССУ}, h'_{ЦМТ}, h'_{ЦМПР}$ – высота относительно опорной поверхности ТСУ автомобиля, оси качания дышла прицепа, опорной плиты ССУ, центров масс тягача и прицепного звена, движущегося по ДОП со сниженным давлением воздуха в шинах, м;

$l_{зсТ}, l_{нсПР}, l_{iT}, l_{iПР}, l_{mТ}, l_{mПР}$ – задний свес тягача, передний свес прицепа, расстояние от начала координат до i -й оси тягача, прицепа, база тягача, прицепа соответственно, м;

$H_T, H_{ПР}$ – глубина колеи, образуемой колесом тягача, прицепа, м;

$a_T, a_{ПР}$ – расстояние от начала координат до центра масс тягача, прицепа, м;

$\alpha, \gamma_T, \gamma_{ПР}$ – углы наклона дышла прицепа, корпусов тягача и прицепного звена к горизонтальной плоскости вследствие различного погружения в ДОП их колес, прогибов подвески и шин.

При расчете углов крена корпусов тягача и прицепного звена используются жесткости подвески их колес $c_{пПР}, c_{пТ}$ (Н/м) соответственно.

При составлении уравнения моментов учитываются: M_{fui} – момент сопротивления качению на i -ом колесе; M_{Ri} – реактивный момент на i -ом колесе тягача [7–9].

На основе принципа Даламбера получаем систему уравнений для описания движения тягача (1), включающую проекции действующих сил на оси OZ и OX , а также уравнение моментов относительно точки O :

$$\left\{ \begin{aligned} & 2 \cdot \sum_{i=1}^m R_{ziT} - P_{кр} \cdot \sin(\alpha + \gamma_T) - P_{jT} \cdot \sin \gamma_T - G_T = 0; \\ & \sum_{i=1}^m (2 \cdot R_{xiT} - P_{BiT}) - P_{кр} \cdot \cos(\alpha + \gamma_T) - P_{jT} \cdot \cos \gamma_T = 0; \\ & G_T \cdot a_T \cdot \cos \gamma_T + 2 \cdot \sum_{i=1}^m \left[M_{Ri} + M_{fui} - \left(R_{xiT} - \frac{P_{BiT}}{2} \right) \cdot (r_T - z_{иit} - (H_{iT} - H_{1T})) \right] + \\ & + P_{jT} \cdot \cos \gamma_T \cdot h'_{цмТ} + P_{jT} \cdot \sin \gamma_T \cdot a_T \cdot \cos \gamma_T + P_{кр} \cdot \cos(\alpha + \gamma_T) \cdot h'_{ТСУ} + \\ & + P_{кр} \cdot \sin(\alpha + \gamma_T) \cdot (l_{mТ} + l_{зсТ}) \cdot \cos \gamma_T - 2 \cdot \sum_{i=1}^m R_{ziT} \cdot l_{iT} \cdot \cos \gamma_T = 0. \end{aligned} \right.$$

Седелный тягач описывается аналогичной системой уравнений с учетом перераспределения веса между звеньями седельного АП $\Delta G_{ССУ}$ (Н), обусловленного опорной составляющей

их связи. С учетом изложенного вес седельного тягача запишем в виде $(G_T + \Delta G_{ССУ})$.

На основе рис. 1 составим систему уравнений для прицепа. Уравнение моментов составим относительно точки O_1 :

$$\left\{ \begin{aligned} & 2 \cdot \sum_{i=1}^m R_{ziПР} + P_{кр} \cdot \sin(\alpha + \gamma_{ПР}) - P_{jПР} \cdot \sin \gamma_{ПР} - G_{ПР} = 0; \\ & P_{кр} \cdot \cos(\alpha + \gamma_T) - \sum_{i=1}^m (2 \cdot R_{xiПР} - P_{BiПР}) - P_{jПР} \cdot \cos \gamma_{ПР} = 0; \\ & G_{ПР} \cdot a_{ПР} \cdot \cos \gamma_{ПР} + P_{jПР} \cdot \cos \gamma_{ПР} \cdot h'_{цмПР} + P_{jПР} \cdot \sin \gamma_{ПР} \cdot a_{ПР} \cdot \cos \gamma_{ПР} + P_{кр} \cdot \sin(\alpha + \gamma_{ПР}) \times \\ & \times l_{нсПР} \cdot \cos \gamma_{ПР} + 2 \cdot \sum_{i=1}^m \left[M_{fuiПР} + R_{xiПР} (H_{iПР} - H_{1ПР}) + \frac{P_{BiПР}}{2} \cdot (r_{ПР} - z_{иiПР} - (H_{iПР} - H_{1ПР})) \right] - \\ & - P_{кр} \cdot \cos(\alpha + \gamma_{ПР}) \cdot (h'_0 + H_{1ПР}) - 2 \cdot \sum_{i=1}^m R_{ziПР} \cdot l_{iПР} \cdot \cos \gamma_{ПР} = 0. \end{aligned} \right.$$

В соответствии с рис. 2 сформируем систему уравнений для полуприцепа. Уравнение моментов составим относительно точки O_1 :

$$\begin{cases} 2 \cdot \sum_{i=1}^m R_{ziPP} + R_{zCCV} + P_{kp} \cdot \sin \gamma_{PP} - P_{jPP} \cdot \sin \gamma_{PP} - G_{PP} = 0; \\ P_{kp} \cdot \cos \gamma_{PP} - \sum_{i=1}^m (2 \cdot R_{xiPP} - P_{BiPP}) - P_{jPP} \cdot \cos \gamma_{PP} = 0; \\ 2 \cdot \sum_{i=1}^m \left[M_{fuiPP} - R_{xiPP} \cdot (h'_{CCV} + (H_{iPP} - H_{mT})) - \frac{P_{BiPP}}{2} \cdot (h'_{CCV} - (r_{PP} - z_{uiPP} - (H_{iPP} - H_{mT}))) \right] + \\ + G_{PP} \cdot a_{PP} \cdot \cos \gamma_{PP} + P_{jPP} \cdot \cos \gamma_{PP} \cdot (h'_{umPP} - h'_{CCV}) + P_{jPP} \cdot \sin \gamma_{PP} \cdot a_{PP} \cdot \cos \gamma_{PP} - \\ - 2 \cdot \sum_{i=1}^m R_{ziPP} \cdot l_{iPP} \cdot \cos \gamma_{PP} = 0. \end{cases}$$

Для определения значений углов γ_T, γ_{PP} проводится анализ соответствующих размерных цепей, включающих z_w, z_n и Н [7].

Значение угла α найдем исходя из геометрии сцепки тягача с двухосным прицепом:

$$\sin \alpha = \frac{h'_{TCV} - h'_D}{l_D},$$

где l_D – длина дышла прицепа, м.

Перейдем к определению *нормальных реакций на колесах прицепного АП*. В связи с тем, что на большинстве армейских автомобилей и прицепов применяются балансирные подвески, принимаем допущение о том, что величины вертикальных нагрузок и реакций распределяются между колесами тележек поровну [9].

$$\begin{aligned} \Delta R_{zT} = & \frac{2 \sum_{i=1}^m \left[M_{Ri} + M_{fui} - \left(R_{xiT} - \frac{P_{BiT}}{2} \right) (r_T - z_{uiT} - (H_{iT} - H_{iT})) \right] + P_{jT} \cos \gamma_T (h'_{umT} + \sin \gamma_T a_T)}{l_{mT} \cos \gamma_T} + \\ & + \frac{P_{kp} (\cos(\alpha + \gamma_T) h'_{CCV} + \sin(\alpha + \gamma_T) (l_{mT} + l_{zcT}) \cos \gamma_T)}{l_{mT} \cos \gamma_T}. \end{aligned} \quad (1)$$

При расчете ΔR_{zT} для седельного тягача в соответствии с рис. 2 следует в формуле (1) заменить угол α на угол γ_{PP} .

Значение P_{kp} принимаем с учетом динамической составляющей, порядок расчета которой приведен ниже.

Величину $\Delta R_{z\gamma}$ для тягача (прицепа) найдем по зависимости [9]:

$$\Delta R_{z\gamma PP} = \Delta G_{CCV} = 2 \cdot (c_{nmT} \cdot c_{n1PP}) \cdot \frac{(T_{1PP} - T_{mT}) + (z_{u1PP} - z_{umT}) + (H_{1PP} - H_{mT}) + l_{mPP} \cdot \sin \gamma_{PP}}{c_{nmT} + c_{n1PP}}. \quad (2)$$

Найдем распределение нормальных реакций по колесам тягача с помощью зависимости [9]:

$$R_{z1T} = G_{1T} - \Delta R_{zT} - \Delta R_{z\gamma T};$$

$$R_{z2T} = \frac{0,5 \cdot G_T - \Delta R_{z1T}}{2};$$

$$R_{z2T} = R_{z3T},$$

где G_{1T} – нагрузка на колесо первой оси тягача в статическом состоянии, Н; ΔR_{zT} – перераспределение нормальных реакций, вызванное действием на тягач внешних сил и моментов, Н; $\Delta R_{z\gamma}$ – перераспределение нормальных реакций, вызванное углом наклона корпуса тягача γ_T , Н.

При определении ΔR_{zT} в качестве сил, действующих на автопоезд при его движении по ДОП, принимаем P_{kp}, P_j ; в качестве моментов – M_{fi} и M_{Ri} [7–9]. В соответствии с рис. 1 зависимость для расчета ΔR_{zT} примет вид:

$$\begin{aligned} \Delta R_{z\gamma} = & (c_{n1} \cdot c_{nm}) \times \\ & \times \frac{(T_m - T_{n1}) + (z_{um} - z_{u1}) + (H_m - H_1) + l_m \cdot \sin \gamma}{c_{n1} + c_{nm}}. \end{aligned}$$

При определении значений нормальных реакций на колесах седельного АП учтем перераспределение веса между его звеньями ΔG_{CCV} . При этом принимаем, что $\Delta G_{CCV} = \Delta R_{z\gamma PP}$. Величину $\Delta R_{z\gamma PP}$ для полуприцепа найдем по зависимости [9]:

Знак ΔR_{z1T} (ΔG_{CCV}), определяющий загрузку (нагрузку) седельного тягача частью веса полуприцепа, определяется знаком размерной цепи в числителе формулы (2).

С учетом изложенного уравнения для вычисления нормальных реакций на колесах седельного АП примут вид:

$$R_{z1T} = G_{1T} - \Delta R_{zT} - \Delta R_{z1T} + 0,5 \cdot \Delta G_{CCV1};$$

$$R_{z2T} = \frac{0,5 \cdot (G_T + \Delta G_{CCV}) - \Delta R_{z1T}}{2};$$

$$R_{z3T} = R_{z2T};$$

$$\Delta G_{CCV} = \Delta G_{CCV1} + \Delta G_{CCV2} + \Delta G_{CCV3};$$

$$\Delta G_{CCV3} = \Delta G_{CCV2};$$

где ΔG_{CCV1} , ΔG_{CCV2} , ΔG_{CCV3} – перераспределение нагрузки ΔG_{CCV} на колеса соответствующих осей тягача, Н.

Перейдем к определению силы взаимодействия звеньев автопоезда – силе тяги на крюке $P_{кр}$. Для прицепного автопоезда в соответствии с рис. 3 [10] представим указанную силу в виде статической и динамической (колебательной) составляющих:

$$P_{кр} = P_{кр ст} + \Delta P_{кр дин}, \quad (3)$$

где $P_{кр ст}$ – статическая составляющая силы тяги на крюке, Н; $\Delta P_{кр дин}$ – динамическая составляющая силы тяги на крюке, Н.

Статическую составляющую силы тяги на крюке в соответствии с [11] найдем по зависимости:

$$P_{кр ст} = (f_{бп} + \Omega) \cdot G_{пп}, \quad (4)$$

$$\begin{cases} \delta_T \cdot m_T \cdot \frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + c \cdot \varepsilon \cdot \cos(\gamma_T + \alpha) + (f_T + \Omega) \cdot m_T \cdot g = P_{0\varepsilon} \cdot \cos(\gamma_T + \alpha) + K \cdot t \\ \delta_{пп} \cdot m_{пп} \cdot \frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + (f_{пп} + \Omega) \cdot m_{пп} \cdot g = c \cdot \varepsilon \cdot \cos(\gamma_T + \alpha) \end{cases} \quad (5)$$

где δ_T , $\delta_{пп}$ – коэффициенты вращающихся масс тягача и прицепа соответственно; m_T , $m_{пп}$ – масса тягача и прицепа соответственно, кг;

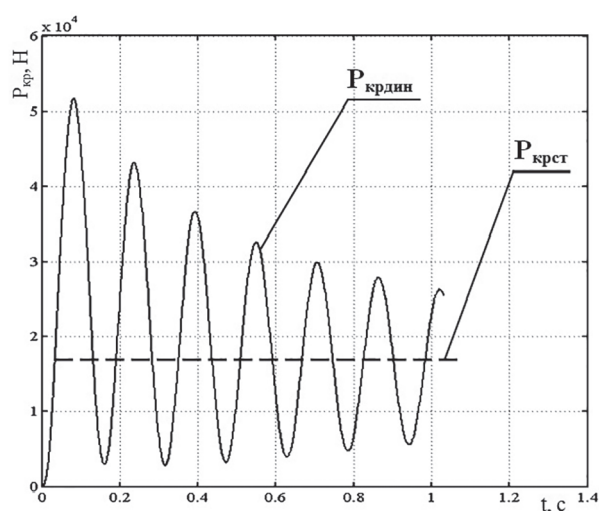


Рис. 3. Колебания силы тяги на крюке прицепного автопоезда

где $f_{бп}$ – коэффициент сопротивления буксированию прицепа; Ω – приведенный коэффициент трения в упругом элементе ТСУ [12].

Для седельного автопоезда в условиях жесткой беззазорной связи между его звеньями $\Delta P_{крдин} = 0$. Динамическая составляющая силы тяги на крюке носит колебательный характер и складывается из усилий, развиваемых тягачом в ходе выбора зазора в сцепке ε (м) и деформации упругого элемента ТСУ ξ (м) (рис. 4).

Для описания колебательного характера взаимодействия тягача и прицепа в соответствии с рисунками 1 и 4 составим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение АП по ДОП после выбора движущимся тягачом зазора в сцепке и последующего трогания прицепа:

c – жесткость упругого элемента ТСУ, Н/м; $P_{0\varepsilon}$ – величина тяговой силы, на момент выбора зазора в сцепке, Н.

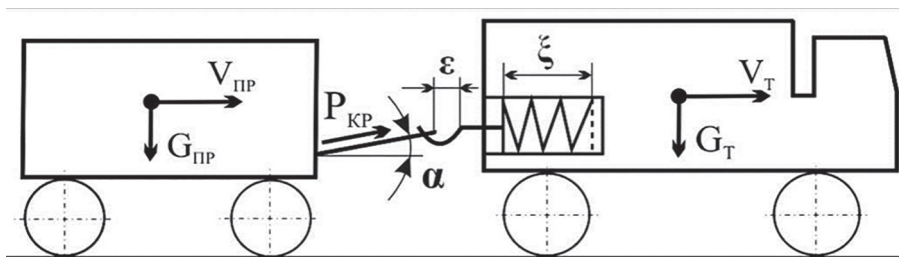


Рис. 4. Кинематическая схема сочленения «тягач-прицеп»

В результате решения системы дифференциальных уравнений (5) получаем зависимость для расчета значения усилия в сцепке:

$$P_{cp} = (f_{HP} + \Omega) \cdot G_{HP} + m \cdot P_T + \cos(\alpha + \gamma_T) \cdot \left[m \cdot P_{0\xi} \cdot (1 - \cos(\zeta \cdot t)) + \left(\frac{c \cdot V'_{HP} - K \cdot m}{\zeta} \right) \cdot \sin(\zeta \cdot t) \right] \quad (6)$$

где m – коэффициент массовой характеристики АП; ζ – круговая частота собственных колебаний звеньев АП, Гц; K – темп приложения усилий к колесам тягача, Н/с; V'_{HP} – скорость тягача в момент трогания с места прицепа, м/с; P_T – сила тяги, развиваемая на колесах тягача, Н.

Первое слагаемое зависимости (6) – статическая составляющая крюкового усилия, второе и третье – динамическая в периоды выбора зазора в сцепке и деформации упругого элемента ТСУ соответственно. Периодический (колебательный) характер изменения усилия в сцепке описывается выражением в квадратных скобках. Ниже приведены формулы для расчета величин, входящих в зависимость (6).

Коэффициент массовой характеристики АП в соответствии с [13] рассчитываем по зависимости:

$$m = \frac{\delta_{HP} \cdot m_{HP}}{\delta_T \cdot m_T + \delta_{HP} \cdot m_{HP}}$$

Силу $P_{0\xi}$ найдем в соответствии с [14] по формуле:

$$P_{0\xi} = \sqrt[3]{6m_T K^2 \xi},$$

где m_T – масса тягача, кг; ξ – зазор в сцепке, м; K – темп приложения усилий к колесам тягача, Н/с.

Значение K найдем по зависимости [14]:

$$K = \frac{P_T}{t},$$

где P_T – сила тяги, развиваемая на колесах тягача, Н; t – время приложения тяговых сил к колесам тягача, с ($t = 0,8...1,6$ с [14]).

Силу P_T примем как свободную силу тяги одиночного тягача, рассчитываемую по зависимости:

$$P_T = \sum_{i=1}^m (2 \cdot R_{xiT} - P_{bit}) - P_{jT} \cdot \cos \gamma_T.$$

При вычислении значения ζ по аналогии с [12] учтем влияние на колебательный процесс сил сопротивления перекачиванию колес тягача и прицепа в прямом и обратном направлениях, а также приведенную силу трения в упругом элементе ТСУ. В результате зависимость для расчета ζ примет вид:

$$\zeta = \sqrt{c \cdot \frac{(\delta_T \cdot m_T + \delta_{HP} \cdot m_{HP})}{\delta_T m_T \cdot \delta_{HP} \cdot m_{HP}}} \cdot \frac{\sqrt{1 - 2 \cdot (\Omega + f'_{АП})}}{1 + \sqrt{1 - 2 \cdot (\Omega + f'_{АП})}}$$

где $f'_{АП}$ – приведенный коэффициент сопротивления качению АП.

Примем, что коэффициент сопротивления качению при движении звена АП вперед (по направлению оси ОХ на рис. 1) равен коэффициенту сопротивления буксированию f'_σ а при движении назад – коэффициенту сопротивления грунта сдвигу f'_τ . Коэффициент $f'_{АП}$ вычислим как среднее арифметическое от указанных параметров по зависимости:

$$f'_{АП} = \frac{f'_{\sigma T} + f'_{\tau T} + f'_{\sigma HP} + f'_{\tau HP}}{4}.$$

Значение f'_τ вычислим как отношение силы сопротивления сдвигу звена АП P_τ (Н) к его весу по формуле:

$$f'_\tau = \frac{\sum P_\tau}{G}.$$

Значение V'_{HP} определим по зависимости [13]:

$$V'_{HP} = \frac{K}{c} + \sqrt{\left(\frac{P_{0\xi}}{p \cdot m_T} \right)^2 + \left(V_{0\xi} - \frac{K}{c} \right)^2},$$

где p – частота колебаний тягача, Гц; $V_{0\xi}$ – скорость тягача в период выбора зазора в сцепке, м/с.

Значение $V_{0\xi}$ рассчитаем по зависимости [14]:

$$V_{0\xi} = \sqrt[3]{4,5 \cdot \frac{K}{m_T} \cdot \xi^2}.$$

Аналогично (8) найдем частоту колебаний тягача по зависимости:

$$p = \sqrt{\frac{c}{m_T \cdot \delta_T}} \cdot \frac{\sqrt{1 - 2 \cdot (\Omega + f'_T)}}{1 + \sqrt{1 - 2 \cdot (\Omega + f'_T)}},$$

где f'_T – приведенный коэффициент сопротивления качению тягача.

Значение f'_T вычислим по зависимости:

$$f'_T = \frac{f'_{\sigma T} + f'_{\tau T}}{2}.$$

Таким образом, с использованием приведенных зависимостей рассчитывается значение усилий в сцепке прицепного АП.

Описанные оригинальными математическими зависимостями динамические процессы

перераспределения нормальных реакций на колесах АП и колебаний силы тяги на крюке тягача будут оказывать влияние на формирование основных параметров опорной проходимости АП: глубины колеи; буксования; силы сопротивления движению и скорости движения, и тем самым на уровень его опорной проходимости в целом.

Выводы

1. В настоящей статье описаны динамические процессы перераспределения нормальных реакций по колесам АП и колебания силы взаимодействия звеньев прицепного АП, оказывающие влияние на параметры движения данного типа ТС по ДОП.

2. Зависимости, описывающие перераспределение нормальных реакций на колесах АП, учитывают действующие силы и моменты, геометрические параметры тягача и прицепного звена и их изменение вследствие погружения движущегося ТС в ДОП.

Формула, описывающая колебательный характер взаимодействия звеньев прицепного АП, позволяет рассчитывать силу тяги на крюке в функции конструктивных параметров ТСУ, геометрических параметров сочленения «тягач-прицеп», а также приведенного коэффициента сопротивления движению АП по ДОП.

3. Приведенные зависимости направлены на дальнейшее углубление теории специальной динамики АП, в первую очередь применительно к его движению по ДОП, и могут применяться при моделировании режимов трогания и прямолинейного равномерного движения данного типа ТС.

Литература

1. Коркин С.Н., Курмаев Р.Х., Крамер А.С. Применение активных колесных модулей в автопоездах для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. № 2(14). С. 160–168.
2. Горелов В.А. Результаты численного моделирования прямолинейного движения двухзвенного колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2012. № 1. С. 9. (Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>).
3. Карпухин С.А., Селюк Д.В. Высокомобильные автопоезда двойного назначения для Арктической зоны Российской Федерации // Вестник Сибирского отделения академии военных наук Российской Федерации. 2015. № 34. С. 18–19.

4. Жирный Р.И., Горелов В.А., Котиев Г.О. Математическая модель прямолинейного движения автопоезда с жесткой и гибкой связью между звеньями // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева. 2010. № 4(83). С. 138–144.
5. Коцарь Ю.А. Повышение динамических качеств полноприводных колесных тракторов с шинами равного размера путем перераспределения ведущего момента в двигателе: дис. ... докт. техн. наук. Саратов, 2003. 381 с.
6. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. 279 с.
7. Лепешкин А.В. Математическая модель установленного движения автопоезда с активизированным прицепным звеном, позволяющая оценить потери в трансмиссии // Известия МГТУ «МАМИ». 2011. № 2(12). С. 27–41.
8. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.
9. Абрамов В.Н. Обеспечение сохранности и долговечности шин и резинотехнических изделий автомобильного транспорта: дис. ... докт. техн. наук. М., 2006. 660 с.
10. Гапич Д.С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов: дис. ... докт. техн. наук. Волгоград, 2014. 389 с.
11. Васильченко В.Ф. Автомобили и гусеничные машины. Теория эксплуатационных свойств. Рязань: ОАО «Тигель», 2004. 433 с.
12. Бернацкий В.В. Специализированный подвижной состав грузового автотранспорта. М.: МГТУ «МАМИ», 2005. – 48 с.
13. Шукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. М.: Машгиз, 1969. 209 с.
14. Васильченко В.Ф., Свиридов Е.В., Гуськов А.Н., Кистенев В.И. Методика оценки продольных нагрузок в тягово-сцепных устройствах автопоездов // Известия академии инженерных наук им. А.М. Прохорова. Транспортно-технологические машины и комплексы. 2006. Т. 16. С. 69–73.

References

1. Korkin S.N., Kurmaev R.Kh., Kramer A.S. The use of active wheel modules in trucks for transportation of oversized and heavy cargo. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2012. No 2(14), pp. 160-168 (In Russ.).
2. Gorelov V.A. The results of numerical simulation of rectilinear motion of two-link wheeled transport complex on the deformable soil. *Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie*. 2012. No 1, p. 9 (In Russ.). URL: <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>
3. Karpukhin S.A., Selyuk D.V. Highly mobile trains of dual-purpose for Arctic zone of the Russian Federation. *Vestnik Sibirskogo otdeleniya akademii voennykh nauk Rossiyskoy Federatsii*. 2015. No 34, pp. 18-19 (In Russ.).
4. Zhirnyy R.I., Gorelov V.A., Kotiev G.O. The mathematical model of rectilinear movement of

- the lorry convoy with rigid and flexible connection between the links. *Trudy Nizhegorodskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. R.E. Alekseeva*. 2010. No 4(83), pp. 138-144 (In Russ.).
5. Kotsar' Yu.A. *Povyshenie dinamicheskikh kachestv polnoprivodnykh kolesnykh traktorov s shinami ravnogo razmera putem pereraspredeleniya vedushchego momenta v dvizhiteli*. Dis. ... dokt. tekhn. nauk [Improvement of the dynamic characteristics of four-wheel drive wheeled tractors with tires of equal size by redistributing lead time mover: Dr. eng. sci. diss.]. Saratov, 2003. 381 p.
 6. Platonov V.F. *Polnoprivodnye avtomobili* [All-wheel drive vehicles]. Moscow. Mashinostroenie Publ., 1981. 279 p.
 7. Lepeshkin A.V. The mathematical model of the steady motion of lorry convoy with activated trailer link, allowing to estimate losses in the transmission. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2011. No 2(12), pp. 27-41 (In Russ.).
 8. Ageykin Ya.S. *Vezdekhodnye kolesnye i kombinirovannye dvizhiteli* [Off-road wheeled and combined propellers]. Moscow. Mashinostroenie Publ., 1972. 184 p.
 9. Abramov V.N. *Obespechenie sokhranyaemosti i dolgovechnosti shin i rezinotekhnicheskikh izdeliy avtomobil'nogo transporta*. Dis. ... dokt. tekhn. nauk [Assurance of persistence and durability of tires and rubber products of road transport Dr. eng. sci. diss.]. Moscow, 2006. 660 p.
 10. Gapich D.S. *Stabilizatsiya rezhimov nagruzheniya kolesnykh mashinno-traktornykh agregatov*. Dis. ... dokt. tekhn. nauk [Stabilization modes of loading wheeled tractor units Dr. eng. sci. diss.]. Volgograd, 2014. 389 p.
 11. Vasil'chenkov V.F. *Avtomobili i gusenichnye mashiny. Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv* [Automobiles and tracked vehicles. The theory of operational properties.]. Ryazan': OAO «Tigel'» Publ., 2004. 433 p.
 12. Bernatskiy V.V. *Spetsializirovanny podvizhnoy sostav gruzovogo avtotransporta* [Specialized rolling stock of freight vehicles]. Moscow. MGTU «MAMI» Publ., 2005. 48 p.
 13. Schukin M.M. *Prikladnaya teoriya dvizheniya avtopoezda* [Applied theory of motion of lorry convoy]. Moscow. Mashgiz Publ., 1969. 209 p.
 14. Vasil'chenkov V.F., Sviridov E.V., Gus'kov A.N., Kistenev V.I. Methods of estimating buckling loads in towing devices of trucks *Izvestiya akademii inzhenernykh nauk im. A.M. Prokhorova. Transportno-tekhnologicheskie mashiny i kompleksy*. 2006. T. 16, pp. 69-73 (In Russ.).

MATHEMATICAL MODELING OF MOTION OF LORRY CONVOY ON THE DEFORMABLE SUPPORT SURFACE IN VIEW OF EMERGING DYNAMIC PROCESSES

Ph.D. **D.V. Selyuk, S.A. Karpukhin**
Ryazan Higher Airborne Command School
faoltiarna14@mail.ru

An approach to mathematical modeling of motion of lorry convoy on the deformable supporting surface, taking into account dynamic processes, including re-distribution of normal reactions on the wheels and the oscillatory nature of the interaction forces units trailed the train are discussed.

The mathematical dependence allowing to describe dynamic processes, characteristic for movement of trains: fluctuations in the thrust on the tow hook of lorry convoy in the function of the structural parameters of the towing device of the tractor; the geometric parameters of the joint "tractor - trailer" and is given the coefficient of resistance to movement of the train and the redistribution of normal reactions on the wheels of the train taking into account the applicable forces and moments, dimensional parameters of the tractor and trailer link and their changes due to the immersion of the moving vehicle into a deformable supporting surface.

Article describes the dynamic processes of redistribution of normal reactions in the wheels of the train and fluctuations in the strength of interaction links of trailer road train, influencing the parameters of its motion for deformable bearing surface.

The dependences, describing the redistribution of normal reactions on the wheels of the trailer, take into account the forces and moments, geometric parameters of the tractor and trailer link and their change due to the immersion of the moving vehicle into a deformable supporting surface.

Dependences are aimed at further deepening of the theory of special dynamics of the trains, especially with regard to his motion on a deformable support surface, and can be used in the modelling of soft start and rectilinear uniform motion of this type of vehicle. They are common on vehicles used in various sectors of economic activity and in the army.

Keywords: lorry convoy, flotation, mathematical modeling, dynamic process, traction on hook, redistribution of normal reactions.