

ных результатов показал, что с увеличением коэффициента продольного расширения грунта от 0,15 до 0,5 сила сопротивления качению уменьшается в 1,08...1,09 раза.

Таким образом, проведенный комплекс расчетов по определению силы сопротивления качению показал, что на нее значительное влияние оказывают глубина образующейся колеи, тип и состояние опорной поверхности, диаметр колеса и вертикальная нагрузка на него, а также внутреннее давление в шине. Уменьшение давления в шине приводит к уменьшению глубины колеи, но при этом увеличиваются внутренние потери в первой [3].

Приведенная методика позволяет производить оценку силы сопротивления качению колесных лесозаготовительных машин с учетом деформации лесного почвогрунта, что на стадии проектирования дает возможность оценить тягово-сцепные свойства и выбрать рациональные параметры ходовой части, трансмиссии и технологического оборудования лесозаготовительной машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гороновский А.Р., Лой В.Н., Гришкевич С.Н. Оценка тягово-сцепных свойств колесной трелевочной машины МЛ-126 // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – Мн., 2000. – Вып. VIII. – С. 59 – 62.
2. Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин. – Мн.: Наука и техника, 1982.
3. Полетаев А.Ф. Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию. – М.: Машиностроение, 1971.
4. Котиков В.М. Воздействие лесозаготовительных машин на почвы. – Автореф. докт. дис. – М.: МГУЛ, 1995.
5. Жуков А.В., Федоренчик А.С., Клоков Д.В. Воздействие движителей колесных машин на почву и показатели их проходимости // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – Мн., 1998. – Вып. VI. – С. 11 – 17.

УДК 630.3:629.114.3

О.В. Петрович, ст. преподаватель

МЕТОД КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА

Method of kinematic calculation of curvilinear movement track trailer.

Аналитические исследования кинематики криволинейного движения лесовозного автопоезда [1] показывают, что перемещения звеньев автопоезда на элементарных участках его криволинейной траектории можно представить как работу плоского трехзвенного механизма (рис. 1).

В этом случае кинематическая схема модели автопоезда для аналитического расчета перемещений его звеньев будет представлять собой транспортное средство, состоящее из двух колесных тележек (ползунов) 1 и 3, связанных между собой рамой (шатунном) 2. Колесная тележка 1 моделирует движение заднего моста автомобиля-тягача, а движение колесной тележки прицепного звена соответствует перемещению тележки 3. Направление линий движения ведущей тележки 1 определяется значением курсового угла γ автомобиля-тягача на элементарных участках траектории его движения. Тогда кинематика криволинейного движения автопоезда будет представлять собой

множество последовательных элементарных перемещений плоского шарнирного механизма, у которого наклон линии движения ведущего ползуна 1 изменяется в зависимости от угла наклона данного элементарного участка основной траектории, а направление линии движения ползуна 3 определяется передаточной функцией i системы управления прицепным звеном автопоезда. В случае исследования кинематики поворота автопоезда с прямой сцепкой колесная тележка 3 установлена жестко, без возможности поворота относительно шарнира В.

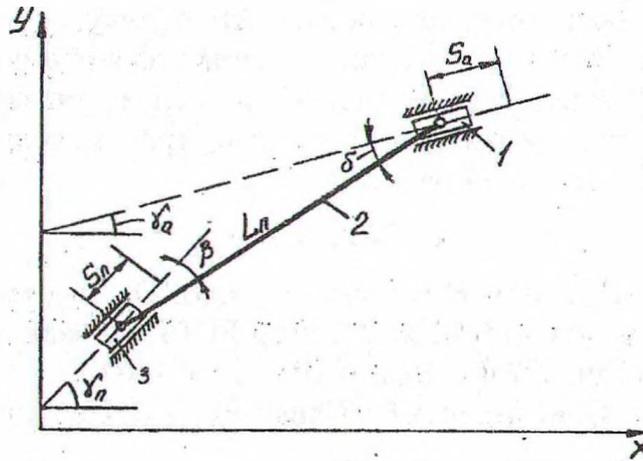


Рис. 1. Кинематическая модель поворота автопоезда

Рассмотрим более сложную задачу кинематики криволинейного движения автопоезда с управляемыми колесами прицепного звена (рис. 2).

Первоначально примем допущение, что буксирное устройство в горизонтальной плоскости расположено посередине заднего моста тягача.

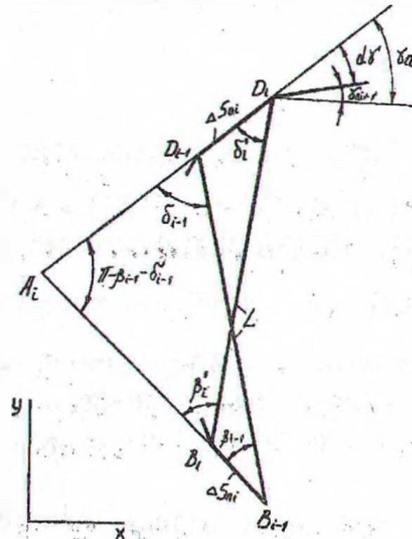


Рис. 2. Траектории звеньев автопоезда с управляемыми колесами прицепного звена

Длина базы прицепного звена автопоезда L_n совпадает с расстоянием L между серединами ведущей 1 и ведомой 3 колесных тележек модели лесовозного автопоезда и равна длине звена 2. Функция основной траектории $Y=f(x)$ и начальное значение угла δ складывания автопоезда известны. Разделим основную траекторию S автопоезда на элементарные участки ΔS_{ai} . Каждому участку ΔS_{ai} соответствует участок ΔS_{pi} траекто-

рии прицепа-ропуса. За линию движения S_{Π} прицепа-ропуса принимаем траекторию вертикального шкворня коника. Определяем угол складывания автопоезда на участке ΔS_{ai} :

$$\delta_i = \delta_i' - d\gamma_{ai}, \quad (1)$$

где δ_i' – угол, характеризующий положение звена 2 относительно участка ΔS_{ai} основной траектории в точке D_i ; $d\gamma_{ai}$ – приращение угла наклона касательной к основной траектории S в точке D_i при переходе ведущего звена 1 автопоезда на участок ΔS_{i+1} основной траектории:

$$d\gamma_{ai} = \frac{\ddot{Y}}{1 + \dot{y}^2} dx. \quad (2)$$

Знак $d\gamma_{ai}$ определяется характером основной траектории. На рис. 2 приращения $d\gamma_{ai}$ имеют отрицательный знак, поскольку значение курсового угла уменьшается при переходе автомобиля-тягача на соседний элементарный участок Δs_i . Угол складывания автопоезда будет увеличиваться или уменьшаться в зависимости от знака второй производной \ddot{Y} функции $Y=f(x)$ основной траектории.

За малый промежуток времени Δt звенья автопоезда совершают перемещения ΔS_a и ΔS_{Π} . Значение угла β поворота управляемых колес прицепа-ропуса зависит от угла δ складывания автопоезда и определяется функцией $\beta = f(\delta)$ или передаточным отношением $i = \beta/\delta$. Точка A_i является центром пересечения направлений движения тягача и прицепа-ропуса. Для перемещений звеньев автопоезда на элементарных участках ΔS_{ai} и $\Delta S_{\Pi i}$ координаты и угол $D_i A_i B_i$ мгновенного центра A_i перемещения звеньев автопоезда остаются неизменными. Перемещения ΔS_{ai} и $\Delta S_{\Pi i}$ характеризуют поступательное, а угол $D_i A_i B_i$ — вращательное движение звеньев автопоезда относительно точки A_i . Угол $D_i A_i B_i$ мгновенного поворота определяем по формуле

$$D_i A_i B_i = \pi - \beta_{i-1} - \delta_{i-1}. \quad (3)$$

Из кинематической схемы (рис. 2) и тригонометрических зависимостей установим основные закономерности движения звеньев автопоезда при $\Delta t \rightarrow 0$.

Найдем значения углов β' и δ' , определяющих положение прицепа-ропуса относительно участков ΔS_{ai} и $\Delta S_{\Pi i}$ траектории в точках D_i , B_i звеньев 1, 3. Для этого рассмотрим два треугольника $B_i A_i D_i$ и $B_{i-1} A_i D_{i-1}$, имеющих одинаковые углы при общей вершине A_i и равные расстоянию L длины сторон $|B_i D_i|$ и $|B_{i-1} D_{i-1}|$, противоположных вершине A_i . Соответствующие длины боковых сторон обоих треугольников при вершине A_i имеют расхождения между собой на величину значений элементарных перемещений ΔS_{ai} и $\Delta S_{\Pi i}$. Воспользовавшись теоремой синусов и сопоставив треугольники $B_i A_i D_i$ и $B_{i-1} A_i D_{i-1}$, получим следующие выражения для определения углов β' и δ' [1]:

$$\beta' = \arcsin \left(\sin(\beta_{i-1}) + \frac{\Delta S_{ai}}{L} \sin(\beta_{i-1} + \delta_{i-1}) \right); \quad (4)$$

$$\delta' = \beta_{i-1} + \delta_{i-1} - \arcsin \left(\sin(\beta_{i-1}) + \frac{\Delta S_{ai}}{L} \sin(\beta_{i-1} + \delta_{i-1}) \right). \quad (5)$$

Определим перемещение ΔS прицепа-ропуски и угол складывания δ_i автопоезда при движении автомобиля-тягача по основной траектории на участке ΔS_{ai} . Для этого, как и в предыдущем случае, используем теорему синусов при рассмотрении треугольников $B_i A_i D_i$ и $B_{i-1} A_{i-1} D_{i-1}$:

$$\frac{L}{\sin(\beta_{i-1} + \delta_{i-1})} = \frac{|A_i B_i| + \Delta S_{ai}}{\sin \delta_{i-1}} = \frac{|A_i B_i|}{\sin \delta'};$$

$$\Delta S_n = \frac{L}{\sin(\beta_{i-1} + \delta_{i-1})} (\sin \delta_{i-1} - \sin \delta_i). \quad (6)$$

Угол складывания автопоезда на участке ΔS_i основной траектории находится из выражений (1), (2).

При исследовании кинематики криволинейного движения лесовозного автопоезда следует учитывать, что местоположение буксирного устройства C не совпадает с серединой заднего моста D (рис. 2). Исследуем два варианта установки и работы буксирного устройства. В первом его роль выполняет тяговая вилка, расположенная позади переднего коника и ведущего моста тягача и соединяющая последний с дышлом прицепа-ропуски. Кинематическая схема способа соединения звеньев автопоезда представлена на рис. 3.

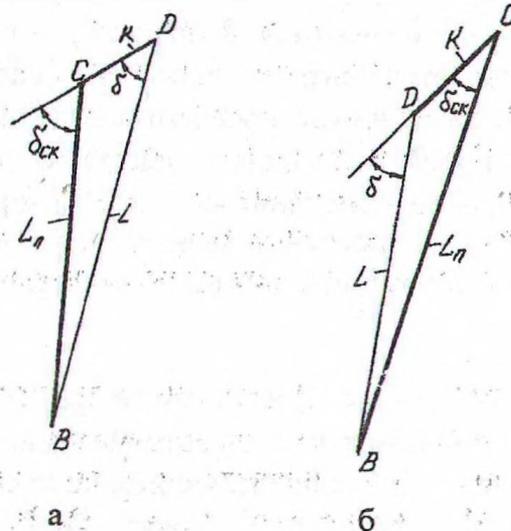


Рис. 3. Схема корректировки угла складывания при повороте автопоезда:
а – при фиксированном значении длины дышла; б – при переменном значении длины телескопического дышла

По такому принципу работает автопоезд в составе МА3-509А+ТМЗ-803. База прицепного звена L представляет собой расстояние от тяговой вилки до вертикального шкворня прицепа-ропуски. Тогда, согласно рис. 3а, б, для каждого мгновенного центра A вращения звеньев автопоезда

$$L = \frac{L_n \sin BCD}{\sin \delta};$$

$$\sin BCD = \pi - \left(\arcsin \left(\frac{k \sin \delta}{L_{\pi}} \right) \right),$$

где k – расстояние между буксирным устройством и серединой заднего моста тягача.

Скорректированные значения углов $\delta_{\text{ск}}$ складывания автопоезда и $\beta_{\text{ск}}$ поворота управляемых колес прицепа-ропуска с учетом параметра k принимают вид

$$\delta_{\text{ск}} = \delta + \arcsin \frac{k \sin \delta}{L_{\pi}};$$

$$\beta_{\text{ск}} = \beta - \arcsin \frac{k \sin \delta}{L_{\pi}}.$$

Представляет интерес второй вариант соединения звеньев автопоезда с помощью телескопического дышла. В этом случае дышло утрачивает функции тягового органа и работает как направляющая, а роль буксирного устройства выполняет передний коник. Специальные ножи фиксируют положение пачки хлыстов относительно коника. Расстояние между кониками автопоезда является базой прицепного звена L_{π} . По такому принципу работает автопоезд МАЗ-5434+ГКБ-9362.

Выражения, определяющие углы $\delta_{\text{ск}}$ и $\beta_{\text{ск}}$ и расстояние L , во втором варианте, согласно рис. 3б, имеют вид:

$$L = \sqrt{k^2 + L_{\pi}^2 - 2kL_{\pi} \cos \delta_{\text{ск}}};$$

$$\delta_{\text{ск}} = \delta - \arcsin \frac{k \sin (\pi - \delta)}{L_{\pi}};$$

$$\beta_{\text{ск}} = \beta - \arcsin \frac{k \sin (\pi - \delta)}{L_{\pi}}.$$

Предложенный алгоритм расчета траектории прицепа-ропуска позволяет с высокой степенью точности определять кинематические характеристики взаимодействия звеньев автопоезда на повороте. Данный метод был использован при проектировании лесовозного автопоезда с регулируемым устройством управления прицепом-ропуском [1], а также расчете маневренных характеристик ряда длиннобазных автопоездов семейства МАЗ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петрович О.В. Обоснование параметров маневренности лесовозного автопоезда с регулируемым устройством управления прицепом-ропуском: Дис. канд. техн. наук. Мн.: БГТУ, 1995.