

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

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

координат ОХУ в направлении оси Х (рис. 1). Считаем, что угловые отклонения продольной оси трактора от выбранного направления движения не превышают $\pm 15^\circ$.

Постоянное действие на трактор боковой составляющей его веса, а также различного рода моментов приводит к необходимости непрерывного управления им. Характер траектории движения обусловлен квалификацией водителя, причем его реакция на управление обладает некоторым запаздыванием по времени по сравнению с воздействиями опорной поверхности.

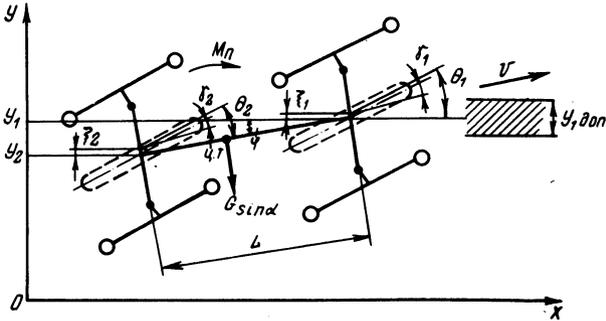


Рис. 1. Схема движения трактора по склону.

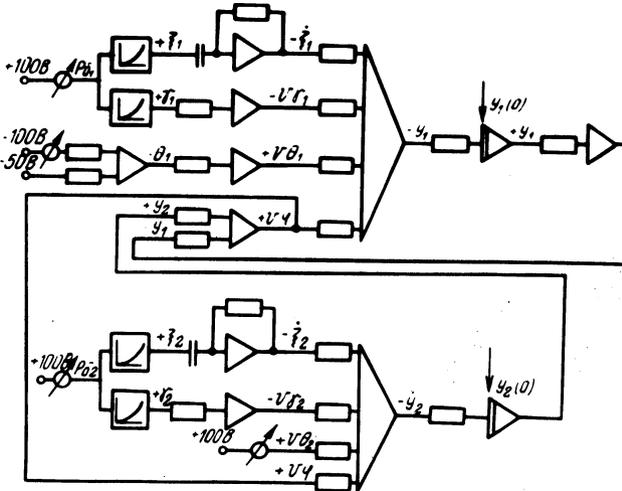


Рис. 2. Блок-схема решения уравнений, описывающих управляемое движение трактора.

Заменяя условно каждую пару колес оси трактора одним колесом, получим дифференциальные уравнения движения предло-

женной модели машины, считая скорость ее движения постоянной:

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}_1 &= \dot{\xi}_1 + v\theta_1 - v\delta_1 + v\varphi; \\ \dot{y}_2 &= \dot{\xi}_2 + v\theta_2 - v\delta_2 + v\varphi; \\ \varphi &= \frac{1}{L}(y_2 - y_1), \end{aligned} \right\} (1)$$

где индексы 1 и 2 относятся соответственно к колесам передней и задней осей трактора; y_i - координата центра i -й оси трактора в направлении оси Y ; ξ_i - смещение центра пятна контакта i -го колеса относительно его продольной плоскости симметрии; δ_i - угол бокового увода i -го колеса; θ_i - угол поворота i -го колеса; v - скорость движения трактора; L - продольная база трактора; φ - угол отклонения продольной оси трактора относительно оси X .

Для установления закона движения и траекторий характерных точек машины необходимо проинтегрировать систему уравнений (1) с целью получения обобщенных координат: $y_1 = y_1(t)$; $y_2 = y_2(t)$; $\varphi = \varphi(t)$. Зависимости ξ_i и δ_i от величины боковой силы считаем заданными. Закон изменения боковой силы, приложенной к центру i -й оси трактора (P_{bi}), представим в следующем виде:

$$P_{bi} = G_i \sin \alpha + A \sin \frac{vt}{T} \pm \frac{M_{\Pi}}{L}; \quad (2)$$

где G_i - вертикальная нагрузка, приходящаяся на i -ю ось трактора; α - крутизна поперечного склона; A - амплитуда синусоидальной составляющей боковой силы; T - период колебаний крутизны склона в направлении движения; M_{Π} - поворачивающий момент.

Определяя критерий оценки курсового движения трактора, считаем, что средние значения бокового перемещения центра передней оси трактора и углов отклонения его продольной оси от заданного направления не должны превышать допустимых пределов ($y_{1 \text{ доп}}$ и $\varphi_{\text{ доп}}$). В этом случае трактор обладает достаточной курсовой устойчивостью. Зависимость для определения $\varphi_{\text{ доп}}$ можно представить в следующем виде:

$$\varphi_{\text{доп}} = \text{arctg} \frac{0,5(B_M - B_3 - B_K) + y_1}{L}, \quad (3)$$

где B - ширина междурядий; B_3 - ширина защитной зоны посаженных культур; B_K - ширина шины колеса трактора.

Приняв $B = 0,7$ м; $B_3 = 0,3$ м; $B_K = 0,34$ м; $L = 2,9$ м; $y_1 \leq \pm 0,1$ м, получим $\varphi_{\text{доп}} = 2,5^\circ$. Причем при работе трактора с сельхозмашинами значения $\varphi_{\text{доп}}$ должны быть еще меньше вследствие различия продольных габаритов тракторного агрегата и единичного трактора.

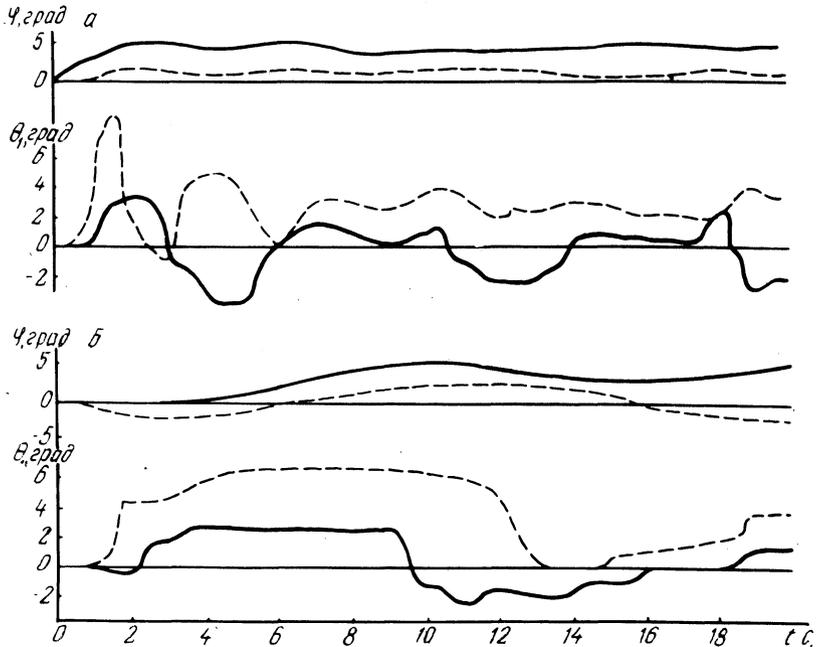


Рис. 3. Изменение во времени положения продольной оси трактора φ и угла поворота его передних колес (θ_1) при движении по склону 10° вдоль заданного направления (— $\theta_2 = 0^\circ$; ---- $\theta_2 = 4^\circ$): а - моделирование на АВМ; б - полевые исследования.

Блок-схема решения системы уравнений (1) на аналоговой вычислительной машине (АВМ) приведена на рис. 2. "Управление" моделью трактора осуществляется подачей на вход соответствующего операционного усилителя напряжения, пропорционального углу поворота колес [1]. Поворот передних колес

происходит так, чтобы текущая ордината центра передней оси трактора не выходила за допустимый предел, т.е. чтобы выполнялось условие $|y_1| \leq y_{1 \text{ доп}}$. Контроль этого положения осуществляется визуально по экрану осциллографа. В этом случае, как и в реальных условиях, имеет место запаздывание воздействия водителя на органы управления. Поворот задних колес осуществляется на фиксированные значения углов.

Результаты моделирования приведены на рис. 3, а. Решения дифференциальных уравнений представляют собой случайные функции времени. Анализ полученных данных показал, что курсовая устойчивость движения трактора со всеми управляемыми колесами выше, чем только с передними управляемыми колесами. Экспериментальные исследования, проведенные с колесным трактором в полевых условиях, позволили получить подобные зависимости (рис. 3, б). Некоторое их отличие обусловлено сложностью конструкции трактора и работы его узлов по сравнению с принятой расчетной моделью, а также особенностями взаимодействия пневматических шин с деформируемой опорной поверхностью.

Предложенная расчетная модель трактора и блок-схема решения уравнений, описывающих ее движение вдоль заданного направления, позволяют получить качественную картину движения трактора. В результате моделирования теоретически установлена и экспериментально подтверждена эффективность поворота всех колес трактора с целью улучшения его курсовой устойчивости движения при работе на склоне.

Л и т е р а т у р а

1. Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Применение уравнений кинематических связей для исследования устойчивости движения и управляемости автомобиля с помощью аналоговых математических машин. - "Автомобильная промышленность", 1966, № 5.

УДК 629.113.621.43

А.Т.Скойбеда, канд.техн.наук

К ТЕОРИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС МНОГООСНЫХ ХОДОВЫХ СИСТЕМ

Исследуя взаимодействие колес многоосных систем, оптимальным будем считать взаимодействие ведущих осей, при котором трактор развивает максимальный тяговый КПД.