

МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ПРИЦЕПНОГО ФОРВАРДЕРА

In article the technique and algorithm of calculation of key parameters describing maneuverable properties hook-on forwarder is presented.

Любое движение транспортной системы классифицируется как прямолинейное либо криволинейное. Прямолинейному движению соответствует радиус закругления траектории, равный бесконечности, криволинейному – менее бесконечности.

Поворот автомобиля можно разбить на три стадии движения [1]. В частности, при увеличении угла поворота рулевого колеса автомобиль движется по траектории входа в поворот. При неизменном, но не равном нулю угле поворота рулевого колеса автомобиль проходит стадию кругового движения. Стадии выхода из поворота соответствует уменьшение угла поворота рулевого колеса.

Представленная транспортная система состоит из следующих агрегатов (рис. 1): 1 – трактор (тяговое звено); 2 – дышло (среднее звено, посредством которого передается тяговое усилие); 3 – тележка (прицепное звено).

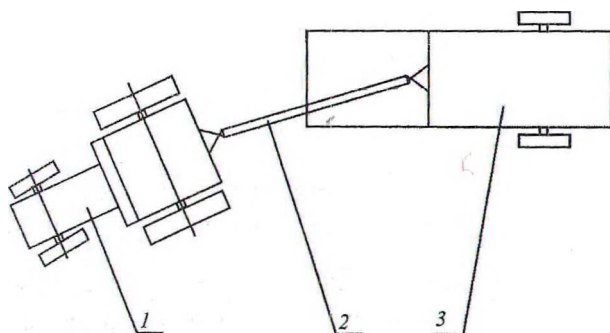


Рис. 1. Прицепной форвардер

Конструкция прицепного форвардера весьма схожа с конструкцией лесовозного автопоезда (в частности, автопоезд также имеет тяговое звено, передающее звено и прицепное звено), однако есть и некоторые существенные отличия. Одним из них является то, что при моделировании движения автопоезда по криволинейной траектории находится аналитическая зависимость угла поворота прицепного звена (тележки прицепа-роспуска) относительно дышла от угла поворота управляемого колеса тягового звена (тягача) в виде трех уравнений (для каждой стадии поворота), чего в случае с прицепным форвардером недостаточно. Это связано с тем, что между прицепным звеном и тяговым звеном лесовозного автопоезда существует жесткая связь в виде системы

управления (крестообразная тросовая сцепка).

Понятие «жесткая связь» в данном случае принята условно, так как трос имеет определенные деформации, соответственно и система управления не является абсолютно жесткой, однако влияние внешних факторов, таких, как силы сопротивления движению и их распределения на колесах, в значительной степени превосходит влияние деформации тросов крестообразной сцепки на поведение транспортной системы при криволинейном движении.

Для прицепного форвардера характерно, что трактор передает тяговое усилие посредством дышла, имеющего возможность поворота как относительно трактора, так и относительно прицепного звена. Причем регулируется поворот дышла только относительно положения прицепного звена. Иными словами, связь между тяговым и прицепным звеньями не является жесткой и зависит от многих факторов. К наиболее значимым следует отнести кинематические параметры транспортной системы, расположение центров тяжести, распределение касательных сил тяги, величины сил сопротивления движению.

При нахождении траектории движения тягового и прицепного звеньев необходимым является учет зависимости между углом складывания дышла и углом, характеризующим положение прицепного звена относительно трактора $\varphi = f(\delta)$ (рис. 2). Если существует необходимость в моделировании движения прицепного форвардера в заданных условиях для подтверждения экспериментальных данных, данная зависимость задается на основе эксперимента. В случае же моделирования криволинейного движения прицепного форвардера с автоматическим управлением угла складывания дышла необходимым является пошаговый расчет для получения наиболее точных результатов. При этом способе вычислений можем сделать следующее допущение: для минимизации отклонения траектории прицепного звена от траектории тягового звена стадии входа в поворот и выхода разбиваем на n -е количество стадий кругового движения с различными радиусами поворота, где число n соответствует периодичности вычислений.

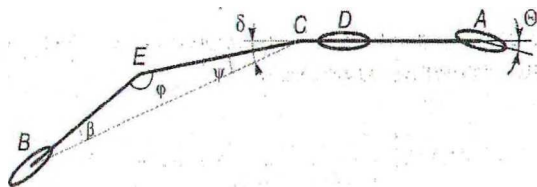


Рис. 2. Стадия кругового движения

Алгоритм расчета угла складывания дышла для улучшения вписывания прицепного звена рассматриваемой транспортной системы будет соответствовать следующей очередности.

1. Задается начальная величина угла δ_0 , характеризующего положение прицепного звена относительно трактора, угол складывания дышла ϕ_0 , величина периодичности вычислений Δt .

2. Рассчитывается угол δ_1 , характеризующий изменение положения прицепного звена относительно трактора за время Δt .

3. Для полученного δ_1 находим величину необходимого изменения угла складывания дышла ϕ_1 и крутящий момент $M_{пов 1}$, необходимый для поворота дышла на полученный угол.

4. С учетом изменения угла поворота управляемых колес трактора θ_1 и найденного значения ϕ_1 определяем угол δ_2 , характеризующий изменение положения прицепного звена относительно трактора за промежуток времени Δt .

5. Для полученного δ_2 находим величину необходимого изменения угла складывания дышла ϕ_2 и крутящий момент $M_{пов 2}$, необходимый для поворота дышла на полученный угол.

6. Далее повторяются пункты 4 и 5 с периодичностью Δt .

Точность вычислений необходимого угла складывания дышла для улучшения вписывания прицепного звена рассматриваемой транспортной системы напрямую зависит от величины периодичности вычислений Δt . Чем меньше Δt , тем точнее получаемые результаты.

Уравнения для выполнения пошагового расчета в соответствии с алгоритмом вычислений, описанным выше, имеют вид

$$\Delta\delta_i = \pi - \Delta\phi_{i-1} - \arcsin\left(\frac{a}{c} \sin \Delta\phi_{i-1}\right) \mp \Delta\gamma_{i-1},$$

$$\Delta\gamma_i = \pi - \arctg\left(\frac{R_i}{l_{01}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{01}^2 + l_{02}^2 - l_{03}^2}{l_{02} \cdot \sqrt{l_{01}^2 + R_i^2}}\right),$$

$$\Delta\phi_i = \arccos\left(\frac{\left(\frac{M_{пов} + d \cdot 2R_i}{P_T \cdot \sin \Delta\delta_i}\right)^2 - a^2 - b^2}{a \cdot b}\right),$$

где a – длина дышла; c – расстояние от точки сцепки до оси балансирующей тележки; R_1 – реакция сопротивления повороту балансирующей тележки (рис. 3); P_T – сила тяги трактора; d – расстояние между балансирами; $l_{01,02,03}$ – кинематические параметры транспортной системы (рис. 3); R_i – мгновенный радиус поворота для данной стадии кругового движения.

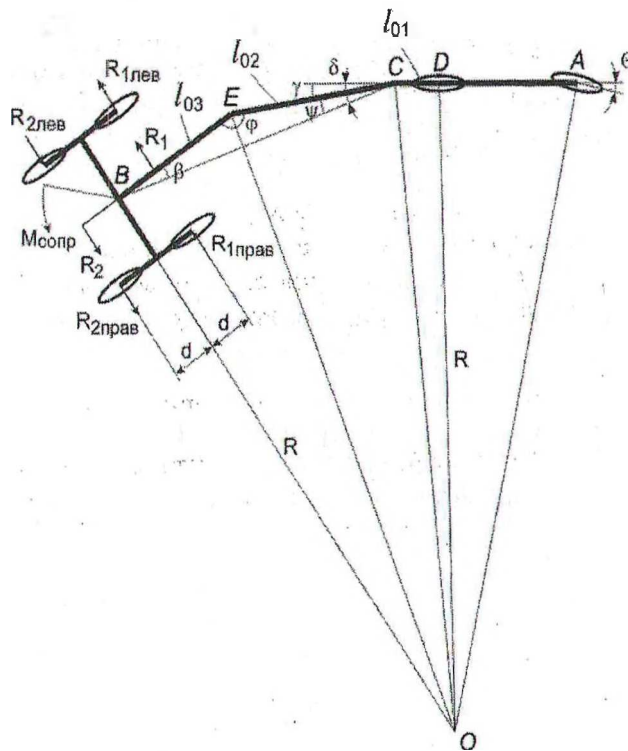


Рис. 3. Схема распределения реакций в балансирующей тележке при движении на повороте

Приняв допущение, что в точке E жесткое соединение звеньев, распределение реакций в балансирующей тележке, возникающих в местах взаимодействия движителя с грунтом при движении по криволинейной траектории (рис. 3), можно представить в виде

$$\begin{cases} R_1 = R_{1нар} + R_{1вн}, \\ R_2 = R_{2нар} + R_{2вн}, \\ R_{1нар} = \mu_{нар} \cdot \frac{G_B}{4}, \\ R_{1вн} = \mu_{вн} \cdot \frac{G_B}{4}, \end{cases}$$

где R_i – реакция, приведенная к продольной оси прицепного звена; $R_{нар, вн}$ – соответственно реакции на наружной и внутренней сторонах движения на повороте балансирующей тележки; $\mu_{нар, вн}$ – коэффициент сопротивления повороту колеса ба-

балансирующей тележки, находящегося соответственно на наружной или внутренней стороне относительно траектории поворота; G_B – вес, приходящийся на ось балансирующей тележки.

Исходя из принятых допущений получаем

$$R_1 = R_2 = \frac{G_B}{4} (\mu_{нар} + \mu_{вн}).$$

На основе полученных уравнений определяется момент сопротивления повороту балансирующей тележки прицепного форвардера (рис. 3):

$$M_{сопр} = R_1 \cdot d + R_2 \cdot d = 2R_1 \cdot d.$$

Для определения момента, необходимого для поворота дышла на определенный угол, с учетом действующих сил сопротивления находим уравнение моментов относительно точки B (рис. 3):

$$M_{нов} = P_T \cdot \sin \delta \cdot l_3 - M_{сопр} = P_T \cdot \sin \delta \cdot l_3 - 2R_1 \cdot d.$$

Для проверки достоверности математической

модели при заданной функции $\varphi = f(\delta)$ угол δ находим из выражения

$$\delta = \arcsin \left(\frac{d \cdot 2R_1}{P_T \sqrt{a^2 + b^2 - ab \cos \varphi}} + M_B \right).$$

Применение данной методики для определения управляющих воздействий на дышло позволяет не только моделировать движение рассматриваемой транспортной системы с заданной функцией изменения угла складывания дышла и угла поворота управляемых колес тягового трактора, но и производить автоматическое управление прицепным звеном без участия оператора (с применением бортовой ЭВМ и системы датчиков).

Литература

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