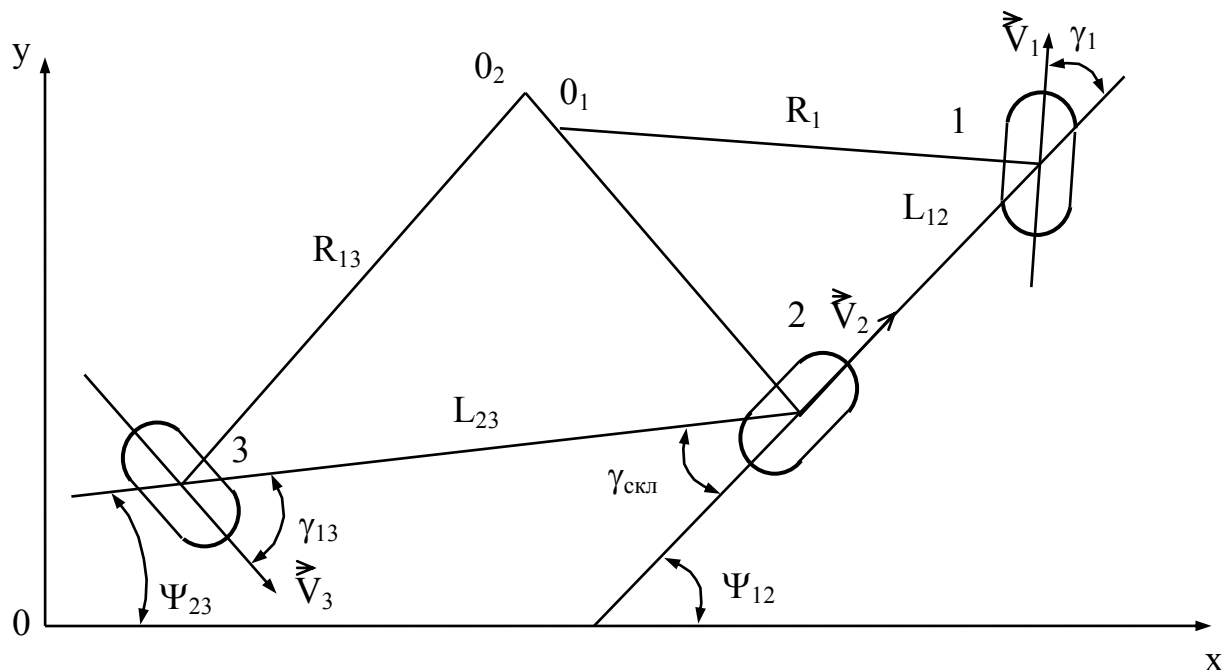


## МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА С СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ С ЗАПАЗДЫВАНИЕМ

к.т.н. А.И. Пискачев, С.И. Нестеренко  
(представил д.т.н., проф. В.С. Харченко)

В статье рассматриваются вопросы повышения маневренности автопоездов с управляемыми колесами полуприцепов путем введения системы управления их движением.

Седелный автопоезд с управляемыми колесами полуприцепа является сложной механической системой. Для описания естественным образом его криволинейного движения на повороте применяют математические модели, позволяющие оценить параметры маневренности этого транспортного средства. Автопоезд представляется в виде "велосипедной схемы" (рис.1.) без учета его массы с приведенными колесами тягача и полуприцепа.



© к.т.н. А.И. Пискачев, С.И. Нестеренко, 1998

Рисунок 1 - Велосипедная схема седельного автопоезда

Считаем, что агрегат движется по горизонтальной плоской поверхности без скольжения и проскальзывания колес. Основываясь на законах, изложенных в [1], запишем уравнение движения звеньев автопоезда при совершении поворота, изменения угловой скорости складывания тягача с поезд - прицепом и координат характерных точек автопоезда относительно неподвижной декартовой системы координат  $XOY$ :

$$\begin{aligned}
 \frac{d\psi_{12}}{ds} &= \frac{1}{L_{12}} \operatorname{tg} \gamma_1; \\
 \frac{ds_3}{ds} &= \frac{\cos \gamma_{\text{скл}}}{\cos \gamma_3}; \\
 \frac{d\psi_{23}}{ds} &= \frac{1}{L_{23}} \frac{\sin(\gamma_{\text{скл}} - \gamma_3)}{\cos \gamma_3}; \\
 \frac{d\gamma_{\text{скл}}}{ds} &= \frac{d\psi_{12}}{ds} - \frac{d\psi_{23}}{ds}; \\
 \frac{dx_3}{ds} &= \cos \psi_{12}; \\
 \frac{dy_2}{ds} &= \sin \psi_{12}; \\
 x_3 &= x_2 - L_{23} \cdot \cos \psi_{23}; \\
 y_3 &= y_2 - -L_{23} \cdot \sin \psi_{23},
 \end{aligned} \tag{1}$$

где  $\psi_{12}$  - угол поворота рамы тягача относительно оси  $x$ ;  $L_{12}$  - длина рамы тягача;  $L_{23}$  - длина рамы полуприцепа;  $s_3$  - путь, пройденный колесами полуприцепа;  $ds$  - длина пути, пройденного колесами тягача;  $\gamma_{\text{скл}}$  - угол складывания тягача с полуприцепом;  $\psi_{23}$  - угол поворота рамы полуприцепа относительно оси  $x$ ;  $\gamma_3$  - угол поворота колес полуприцепа относительно его рамы;  $\gamma_1$  - угол поворота передних, управляемых колес тягача относительно его рамы;  $x_2, y_2, x_3, y_3$  - координаты соответственно точек 2 и 3 на неподвижных осях  $Ox, Oy$ .

Угол  $\gamma_1$  задается водителем в зависимости от вида траектории дороги, по которой движется автопоезд. Если считать, что  $\gamma_1$  детерминированная переменная, то ее значения изменятся в соответствии с уравнением кривой, которая описывает конфигурацию дороги. Таким образом, значения

угла  $\gamma_1$  зависят от того, какой вид маневра тягача моделируется. Сложнее решается вопрос с изменением угла  $\gamma_3$ . Для уменьшения энергозатрат, улучшения подвижности и поворотливости автопоезда необходимо так управлять колесами полуприцепа, задавая угол  $\gamma_3$ , чтобы колеса полуприцепа двигались по колее колес тягача, например, задних. Осуществить движение "след в след" можно с помощью системы управления, которая реализует известный закон управления: поворот колес ведомого звена производится с учетом текущего значения угла  $\psi_{23}(s)$  и значений углов  $\gamma_{скл}(s - L_{23})$ ,  $\psi_{23}(s - L_{23})$ , измеренных в точке, отстоящей по траектории задних колес тягача от точки измерения на величину  $L_{23}$ . Тогда теоретический требуемый угол поворота колес полуприцепа  $\gamma_3(s)$  определяется согласно зависимости

$$\bar{\gamma}_3(s) = \gamma_{скл}(s - L_{23}) + \psi_{23}(s - L_{23}) - \psi_{23}(s). \quad (2)$$

Поворот колес полуприцепа выполняет привод поворота колес. При поступлении на него входного сигнала он отрабатывает его исполнение с коэффициентом передачи звена "к" в соответствии с неходовой функцией звена за время, которое является характеристикой привода [2]. Исследования, проведенные рядом авторов, показали, что работа гидропривода поворота колес может быть описана с помощью следующего уравнения

$$T^2 \ddot{\gamma}_3 = 2eT \dot{\gamma}_3 + \gamma_3 = k\bar{\gamma}_3, \quad (3)$$

где  $T$  - постоянная гидропривода;  $\ddot{\gamma}_3$  - угловое ускорение поворота колес полуприцепа действительное;  $\xi$  - коэффициент демпфирования;  $\dot{\gamma}_3$  - угловая скорость поворота колес;  $\gamma_3$  - угол поворота колес полуприцепа действительный;  $k$  - передаточное отношение гидропривода.

После преобразования уравнение (3) с учетом (2) запишем как

$$\frac{d^2 \gamma_3}{dt^2} = \frac{k}{T^2} \bar{\gamma}_3 - 2 \frac{\xi}{T} \cdot \frac{d\gamma_3}{dt} - \frac{1}{T^2} \gamma_3. \quad (4)$$

Следовательно, окончательно математическая модель с учетом (1), (2) и (4) будет иметь вид

$$\begin{aligned} \frac{d\psi_{12}}{ds} &= \frac{1}{L_{12}} \operatorname{tg} \gamma_1; \\ \frac{ds_3}{ds} &= \frac{\cos \gamma_{\text{скл}}}{\cos \gamma_3}; \\ \frac{d\psi_{23}}{ds} &= \frac{1}{L_{23}} \cdot \frac{\sin(\gamma_{\text{скл}} - \gamma_3)}{\cos \gamma_3}; \\ \frac{d\gamma_{\text{скл}}}{ds} &= \frac{d\psi_{12}}{ds} - \frac{d\psi_{23}}{ds}; \\ \frac{dx_2}{ds} &= \cos \psi_{12}; \\ \frac{dy_2}{ds} &= \sin \psi_{12}; \\ x_3 &= x_2 - L_{23} \cdot \cos \psi_{23}; \\ \bar{\gamma}_3(s) &= \gamma_{\text{скл}}(s - L_{23}) + \psi_{23}(s - L_{23}) - \psi_{23}(s); \\ \frac{d^2\gamma_3}{dt^2} &= \frac{k}{T^2} \bar{\gamma}_3 - 2 \frac{\xi}{T} \cdot \frac{d\gamma_3}{dt} - \frac{1}{T^2} \gamma_3. \end{aligned}$$

Проанализировав переменные, входящие в систему (5) нетрудно увидеть что

$$\psi_{12} = \mathbf{f}(s); \quad \psi_{23} = \mathbf{S}(s); \quad \gamma_{\text{скл}} = \mathbf{f}(s); \quad x_2 = \mathbf{f}(s); \quad y_2 = \mathbf{f}(s); \quad x_3 = \mathbf{f}(s);$$

$$y_3 = \mathbf{f}(s); \quad \bar{\gamma}_3 = \mathbf{f}(s); \quad \gamma_3 = \mathbf{f}(t).$$

Для исследования такой модели необходимо воспользоваться имитационным методом с использованием ЭВМ. Разработаем алгоритм определения параметров движения агрегата на повороте и зададим длину исследуемого пути  $S_{\text{зад}}$  (рис 2). Поскольку дифференциальные уравнения, системы (5) нелинейные, то для вычисления параметров движения автопоезда воспользуемся численным методом интегрирования (Рунге - Кута). При решении этой задачи важно правильно задать значение шага  $ds$ , имитирующего срабатывание датчика пути, пройденного колесами полуприцепа. Чем меньше значение  $ds$ , тем меньше погрешность результатов численного интегрирования. Однако уменьшение  $ds$  приводит к увеличению объема вычислений, который необходимо проделать. Это может вызвать ограничение на допустимую скорость движения автопоезда на повороте. Ре-

зультаты исследования движения седельного автопоезда на неустановившемся повороте показывает, что шаг интегрирования можно увеличить в соответствии с длиной полуприцепа.

Описанный алгоритм математическому моделированию управляемого движения позволяет разрабатывать системы управления, обеспечивающие минимальное расхождение траекторий колес тягача и полуприцепа и оптимальность поворота колес с помощью реального гидропривода.

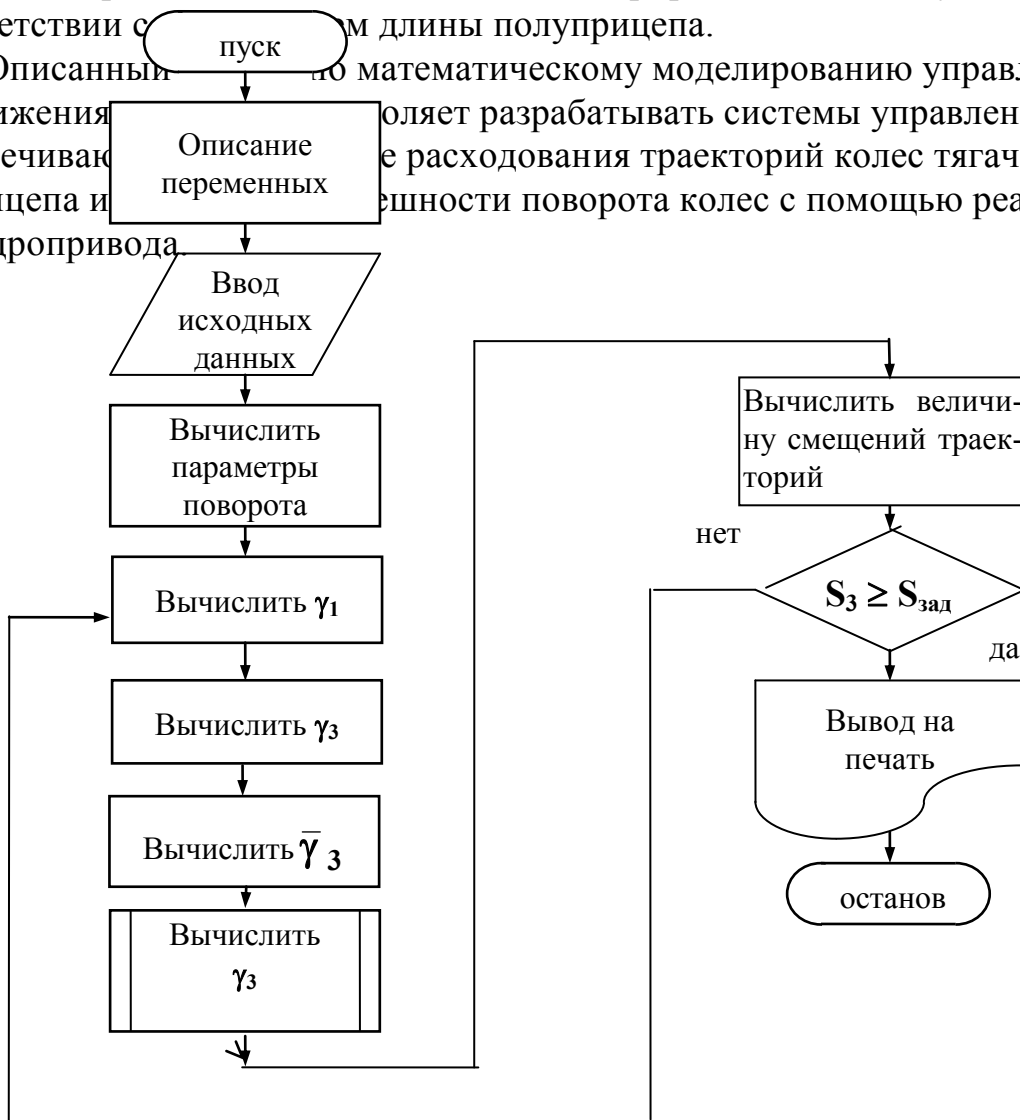


Рисунок 2 - Алгоритм вычисления параметров движения седельного автопоезда с учетом запаздывания по пути

## ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоездов. - Москва: Транспорт, 1967. - 254 с.
2. Бессенерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. - М.: Наука, 1972. - 768 с.