

Учитывая сложность аналитического выражения зависимостей смещения центра давления и динамического радиуса от перенumerованных выше факторов, в каждом отдельном случае для конкретных типоразмера шин и почвенного фона опорной поверхности, упомянутые величины могут быть определены сравнительно просто экспериментально [1].

Зависимость угла наклона в функции смещения центра давления для реальных его значений (0...0,1 м) имеет практически линейный характер. При $e = 0,025$ м, что соответствует склону крутизной примерно 15° , угол дополнительного наклона колеса равен 0,09 рад. (рис. 2).

Дополнительный наклон остова и ходовой части крутосклонного трактора к вершине склона, обеспечивающей более высокую курсовую устойчивость его колес, а следовательно, и трактора в целом, является функцией ряда факторов, к основным из которых относятся вертикальная нагружающая и боковая силы на колесо, геометрические параметры шины, смещение центра давления.

Л и т е р а т у р а

1. Гогелидзе Г.Д., Хухуни Т.В. Некоторые вопросы качения колеса склонохода. - В сб.: Механика машин. Тбилиси, 1974.

УДК 629.114.3 - 0,73

П.В.Зеленый

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МЕХАНИКИ КРУТОСКЛОННЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Основным видом движения крутосклонных машинно-тракторных агрегатов (КМТА) как механической системы является плоскопараллельное перемещение остова трактора (основного звена) и рамы сельскохозяйственной машины (прицепного звена) относительно опорной поверхности, приближенно принятой за наклонную шероховатую плоскость. Для изучения этого вида движения достаточно изучить, как движется некоторое сечение системы, представленное на рис. 1.

Плоскопараллельное перемещение рассматриваемой системы складывается из поступательного движения, при котором все точки системы движутся так же, как ее полюс А (центр масс основного звена), и из вращения вокруг упомянутого полюса, а также из вращения прицепного звена вокруг точки его крепле-

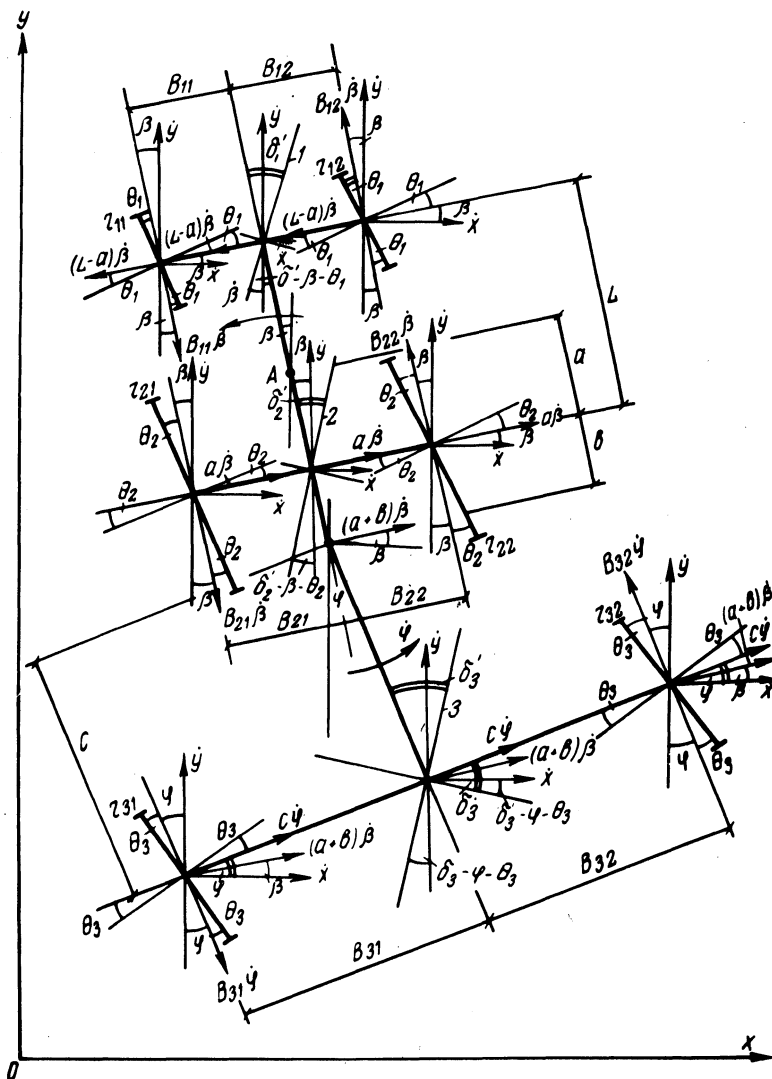


Рис. 1. Расчетная кинематическая схема крутосклонного машино-тракторного агрегата: 1, 2 и 3 – траектории середин осей соответственно переднего и заднего мостов трактора и ходовой части сельскохозяйственной машины.

ния к основному. При этом будем учитывать также вращательные движения колес ходовой системы агрегата вокруг их геометрических осей.

Движение КМТА рассмотрим в инерционной и неинерционных системах координат. В качестве инерционной принята декартова система координат, связанная с опорной поверхностью так, что ось Y совпадает с горизонталью, а ось X направлена вниз по склону и лежит в его плоскости. Тогда обобщенные координаты X и Y будут определять местоположение полюса A системы на поверхности склона. В качестве неинерционных (подвижных) выберем координаты, каждые из которых соответственно связаны с полюсом A , точкой крепления прицепного звена к основному и осями вращения колес. В этом случае положение основного звена во вращательном движении вокруг полюса может быть задано некоторой обобщенной угловой координатой β , положение прицепного звена относительно основного — координатой φ , а положения колес — координатами δ_{11}^* , δ_{12}^* , δ_{21}^* , δ_{22}^* , δ_{31}^* , δ_{32}^* , где первый индекс обозначает номер оси, а второй — номер колеса.

Данная механическая система может быть рассмотрена в динамике как собрание материальных точек, причем, каковы бы ни были действующие силы и начальные условия, ее движение характеризуется такими зависимостями, которые определяют положение и скорости точек системы. Следовательно, рассматриваемая система является несвободной и движение ее точек подчинено некоторым геометрическим и кинематическим ограничениям, называемым связями.

Наибольший интерес для изучения вопросов курсовой устойчивости машинно-тракторных агрегатов путем математического моделирования представляют ограничения, налагаемые на движение системы опорной поверхностью. В аналитической механике подобного рода ограничения относят к классу неголономных (кинематических) реономных связей.

Общий вид кинематической реономной связи

$$\varphi_i(t; x_1, y_1, z_1, \dots, x_n, y_n, z_n; \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{z}_1, \dots, \dot{x}_n, \dot{y}_n, \dot{z}_n) = 0, \quad (1)$$

где значок i может пробегать ряд значений, $i = 1, 2, \dots$ до некоторого s , определяющего число связей.

Как бы ни был сложен процесс качения пневматического колеса по наклонной деформируемой поверхности, направление

его движения можно характеризовать некоторым углом δ' , который оно составляет с плоскостью вращения

$$\delta' = \frac{V_x}{V_y}, \quad (2)$$

где $\delta' \approx \text{tg } \delta'$ - угол отклонения траектории движения колеса от заданной; V_x и V_y - проекции скорости движения колеса на оси, соответственно перпендикулярную плоскости его вращения и лежащую в плоскости его вращения.

Скорость элементов шины в пятне контакта относительно опорной поверхности не равна нулю вследствие качения колеса с некоторым проскальзыванием (буксованием), т.е.

$$1 - \delta = \frac{V_T}{V_T}, \quad (3)$$

где δ - буксование колеса, V_T - теоретическая скорость движения колеса.

Используя выражения (2) и (3) и графические построения, представленные на рис. 1, а также воспользовавшись приемом, описанным А.И.Лурье применительно к выводу уравнений движения четырехколесной тележки [1], составим уравнения кинематических связей, налагаемых на движение рассматриваемой системы поверхностью ее перемещения (даны без вывода).

$$\dot{y} \cos(\beta + \theta_1) - \dot{x} \sin(\beta + \theta_1) + [(L - a) \sin \theta_1 - B_{11} \cos \theta_1] \dot{\beta} - r_{11} \dot{\delta}_{11} (1 - \delta_{11}) = 0;$$

$$\dot{y} \cos(\beta + \theta_2) - \dot{x} \sin(\beta + \theta_2) + [(L - a) \sin \theta_1 + B_{12} \cos \theta_2] \dot{\beta} - r_{12} \dot{\delta}_{12} (1 - \delta_{12}) = 0;$$

$$\dot{y} \cos(\beta + \theta_2) - \dot{x} \sin(\beta + \theta_2) - (a \sin \theta_2 + B_{21} \cos \theta_2) \dot{\beta} - r_{21} \dot{\delta}_{21} (1 - \delta_{21}) = 0;$$

$$\dot{y} \cos(\beta + \theta_2) - \dot{x} \sin(\beta + \theta_2) - (a \sin \theta_2 - B_{22} \cos \theta_2) \dot{\beta} - r_{22} \dot{\delta}_{22} (1 - \delta_{22}) = 0;$$

$$\dot{y} \cos(\varphi + \theta_3) - \dot{x} \sin(\varphi + \theta_3) - (a + b) \sin(\varphi + \theta_3 - \beta) \dot{\beta} - (c \sin \theta_3 + B_{31} \cos \theta_3) \dot{\beta} - r_{31} \dot{\delta}_{31} (1 - \delta_{31}) = 0;$$

$$\begin{aligned}
& \dot{y} \cos(\varphi + \theta_3) - \dot{x} \sin(\varphi + \theta_3) - (a+b) \sin(\varphi + \theta_3 - \beta) \dot{\delta}_3 - \\
& - (c \sin \theta_3 - B_{32} \cos \theta_3) \dot{\varphi} - r_{32} \dot{\delta}_{32} (1 - \delta_{32}) = 0; \\
& \dot{x} \cos(\delta'_1 - \beta - \theta_1) - \dot{y} \sin(\delta'_1 - \beta - \theta_1) - (L-a) \dot{\beta} \cos(\delta'_1 - \theta_1) = 0; \\
& \dot{x} \cos(\delta'_2 - \beta - \theta_2) - \dot{y} \sin(\delta'_2 - \beta - \theta_2) + a \dot{\beta} \cos(\delta'_2 - \theta_2) = 0; \\
& \dot{x} \cos(\delta'_3 - \varphi - \theta_3) - \dot{y} \sin(\delta'_3 - \varphi - \theta_3) + c \dot{\beta} \cos(\delta'_3 - \theta_3) + \\
& + (a+b) \dot{\beta} \cos(\delta'_3 - \varphi + \beta - \theta_3) = 0,
\end{aligned}$$

где неуказанные ранее в тексте обозначения понятны из схемы на рис. 1.

Первые шесть уравнений неголономных связей выражают отсутствие скоростей точек соприкосновения колес с шероховатой наклонной плоскостью (модель склона) при допущении, что динамический радиус колеса условно принят равным радиусу его качения. Ограничения, накладываемые последними тремя связями на систему в плоскости ее плоскопараллельного движения, заключаются в равенстве нулю скоростей точек середин осей в направлении, перпендикулярном к траектории движения соответствующих пар колес.

Полученные уравнения неголономных связей позволяют непосредственно перейти к составлению динамических дифференциальных уравнений движения системы, количество которых равно десяти по числу обобщенных координат, и уменьшить число неизвестных в них вдвое, т.е. привести систему к разрешимому виду.

Л и т е р а т у р а

1. Лурье Л.И. Аналитическая механика. М., 1961.

УДК 629.11.073.23

А.В.Войтиков, В.П.Бойков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА ПО СКЛОНУ

Цель предлагаемого теоретического исследования - оценка влияния параметров трактора на характер его курсового движения по склону. Рассмотрим плоскую одномассовую модель трактора, движущегося относительно неподвижной системы