

МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ЭЦВМ

Повышение эксплуатационных скоростей движения колесных тракторов при неудачно сконструированных параметрах рулевого привода, упругих характеристиках шин, установочных параметрах управляемых колес может привести к возникновению колебаний последних [1,2]. Эти колебания существенно влияют на управляемость и устойчивость движения трактора в целом.

Рассмотрим динамику движения передней оси трактора типа "Беларусь". Управляемые колеса этих тракторов могут устанавливаться с некоторым выносом s вперед (рис. 1,в). Особенность конструкции данной оси заключается в наличии балансирной балки (рис. 1,а), которая вносит специфику в динамику движения трактора и имеет три степени свободы по координатам z_c, y_c, ψ .

В процессе движения трактора на его управляемые колеса действуют моменты, обусловленные продольными (X_1, X_2), боковыми (Y_1, Y_2), вертикальными (Z_1, Z_2) реакциями дороги, и стабилизирующие моменты, которые действуют относительно оси поворотного шкворня. Выражения моментов от сил X_i, Y_i имеют вид:

$$M_{x_i} = X_i h_{x_i}; \quad M_{y_i} = Y_i h_{y_i}, \quad i=1,2, \quad (1)$$

где h_{x_i} - плечо действия силы X_i ; h_{y_i} - плечо действия силы Y_i .

На основе рис. 1, б и 1, в запишем:

$$h_{x_i} = l_i \cos(\alpha_i + \psi) + p_i \cos(\lambda_i - \eta_i) - \xi_i; \quad (2)$$

$$h_{y_i} = -p_i \sin(\lambda_i - \eta_i) + s_i + e_i; \quad (3)$$

$$p_i = [R_{ki} \cos(\alpha_i + \psi) + l_i \sin(\alpha_i + \psi)] \operatorname{tg}(\alpha_i + \psi) / \cos \lambda_i; \quad (4)$$

$$\lambda_i = \operatorname{arctg} [\operatorname{tg} \beta_i / \operatorname{tg}(\alpha_i + \psi)] \quad (5)$$

где l_i - длина поворотной цапфы i -го колеса; λ - угол между координатной осью OY и проекцией осевой линии i -го шкворня на плоскость дороги; η_i - угол поворота i -го уп-

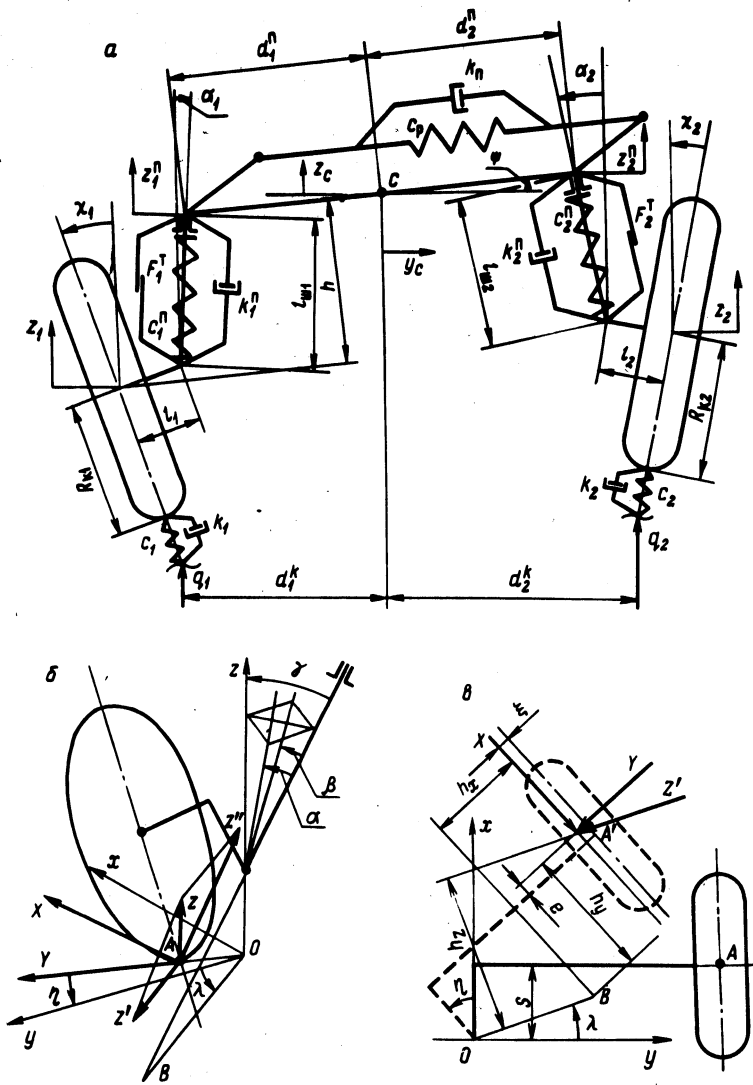


Рис. 1. Расчетная схема передней оси трактора :
 а – схема моделируемой системы; б – силы, действующие на управляемо колесо.

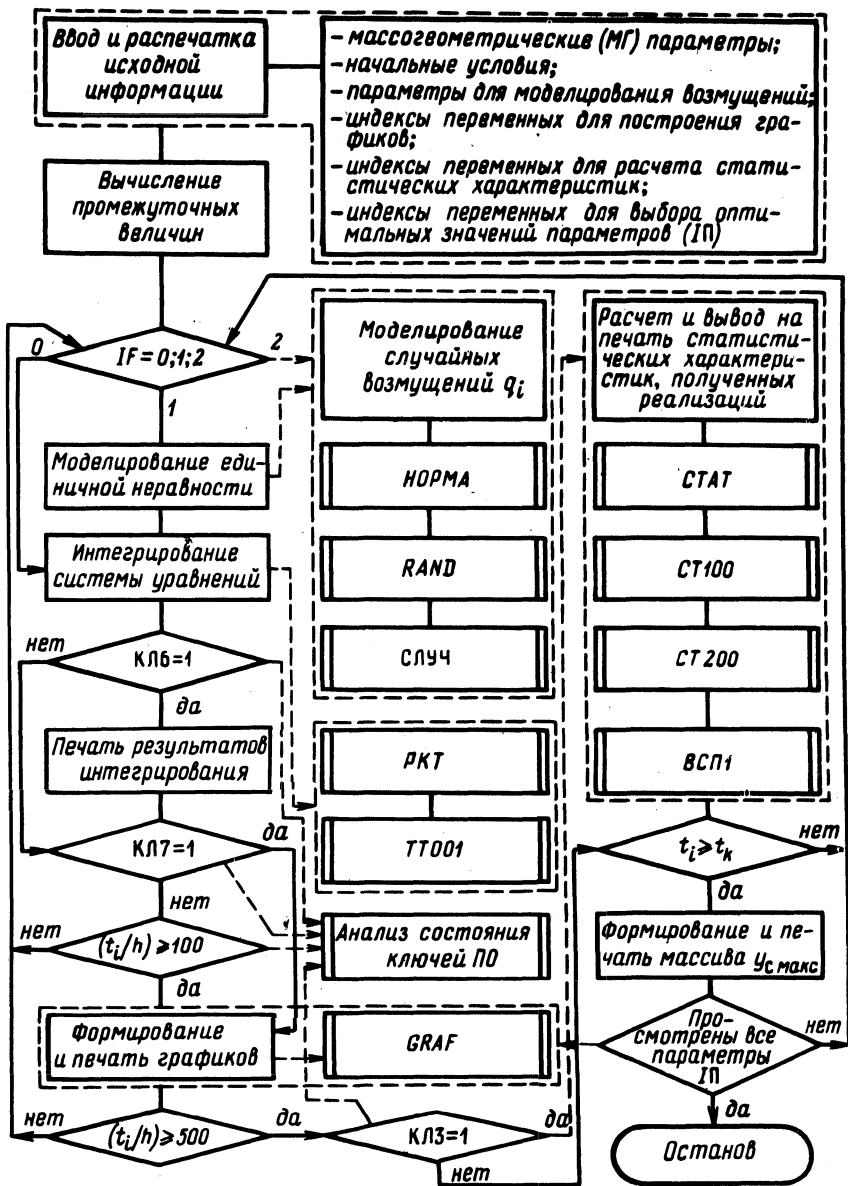


Рис. 2. Структурная схема алгоритма.

равляемого колеса вокруг шкворня; R_{ki} - радиус качения i -го колеса; ζ_i - боковая деформация шины.

Индекс 1 относится к левому колесу, 2 - к правому.

Вертикальную реакцию Z_i разложим на две составляющие: Z_i'' - параллельную оси шкворня (сила Z_i'' не создает момента относительно оси шкворня) и Z_i' - лежащую в плоскости дороги и параллельную линии ОВ. Момент этой силы относительно точки В равен

$$M_{zi} = Z_i' h_{zi}, \quad i = 1, 2; \quad (6)$$

$$h_{zi} = \bar{l}_i \sin(\lambda_i - \eta_i) - (s_i + e_i) \cos(\lambda_i - \eta_i), \quad i = 1, 2, \quad (7)$$

где h_{zi} - плечо действия силы Z_i' .

Реакции Y_i и Z_i можно вычислить, зная боковые и радиальные деформации шин, значения которых определяются в результате интегрирования уравнений кинематических связей колес с опорной поверхностью. Для определения касательной реакции дороги на колеса воспользуемся теоремой о моменте количества движения, тогда после несложных преобразований, получим

$$X_i = \pm \frac{J_{ki} l_i}{R_{ki}^2} \ddot{\eta}_i + \frac{J_{ki}}{R_{ki}^3} (\dot{q}_i - \dot{z}_i)(v + l_i \dot{\eta}_i), \quad i = 1, 2, \quad (8)$$

где J_{ki} - момент инерции i -го колеса относительно его оси вращения; \dot{q}_i - скорости случайных возмущений опорной поверхности.

Анализ выражений (1)-(8) показывает, что на управляемые колеса трактора в процессе его движения действуют моменты, величины которых зависят от большого числа параметров: скорости движения, параметров установки колес, упругих свойств шин, характеристик рулевого привода и некоторых других.

В настоящей работе ставится задача моделирования на ЭЦВМ динамики движения колесного трактора для исследования влияния перечисленных параметров на курсовую устойчивость его движения. Для решения задачи разработана математическая модель передней оси трактора при следующих условиях:

1) трактор движется по опорной поверхности со случайными возмущениями с постоянной скоростью v , при которой не происходит отрыв и скольжение колес;

2) рулевой привод моделируется в виде упругого вала с неподвижно защемленным рулевым колесом.

Динамические уравнения записаны в форме уравнений Лагранжа второго рода. Уравнения кинематических связей получены на основе теории М.В.Келдыша [3]. Для вычисления обобщенных сил (правых частей динамических уравнений) использовались выражения потенциальной энергии, диссипативной функции и зависимостей (1), (6), (8). В результате получена система нелинейных дифференциальных уравнений (9), состоящая из шести динамических второго порядка и четырех кинематических уравнений первого порядка:

$$m^* \ddot{z}_c = \sum_{i=1}^2 \left[c_i^n (z_i - z_i^n) + k_i^n (\dot{z}_i - \dot{z}_i^n) \right];$$

$$m \ddot{y}_c = \sum_{i=1}^2 \left[c_i^B \xi_i + k_i^B \dot{\xi}_i + z_i' \cos(\lambda_i - \eta_i) \right];$$

$$J_x \ddot{\psi} = \sum_{i=1}^2 \left\{ d_i^n \cos \psi \left[c_i^n (z_i - z_i^n) + k_i^n (\dot{z}_i - \dot{z}_i^n) \right] + Y_i (h + R_{ki}) - f_i^T d_i^n \cos \alpha_i \operatorname{sign} \dot{\psi} \right\};$$

$$m_i \ddot{z}_i = c_i (q_i - z_i) + c_i^n (z_i^n - z_i) + k_i (\dot{q}_i - \dot{z}_i) + k_i^n (\dot{z}_i^n - \dot{z}_i), \quad i=1,2;$$

$$\left[J_{1z} + E_1 J_{2z} - D_1 + D_2 \right] \ddot{\eta}_1 = E_2 J_{2z} \dot{\eta}_1^2 - N_1 - N_2 + M - M_c;$$

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_i = & \left\{ \dot{y}_c \pm \dot{\psi} d_i^n \sin \psi + \left[(z_i^n - z_i) \sin(\alpha_i + \psi) + \right. \right. \\ & \left. \left. + \dot{\psi} (l_{\text{ш}i} - z_i + z_i^n) \cos(\alpha_i + \psi) + \dot{\psi} l_{\text{ш}i} \sin(\chi_i + \psi) + \right. \right. \\ & \left. \left. + (\dot{z}_i - \dot{q}_i) \sin(\chi_i + \psi) + \dot{\psi} R_{ki} \cos(\chi_i + \psi) \right] \cos \beta_i \right\} - \\ & - v_i (\varphi_i + \eta_i), \quad i=1,2; \end{aligned}$$

$$\dot{\varphi}_i = -\dot{\eta}_i + v_i (a_{1i} \xi_i - a_{2i} \varphi_i - a_{3i} \chi_i), \quad i=1,2,$$

$$\text{здесь } M_c = c_p \eta_1 + k_p \dot{\eta}_1; \quad M = \sum_{i=1}^2 (M_{y_i} + M_{z_i});$$

$$N_1 = h_{x1} \frac{J_{ki}}{R_{ki}^3} \dot{z}_i (v-1) \dot{\eta}_1;$$

$$N_2 = h_{x2} \left[\frac{J_{k2}^2 E_2}{R_{k2}^2} \dot{\eta}_1^2 + \frac{J_{k2}}{R_{k2}^3} \dot{z}_2 (v+1) E_1 \dot{\eta}_1 \right];$$

$$D_i = h_{xi} \frac{J_{ki}^1}{R_{ki}^2}, \quad i = 1, 2,$$

где m^* - подрессорная масса; m, m_1, m_2 - массы балансирующей балки и управляемых колес; $z_c, z_1, z_2, y_c, \psi, \eta_1$ - обобщенные координаты (рис. 1, а); $\xi_1, \xi_2, \varphi_1, \varphi_2$ - параметры боковых и угловых деформаций шин; $q_1, q_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2$ - случайные возмущения опорной поверхности на колеса и их скорости; J_x - центральный момент инерции балки с колесами относительно продольной оси трактора; J_{1z}, J_{2z} - моменты инерции колес относительно их диаметральных осей; $c_1, c_2, c_1^B, c_2^B, c_1^n, c_2^n$ - коэффициенты жесткости, радиальной и боковой шин и подвески; $k_1, k_2, k_1^B, k_2^B, k_1^n, k_2^n$ - коэффициенты демпфирования, радиальной и боковой шин и подвески; c_p, k_p - суммарный коэффициент жесткости и демпфирования рулевого привода; F_1^T, F_2^T - силы сухого трения в подвесках; E_1, E_2 - коэффициенты геометрической связи между скоростями и ускорениями левого и правого управляемых колес при конечных углах поворота; a_{1i}, a_{2i}, a_{3i} - некоторые постоянные коэффициенты [3].

Связь между углами поворота левого и правого управляемых колес представлена выражением

$$\eta_2 = \arctg \left[\frac{\text{tg } \eta_1}{\left(\frac{B}{L} \text{tg } \eta_1 + 1 \right)} \right], \quad (10)$$

где B, L - ширина колеи передних колес и база трактора.

Решение системы уравнений (9) производилось на ЭЦВМ с использованием численного метода Рунге-Кутты четвертого порядка по специально разработанному алгоритму. Программа расчета, построенная по модульному принципу (включает в себя одиннадцать процедур (рис. 2)), позволяет рассчитать колебания передней оси с управляемыми колесами и исследовать влияние ее параметров на курсовую устойчивость движения трактора. По полученным реализациям имеется возможность

вычислить некоторые их статистические характеристики [4]. Результаты расчета могут быть получены в виде массивов численных значений или графиков в зависимости от режима вывода [4].

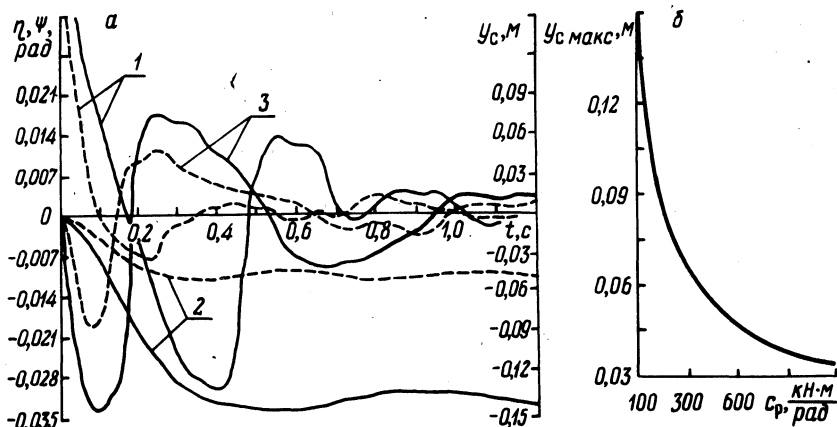


Рис. 3. Результаты расчета:

а – расчетные зависимости параметров η_1 (кривые 1), u_c (кривые 2), ψ (кривые 3) от времени; б – расчетная зависимость $u_{c \text{ макс}}$ от суммарной жесткости рулевого привода.

На рис. 3 представлены некоторые результаты расчета колебаний передней оси трактора М13-80. Расчеты проводились при скорости движения трактора 8 м/с с нулевыми начальными условиями, кроме координаты η_1 , значение которой было принято равным 12° . Для моделирования случайных возмущений опорной поверхности использовались статистические характеристики дорог с асфальтобетонным покрытием [5]. Рисунок 3, а иллюстрирует изменение во времени угла поворота управляемых колес (кривые 1), бокового смещения центра масс балки (кривые 3). Кривые, изображенные сплошными линиями, получены при $C_p = 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$, штриховыми – при $C_p = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$. На рис. 3, б представлена расчетная зависимость $u_{c \text{ макс}}$ от коэффициента суммарной жесткости рулевого привода.

Выводы 1. Разработанная математическая модель и программа расчета позволяют получить номограммы и графики, которые можно использовать для выбора оптимальных параметров передней оси колесного трактора на стадии проектирования с целью обеспечения его курсовой устойчивости движения.

2. В результате обработки серии вариантов расчета установлено, что изменение максимального отклонения центра масс

передней оси трактора в зависимости от коэффициента суммарной податливости рулевого привода происходит по закону, близкому к гиперболическому.

Л и т е р а т у р а

1. Кабанов В.И., Лефаров А.Х. Исследование поперечных колебаний управляемых колес трактора. – Тракторы и сельхозмашины, 1965, № 5. 2. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. – М., 1955. 3. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неавтономных систем. – М., 1967. 4. Ясюкович Э.И. Автоматизация обработки и анализа результатов моделирования динамики движения транспортных средств на упругих пневматиках с применением ЭВМ. – В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Мн., 1979, вып. 14. 5. Мельников А.А. Некоторые вопросы проектирования и исследования подвески автомобиля. – Горький, 1973.

УДК 621.431

Г.М.Кухаренок, Д.М.Пинский,
В.А.Рожанский, В.И.Хатянович

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ФОРСУНКИ ФД-22 С ИЗМЕНЕННОЙ СИСТЕМОЙ ОТВОДА ТОПЛИВА ИЗ ПОЛОСТИ ПРУЖИНЫ

Улучшение технологичности форсунок и снижение затрат металлов на изготовление топливной системы дизелей может быть достигнуто совершенствованием системы отвода топлива из полости пружины, просочившегося в процессе впрыска между иглой и корпусом распылителя.

Возможный путь улучшения этой системы – применение форсунки с перепуском просочившегося между иглой и распылителем топлива в полость высокого давления через обратный клапан.

Конструкция такой форсунки, изготовленной на Вильнюсском заводе топливной аппаратуры, показана на рис. 1.

Задача настоящей работы – исследование работоспособности форсунки с обратным шариковым клапаном.

Методика испытаний включала: определение показателей впрыска топлива на безмоторной установке при работе с насосами УТН-5 и НД-21; сравнительные испытания серийной и