

УДК 630*375.4.001.572

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНО-КОЛЕСНОГО СОРТИМЕНТОВОЗА

В. А. ВОЛОГДИН

СевНИИП

Наметившийся в последнее время рост объемов заготовки сортиментов на лесосеке сдерживается отсутствием надежных дешевых сортиментовозов. Эту проблему можно решить, в частности, за счет создания сочлененных гусенично-колесных сортиментовозов на базе лесопромышленных тракторов. При разработке таких лесотранспортных машин необходимо обосновать параметры моторно-трансмиссионной установки, рейсовой нагрузки и производительности с учетом свойств волога.

Цель нашего исследования — разработать математическую модель поворота сочлененного гусенично-колесного сортиментовоза, позволяющую определить влияние физико-механических свойств грунта и извилистости трассы волога на суммарный коэффициент сопротивления

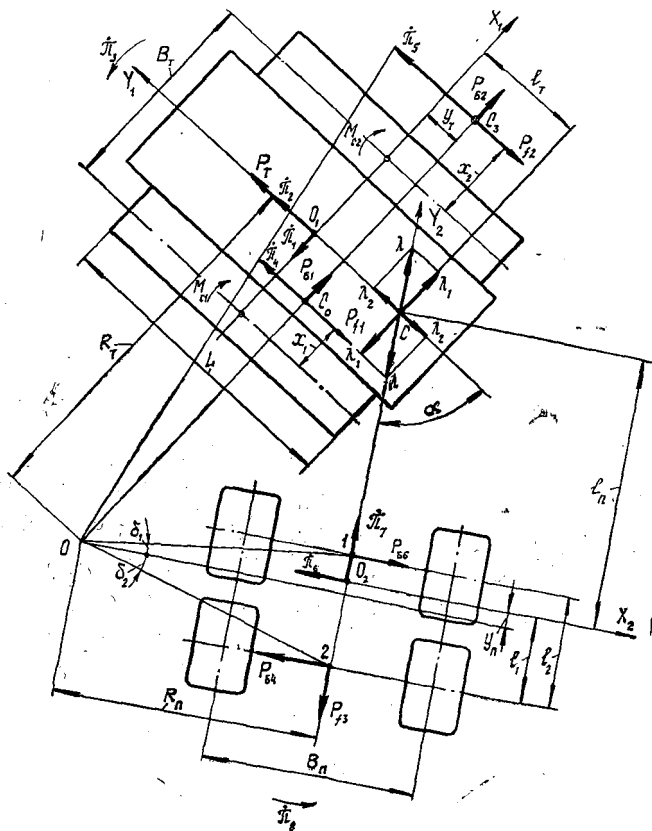


Рис. 1

движению. Существующие в настоящее время математические модели [1, 3, 4] рассматривают поворот только гусеничных сочлененных машин. Для гусенично-колесных сортиментовозов такие исследования нам неизвестны. Характерной особенностью движения этих машин на повороте является дополнительное сопротивление, возникающее при боковом уводе колес полуприцепа.

Движение гусенично-колесного сортиментовоза рассмотрено в режиме неустановившегося поворота. Примем, что тягач и полуприцеп имеют продольные плоскости симметрии. Начала координатных осей расположены в центрах масс трактора и полуприцепа (рис. 1). При составлении уравнений движения использованы квазикоординаты [1]: $\dot{\pi}_1$ и $\dot{\pi}_2$ — проекции скоростей центра масс тягача на оси O_1X_1 и O_1Y_1 ; $\dot{\pi}_3$ и $\dot{\pi}_8$ — угловые скорости поворота тягача и полуприцепа; $\dot{\pi}_4$ и $\dot{\pi}_5$ — скорости движения соответственно отстающей и забегающей гусениц относительно остова тягача; $\dot{\pi}_6$ и $\dot{\pi}_7$ — проекции скоростей центра масс полуприцепа на оси O_2X_2 и O_2Y_2 . Сочлененный гусенично-колесный сортиментовоз рассмотрен как неголономная система с восемью степенями свободы: тремя — остова тягача в плоском движении, двумя — движение гусениц трактора относительно остова и тремя — остова полуприцепа в плоском движении. При составлении уравнений движения использованы уравнения Аппеля [1]

$$\frac{\partial S}{\partial \dot{\pi}_i} = Q_i + \sum_{k=1}^2 \lambda_k \frac{\partial f_k}{\partial \dot{\pi}_i}, \quad i = 1, \dots, 8,$$

где S — энергия ускорений системы;
 Q_i — обобщенная сила, отнесенная к i -й квазиординате;
 λ_k — неопределенные множители Лагранжа;
 $f_k(\dot{\pi}_1, \dot{\pi}_2, \dots, \dot{\pi}_8) = 0$ — уравнения связей;
 k — число связей.

Энергия ускорений системы складывается из энергии ускорений поступательного движения центров масс тягача ($\ddot{x}_{01}, \ddot{y}_{01}$), полуприцепа ($\ddot{x}_{02}, \ddot{y}_{02}$) и гусениц в движении относительно остова трактора (\ddot{y}_0, \ddot{y}_3)

$$S = \frac{m_T}{2} (\ddot{x}_{01}^2 + \ddot{y}_{01}^2 + \rho_1^2 \ddot{\beta}_1^2) + \frac{m_n}{2} (\ddot{x}_{02}^2 + \ddot{y}_{02}^2 + \rho_2^2 \ddot{\beta}_2^2) + \frac{m_r}{2} (\ddot{y}_0^2 + \ddot{y}_3^2), \quad (1)$$

где m_T, m_n, m_r — массы тягача, полуприцепа и гусеницы;
 ρ_1, ρ_2 — радиусы инерции тягача и полуприцепа относительно вертикальных осей, проходящих через их центры масс;
 $\ddot{\beta}_1, \ddot{\beta}_2$ — угловые ускорения тягача и полуприцепа.

Ускорения поступательного движения центра масс тягача, полуприцепа и ускорения гусениц в движении относительно остова трактора представим в следующем виде:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{01} &= \ddot{\pi}_2 \cos \beta_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 - \ddot{\pi}_1 \sin \beta_1 - \dot{\pi}_1 \dot{\beta}_1 \cos \beta_1; \\ \ddot{x}_{01} &= \ddot{\pi}_2 \sin \beta_1 + \dot{\pi}_2 \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + \ddot{\pi}_1 \cos \beta_1 - \dot{\pi}_1 \dot{\beta}_1 \sin \beta_1; \\ \ddot{y}_{02} &= \ddot{\pi}_7 \cos \beta_2 - \dot{\pi}_7 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2 + \ddot{\pi}_6 \sin \beta_2 + \dot{\pi}_6 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2; \\ \ddot{x}_{02} &= -\ddot{\pi}_7 \sin \beta_2 - \dot{\pi}_7 \dot{\beta}_2 \cos \beta_2 + \ddot{\pi}_6 \cos \beta_2 - \dot{\pi}_6 \dot{\beta}_2 \sin \beta_2; \\ \ddot{\beta}_1 &= \ddot{\pi}_3; \quad \ddot{\beta}_2 = \ddot{\pi}_8; \quad \ddot{y}_0 = \ddot{\pi}_4; \quad \ddot{y}_3 = \ddot{\pi}_5. \end{aligned} \quad (2)$$

Подставив (2) в формулу (1), продифференцировав ее и определив обобщенные силы, отнесенные к i -й квазикоординате, по принципу виртуальных перемещений, получим систему уравнений для исследования поворота сочлененного гусенично-колесного сортиментовоза:

$$\begin{aligned}
 m_{\tau}(\ddot{\pi}_1 + \ddot{\pi}_2\pi_3) &= -P_{61} - P_{62} + \lambda_1; \\
 m_{\tau}(\ddot{\pi}_2 - \dot{\pi}_1\dot{\pi}_3) &= \frac{M_1 + M_2}{r_{3B}} - P_{f1} - P_{f2} - \lambda_2; \\
 m_{\tau\rho_1^2}\ddot{\pi}_3 &= \left(\frac{M_2}{r_{3B}} - P_{f2}\right)\left(\frac{B_{\tau}}{2} + x_2\right) - \left(\frac{M_2}{r_{3B}} - P_{f1}\right)\left(\frac{B_{\tau}}{2} - x_1\right) - \\
 &\quad - M_{c1} - M_{c2} - \lambda_1(l_{\tau} - y_{\tau}); \\
 m_{\tau}\ddot{\pi}_4 &= \frac{M_1}{r_{3B}} - P_{f1}; \quad m_{\tau}\ddot{\pi}_5 = \frac{M_2}{r_{3B}} - P_{f2}; \\
 m_{\pi}(\ddot{\pi}_6 - \dot{\pi}_7\dot{\pi}_8) &= -P_{63} + P_{64} - \lambda_1 \cos \alpha + \lambda_2 \sin \alpha; \\
 m_{\pi}(\ddot{\pi}_7 + \dot{\pi}_6\dot{\pi}_8) &= -P_{f3} + \lambda_1 \sin \alpha + \lambda_2 \cos \alpha; \\
 m_{\pi\rho_2^2}\ddot{\pi}_8 &= -P_{63}(l_2 - l_1 + y_{\pi}) - P_{64}(l_1 - y_{\pi}) - \\
 &\quad - \lambda_1(l_{\pi} + y_{\pi}) \cos \alpha + \lambda_2(l_{\pi} + y_{\pi}) \sin \alpha; \\
 \dot{\pi}_i(t_0) &= \dot{\pi}_i^0,
 \end{aligned} \tag{3}$$

- где P_{61}, P_{62} — поперечные силы сопротивления грунта повороту гусениц;
 P_{63}, P_{64} — боковые силы, действующие на колеса полуприцепа при повороте;
 M_1, M_2 — моменты на ведущих звездочках отстающей и забегающей гусениц;
 r_{3B} — радиус ведущей звездочки;
 P_{f1}, P_{f2} — силы сопротивления движению гусениц;
 P_{f3} — сила сопротивления качению колес полуприцепа;
 B_{τ} — ширина колеи тягача;
 y_{τ}, x_1, x_2 — смещения центров вращения опорных ветвей отстающей и забегающей гусениц тягача;
 y_{π} — смещение центра поворота полуприцепа в продольном направлении;
 M_{c1}, M_{c2} — моменты сопротивления повороту гусениц;
 l_{τ}, l_{π} — расстояния от точки сцепления до центров масс тягача и полуприцепа соответственно;
 l_1, l_2 — расстояния от центра масс полуприцепа до задней оси и между осями полуприцепа;
 α — угол складывания продольных осей тягача и полуприцепа.

Дополнительные уравнения связей

$$\begin{aligned}
 R_{\tau} &= \frac{(l_{\tau} - y_{\tau}) \cos \alpha + l_{\pi} + y_{\pi}}{\sin \alpha}; \\
 R_{\pi} &= \frac{(l_{\pi} + y_{\pi}) \cos \alpha + l_{\tau} - y_{\tau}}{\sin \alpha},
 \end{aligned} \tag{4}$$

где R_{τ}, R_{π} — радиусы поворота тягача и полуприцепа.

Составляющие реакции связей, действующие в точке сцепления:

$$\begin{aligned}
 \lambda_1 &= P_{f3} \sin \alpha + (P_{64} - P_{63}) \cos \alpha; \\
 \lambda_2 &= P_{f3} \cos \alpha + (P_{63} - P_{64}) \sin \alpha.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Моменты и силы сопротивления движению и повороту гусениц в формуле (3) можно представить как функции трения, возникающего в контакте гусеницы с опорной поверхностью. Для их определения использованы приближенные формулы, предложенные И. И. Давыдином [2]. Они справедливы для произвольного положения центра вращения и имеют следующий вид:

$$M_{ci} = f_{ск} p_i L b \frac{x_S^2}{\sqrt{x_S^2 + x_i^2 + y_T^2}};$$

$$P_{6i} = -f_{ск} p_i L b \frac{y_T}{\sqrt{x_S^2 + x_i^2 + y_T^2}};$$

$$P_{fi} = f_{ск} p_i L b \frac{x_i}{\sqrt{x_S^2 + x_i^2 + y_T^2}}, \quad i = 1, 2,$$

где $f_{ск}$ — коэффициент трения скольжения;
 p_i — давление опорной ветви i -й гусеницы на грунт;
 L — длина опорной ветви гусеницы;
 b — ширина гусеницы;
 x_S — радиус трения опорной площадки гусеницы.

Силы, входящие в уравнение (5), можно представить как

$$P_{f3} = f G_n;$$

$$P_{63} = k_{y1} \frac{l_2 - l_1 + y_n}{R_n};$$

$$P_{64} = k_{y2} \frac{l_1 - y_n}{R_n},$$

где f — коэффициент сопротивления качению колес;
 G_n — вес, приходящийся на оси полуприцепа;
 k_{y1}, k_{y2} — коэффициент сопротивления боковому уводу передней и задней осей полуприцепа.

Как отмечалось выше, особенностью поворота полуприцепа является качение его колес с уводом даже при скорости движения, близкой к нулю, поскольку все колеса имеют единый центр поворота, а оси параллельны. В результате центр поворота полуприцепа смещается на расстояние

$$y_n = l_1 - \frac{k_{y1} l_2 (l_n + l_1 - l_2) + v_n^2 \left[\frac{G_1}{g} (l_n + l_1 - l_2) + \frac{G_2}{g} (l_n + l_1) \right]}{k_{y1} (l_n + l_1 - l_2) + k_{y2} (l_n + l_1)},$$

где v_n — скорость движения полуприцепа;
 G_1, G_2 — веса, приходящиеся на оси полуприцепа.

Адекватность данной математической модели была проверена при исследовательских испытаниях поворота гусенично-колесного сортиментовоза ТБ-1МБС на полигоне Онежского тракторного завода. Крутящий момент, действующий в трансмиссии, измеряли динамометрическим карданным валом, который устанавливали на трактор вместо штатного. Извилистость трассы волока фиксировали датчиком угла складывания продольных осей тягача и полуприцепа. Этот угол не превышал 15°. В результате расчетов с использованием математической модели были получены значения радиусов и смещений центров поворота тягача и полуприцепа, кривизны трассы, моментов на ведущих звездочках трактора. На рис. 2 по оси абсцисс отложены углы складывания продольных осей тягача и полуприцепа α и соответствующие им радиусы R кривизны трассы волока. Кривая l соответствует сум

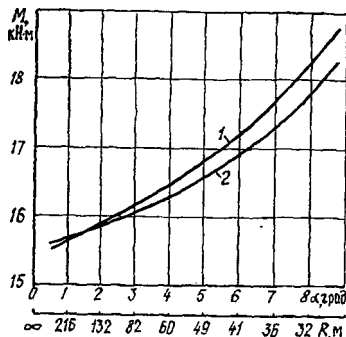


Рис. 2

марному крутящему моменту на звездочках трактора, полученному экспериментально, кривая 2 отражает зависимость суммарного момента сопротивления на звездочках от кривизны траектории движения, найденную расчетами с применением данной математической модели. На суммарный крутящий момент в кривой 1 оказывает влияние также сила инерции трактора, которая возникает ввиду релейности управления механизмами поворота и большого их серводействия. Полученные результаты позволяют сделать вывод об адекватности данной математической модели поворота сочлененного гусенично-колесного сортиментовоза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Гуськов В. В., Опейко А. Ф. Теория поворота гусеничных машин.— М.: Машиностроение, 1984.— 168 с. [2]. Давыдик И. И. Взаимодействие гусеницы с опорной поверхностью при повороте гусеничного самохода // Технология торфяного производства и торфяные машины.— Минск: Высшейш. шк., 1974.— Вып. 3.— С. 109—122. [3]. Лисой В. В. Прогнозирование суммарного коэффициента сопротивления движению сочлененного гусеничного сортиментовоза / Лесотехн. акад.— СПб, 1992.— 10 с.— Деп. в ВНИПИЭИлеспром 16.03.92, № 2833-л692. [4]. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин.— М.: Машиностроение, 1970.— 176 с.

Поступила 2 декабря 1992 г.