

редние полуоси нагружены на 10% больше, чем при отрицательном кинематическом несоответствии.

Из сказанного следует, что принудительное включение переднего моста трактора при торможении существенно влияет на нагруженность трансмиссии трактора, при этом значительно изменяются и характеристики процесса торможения, что требует дальнейшего исследования.

Характер распределения тормозных моментов по осям зависит от крутильной податливости приводов к передним и задним колесам трактора и от величины кинематического несоответствия.

Следовательно, представленное математическое описание процесса торможения тракторного поезда (системы уравнений (4) и (5)) позволяет получать и оптимизировать расчетным путем характеристики процесса торможения тракторного поезда, а также нагрузки в трансмиссии и деталях подвески трактора с учетом динамического перераспределения веса по осям, закона изменения тормозных моментов на колесах трактора и прицепа, податливости подвески, шин и трансмиссии.

Л и т е р а т у р а

1. Барский И.Б., Анилович В.А., Кутьков Г.М. Динамика трактора. - М., 1973.

УДК 629.11.073.23

А.В.Войтиков, Л.В.Закревская

МЕТОД АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРОМ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ

Моделирование функций водителя - важный и наиболее сложный этап в теоретическом исследовании эксплуатационных качеств машин. Водитель в процессе движения осуществляет как непрерывные, так и дискретные операции, включающие в себя оценку допустимого коридора движения, выбор оптимальной траектории движения и оценку реальных отклонений трактора. Действия водителя являются следствием изменения обобщенных координат и скоростей трактора. Их моделирование можно осуществить как на АВМ, так и на ЭВМ.

Управление трактором при моделировании его движения на АВМ осуществляется подачей на соответствующие входы опе-

рациональных усилителей напряжения, пропорционального углу поворота управляемых колес [1, 2]. Величину указанного напряжения устанавливает оператор, следя по экрану осциллографа за изменением координат соответствующих точек модели. Решение уравнений движения на АВМ связано со значительными трудностями отладки программы. Введение же человека в эту систему оказывает к тому же субъективное влияние на результаты расчета.

При использовании ЭВМ моделирование функций водителя можно осуществлять автоматически по изменению во времени координат соответствующих точек модели. Субъективные особенности исследователя в этом случае не учитываются.

Анализ экспериментальных данных показывает, что при курсовом движении трактора закон поворота управляемых колес представляет собой совокупность зависимостей трапецеидального вида, причем скорость поворота колес меняется в небольших пределах.

На основании сказанного рассмотрим три подхода к моделированию управления колесами при движении трактора вдоль заданного курса.

1. При смене знака бокового смещения центра переднего управляемого колеса y_1 угол его поворота θ_1 начинает увеличиваться на каждом шаге решения с заданной угловой скоростью $\dot{\theta}_1$:

$$\theta_1 = \theta_{10} - \text{sign}(y_1) \dot{\theta}_1 t_{\text{и}} , \quad (1)$$

где θ_{10} - начальное значение угла поворота колеса; $t_{\text{и}}$ - шаг интегрирования.

Величина угла поворота левого переднего колеса θ_2 определяется из конструктивных особенностей рулевого механизма машины. Теоретические исследования движения трактора по склону при управлении им по зависимости (1) показали, что закон поворота колес в этом случае не характерен для движения трактора, к тому же возникают незатухающие боковые колебания траектории центров передних колес (рис. 1,а).

2. Выбирается величина бокового смещения центра переднего колеса $y_{1д}$, при превышении которой начнется поворот колес с целью выравнивания траектории движения, т.е. устанавливается зона нечувствительности системы. Закон изменения θ_1 в этом случае определяется следующей зависимостью:

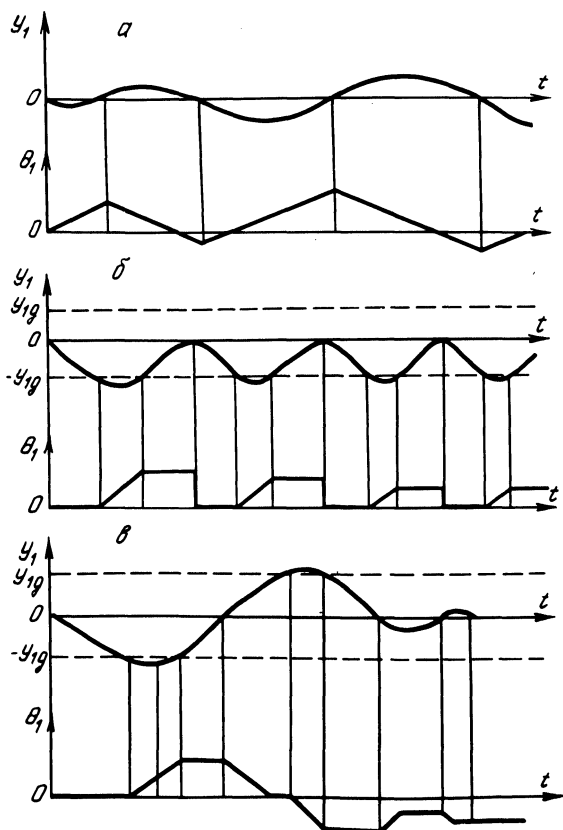


Рис. 1. Различные варианты моделирования автоматического поворота управляемых колес трактора по изменению бокового положения центра переднего колеса.

$$\theta_1 = \begin{cases} 0, & \text{если } y_1 = 0; \\ \theta_{1п} - \text{sign}(y_1) \dot{\theta}_1 t_{и}, & \text{если } |y_1| \geq y_{1д}; \\ \theta_{1в}, & \text{если } 0 < |y_1| < y_{1д}, \end{cases} \quad (2)$$

где $\theta_{1п}$ – значение угла поворота колеса, соответствующее предыдущему шагу решения; $\theta_{1в}$ – значение угла поворота колеса, соответствующее шагу $\theta_{1в}$ решения, при котором произошел возврат центра колеса в зону его допустимых боковых смещений. Результаты расчета по этому методу приведены на

рис. 1,б. Анализ полученных кривых показывает, что резкий "сброс" угла поворота колеса до нуля при равенстве y_1 нулю приводит к тому, что центр колеса начинает перемещаться по кривой, близкой к синусоиде, ось симметрии которой находится в зоне отрицательных значений y_1 .

3. Третий метод – это усовершенствованный второй. В этом случае налагаются такие условия, которые исключают резкий "сброс" углов поворота управляемых колес:

$$\theta_1 = \begin{cases} \theta_{1п}, & \text{если условие А не выполняется;} \\ \theta_{1п} - \text{sign}(y_1) \dot{\theta}_1 t_{и} & \text{при выполнении условия А.} \end{cases} \quad (3)$$

Условие А: $|\theta_1| > 0$ и $|y_1| > |y_{1п}|$ или $|y_1| \geq y_{1д}$, где $y_{1п}$ – значение координаты y_1 , взятое с предыдущего шага решения.

Результаты моделирования движения трактора в поперечном направлении склона с использованием зависимости (3) показали, что в этом случае не возникают незатухающие боковые колебания центров колес и закон изменения $\theta_1 = f(t)$ является близким по характеру к реальным экспериментальным данным (рис. 1, в).

Выбор скорости поворота управляемых колес $\dot{\theta}_1$ осуществлялся на основании работ [3, 4], в которых указывается, что типичная скорость поворота колес для грузовых автомобилей находится в диапазоне $0,015 \dots 0,1 \text{ с}^{-1}$, для самоходных комбайнов $0,16 \dots 0,36 \text{ с}^{-1}$. В наших исследованиях (с учетом предварительных экспериментов) принято $\dot{\theta}_1 = 0,08 \dots 0,23 \text{ с}^{-1}$.

Последний метод управления трактором был реализован при моделировании его движения поперек склона. Расчеты, проведенные на "ЕС-1022", показали, что варьирование величины $\dot{\theta}_1$ в указанном диапазоне не оказывает существенного влияния на параметры курсового движения машины (рис. 2). Увеличение же смещения $y_{1д}$ (в диапазоне $0,05 \dots 0,15 \text{ м}$), при котором происходит срабатывание системы автоматического поворота колес, приводит к некоторому росту как абсолютных значений θ_1 и курсового угла φ , так и коридора движения трактора в целом. Выбор величины $y_{1д}$ должен осуществляться исходя из условий работы машины.

Таким образом, предложенный метод автоматического управления колесами позволяет оценить курсовую устойчивость

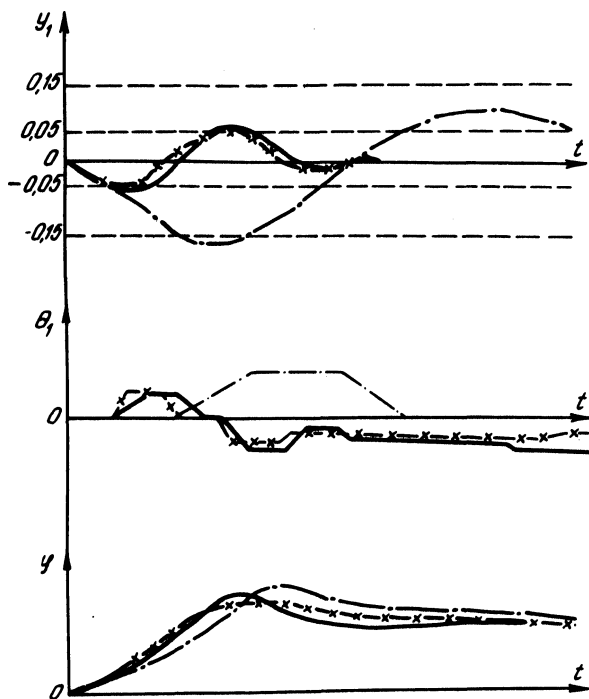


Рис. 2. Влияние величин $\dot{\theta}_1$ и $y_{1Д}$ на параметры курсового движения трактора, движущегося в поперечном направлении склона:
 — $\dot{\theta}_1 = 0,08 \text{ с}^{-1}$, $y_{1Д} = 0,05 \text{ м}$; -x-x-x- $\dot{\theta}_1 = 0,23 \text{ с}^{-1}$, $y_{1Д} = 0,05 \text{ м}$; --- $\dot{\theta}_1 = 0,08 \text{ с}^{-1}$, $y_{1Д} = 0,15 \text{ м}$.

трактора на стадии его проектирования путем моделирования движения на ЭВМ.

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, 1965, №5.
2. Войтиков А.В., Бойков В.П. Моделирование движения трактора по склону. - В сб.: Автотракторостроение, Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып.12.
3. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М., 1970.
4. Иванов С.С. Оптимальная

угловая скорость поворота управляемых колес самоходного комбайна. – Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №10.

УДК 629.113 – 597.5

Л.В.Барташевич, Н.В.Богдан, А.М.Расолько

ДИНАМИКА ЗВЕНЬЕВ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМОСИСТЕМЫ ТРАКТОРА

Анализ методов расчета переходных процессов в пневматических звеньях, расположенных на выходе из компрессора трактора, показал, что эти методы изучены недостаточно, а существующие методики расчета динамики в коммутациях промышленных компрессорных установок сложны, громоздки и малоприспособны для практического применения.

Входное давление $P_{вх}$ есть некоторая функция от времени t , характеризующая изменение давления в сечении трубопровода, граничащем с цилиндром компрессора, который одновременно является источником как постоянного, так и переменного расхода. В общем случае $P_{вх}(t)$ определить чрезвычайно сложно, поскольку форма импульса, генерируемого компрессором, зависит от многочисленных факторов.

Между тем в работе [1] получены и решены уравнения для скачкообразного возрастания давления на входе в динамическое звено, состоящее из дросселя и емкости (ДЕ-звено). При этом установлено, что они достаточно точно описывают процессы при наполнении и опоражнивании емкостей. Однако отсутствие теоретических и экспериментальных исследований не позволяет судить о том, удовлетворительно ли описывает гиперболическая функция расхода воздуха [1] динамику ДЕ-звена при пульсирующем давлении воздуха на входе, изменяющемся по гармоническому закону.

Наиболее существенно влияет на формулу импульса, генерируемого компрессором, конструктивное выполнение цилиндра компрессора и трубопроводной системы. Поэтому при исследовании выпускного импульса компрессора применяют принцип суперпозиции, представляя импульсы в виде тригонометрического ряда [2]

$$p_o(t) = p_{cp} + \sum_{i=1}^n p_i \sin(k\omega_k t - \alpha_k), \quad (1)$$