

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.33

Обоснование принципов повышения устойчивости и управляемости колесных тракторов при движении на склоне в режиме вспашки*

М.М. Жилейкин, Е.В. Ягубова

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Justification of the principles for improving stability and handling of wheel tractors when plowing on slopes

M.M. Zhileykin, E.V. Yagubova

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



e-mail: jileykin_m@mail.ru, yagubova.ev@yandex.ru

i При работе на участках склонов наблюдается снижение продольной и поперечной устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов. При этом происходит боковой увод эластичной пневматической шины, а также сползание трактора вниз по склону. Рассмотрены и проанализированы основные способы повышения устойчивости колесных тракторов, выполняющих технологические операции на участках склонов. Предложены алгоритмы работы систем динамической стабилизации курсовой и траекторной устойчивости колесного трактора при работе на поперечном склоне. Приведено описание основных положений алгоритмов управления движением трактора на склоне путем перераспределения крутящих моментов по ведущим колесам, а также подруливания управляемых колес. Выполнен качественный анализ работоспособности и эффективности разработанных алгоритмов. Установлено, что наиболее эффективно применение алгоритма подруливания совместно с корректировкой крутящих моментов на ведущих колесах трактора.

Ключевые слова: колесный трактор, траектория движения, склон, курсовая и траекторная устойчивость, динамическая стабилизация, алгоритмы, подруливание.

i Working on slopes reduces the longitudinal and transverse motion stability of machine and tractor aggregates. In this case, the elastic pneumatic tires can slip, and the tractor can start sliding down the slope. This paper considers and analyzes the main methods of improving the stability of wheel tractors working on cross slopes. Algorithms for the dynamic stabilization of the course and trajectory motion of wheel tractors on cross slopes are presented. The main concepts of tractor control algorithms on slopes imply redistributing the torques between the drive wheels as well as steering the driven wheels. A qualitative analysis of the robustness and efficiency of the developed algorithms is performed. It is found that the most efficient approach involves both steering the wheels and adjusting the torques on the tractor drive wheels.

* Работа выполнена в рамках договора № 9905/17/07/-к-12 между ОАО «КамАЗ» и МГТУ имени Н.Э. Баумана при финансовой поддержке Российской Федерации и Минобрнауки.

The results of research can be used by the manufacturers of agricultural machinery for the mountain areas and may also be useful for the students of technical universities.

Keywords: wheel tractor, trajectory, slope, course and trajectory stability, dynamic stabilization, algorithms, steering.

Население планеты увеличивается с каждым годом, поэтому постоянно растет спрос на продовольствие. В настоящее время все страны ищут способы интенсивного выращивания сельскохозяйственных культур на всех пригодных для этого землях. В нашей стране часть пахотных земель, пастбищ и сенокосов расположены в горных районах или на склонах. На сегодняшний день эти земли освоены не полностью из-за отсутствия или нехватки техники, способной выполнять рабочие операции на склонах и участках с горным рельефом.

Трудности механизации полевых работ на участках склонов состоят в том, что продольная и поперечная устойчивость машин и тракторов снижается, ухудшаются маневренность и управляемость.

С точки зрения устойчивости движения более благоприятна и безопасна работа машинно-тракторного агрегата (МТА) в продольном направлении склона. Однако при этом происходит интенсивное развитие эрозии, что приводит к невосполнимым потерям плодородия почв [1]. Поэтому с точки зрения агротехнических и энергетических показателей наиболее целесообразна работа МТА поперек склонов.

Поскольку при движении поперек склона больше вероятность потери устойчивости трактора и опрокидывания, необходимо контролировать угол склона, а также отслеживать предельно допустимый боковой крен МТА. В случае возникновения неожиданной опасности необходимо своевременно предупредить об этом водителя МТА.

Учитывая все эти особенности, на МТА, предназначенных для работы в горных условиях или на участках склонов, применяют различные специальные устройства. Для определения угла крена и оповещения водителя в экстренных ситуациях используют указатели склона (склономеры), креномеры, кренодифференциметры, кренографы, эклиметры и другие устройства. К системам помощи водителю МТА относятся также так называемые системы параллельного вождения. Различают следующие типы систем параллельного вождения: курсоуказатели, системы подруливания, устройства автопилотирования [2].

Применение технологий автоматического вождения позволяет снизить утомляемость во-

дителя МТА, а, следовательно, повысить его работоспособность и производительность, однако стоимость таких систем велика.

Устойчивость движения МТА по косогору зависит от многих факторов, при движении МТА в поперечном направлении склона нормальная нагрузка перераспределяется по бортам: колеса борта, находящегося выше по склону, нагружены меньше, чем колеса борта, расположенного ниже по склону. Происходит боковой увод эластичной пневматической шины — колесо катится под углом к плоскости вращения. Величина этого угла зависит от боковой силы, действующей на трактор, от боковой эластичности шины, нормальной нагрузки на колесо и условий сцепления с опорной поверхностью. В то же время при недостаточном сцеплении колес с опорной поверхностью трактор сползает вниз по склону, что обуславливает отклонение его движения от заданной траектории. Чтобы сохранить заданное направление движения водителю необходимо подворачивать трактор в сторону вершины склона. Такое выравнивание приводит к «вилянию» трактора, к снижению полезной тяговой мощности МТА [3]. При этом скорость движения уменьшается, расход топлива увеличивается, ухудшаются тягово-сцепные свойства машин, снижается эффективность работы. Качество технологического процесса ухудшается, производительность работы падает.

Сдвиг почвы под колесами трактора приводит к образованию более глубокой колеи, вследствие чего развиваются эрозионные процессы. В то же время на деформацию грунта затрачивается дополнительная энергия, поэтому сопротивление качению колеса увеличивается. В результате происходит повышенный износ элементов ходовой части, рулевого управления трактора, рабочих органов сельскохозяйственных орудий и машин. Необходимость постоянного подруливания для поддержания заданного курса движения обуславливает повышенную утомляемость водителя и дополнительное снижение качества технологического процесса [4].

Известны различные методы борьбы со сползанием МТА вниз по склону. Некоторые из них требуют внесения серьезных изменений в

конструкцию тракторов, другие же реализуются в полевых условиях путем установки дополнительных вспомогательных средств.

Среди основных методов, уменьшающих отклонение трактора от требуемой траектории движения, можно выделить следующие:

- использование системы стабилизации остова трактора;
- снижение высоты расположения центра тяжести (ЦТ) или увеличение колеи с установкой колес меньшего диаметра;
- установка сдвоенных колес;
- установка съемных уширительных ободьев, так называемых дополнительных решетчатых колес;
- установка противовеса, перемещающегося по штанге вверх по склону;
- использование почвенных рулей, закрепленных на остова и заглубляемых в почву.

Все методы повышения устойчивости тракторов на склонах [5, 6] требуют внесения серьезных изменений в конструкцию тракторов, приводят к их удорожанию, либо обладают низкой эффективностью. Они позволяют уменьшить вероятность опрокидывания МТА агрегата при работе на склоне, но неэффективны с точки зрения повышения устойчивости движения трактора [7]. Для повышения устойчивости движения вдоль горизонтали склона необходимо компенсировать боковой увод колес МТА. Это можно реализовать, подвернув их вверх по склону на величину угла увода. Причем возможен поворот как колес только одной оси, так и всех управляемых колес [8].

Цель работы — повышение устойчивости и управляемости движения трактора на склоне в режиме вспашки за счет применения алгоритмов стабилизации. Для достижения поставленной цели необходимо разработать стратегию управления движением МТА путем изменения крутящих моментов на ведущих колесах и корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания).

Проверим работоспособность следующих алгоритмов стабилизации:

- только подруливания передними управляемыми колесами (1–0);
- только подруливания задними управляемыми колесами (при этом формула рулевого управления 1–2, но подруливают только задние колеса);
- только подруливания всеми управляемыми колесами (1–2);
- только приложения стабилизирующего момента;

- подруливания передними управляемыми колесами (1–0) и приложением стабилизирующего момента;

- подруливания задними управляемыми колесами (при этом формула рулевого управления 1–2, но подруливают только задние колеса) и приложением стабилизирующего момента;

- подруливания всеми управляемыми колесами (1–2) и приложением стабилизирующего момента.

В общем виде аналитическое исследование управляемости и устойчивости колесных тракторов представляет большие трудности. Поэтому проведем качественное исследование движения с малыми скоростями и малыми углами поворота управляемых колес. Для этого рассмотрим простейшую математическую модель движения трактора.

Исследование управляемости и устойчивости колесных тракторов с малыми углами поворота управляемых колес. При решении данной задачи примем следующие допущения:

- углы увода правого и левого колес каждой оси одинаковы;
- углы поворота управляемых колес малы, т. е. не превышают 10°;
- касательные реакции, действующие на правое и левое колеса одной оси, одинаковы;
- углы поворота правого и левого управляемых колес одной оси одинаковы;
- коэффициенты сопротивления уводу всех колес одной оси одинаковы;
- при малых углах поворота продольной оси трактора направление линейной скорости центра масс прицепного плуга не изменяется.
- угол склона мал (до 15°), скорость вспашки до 10 км/ч, что позволяет рассматривать только

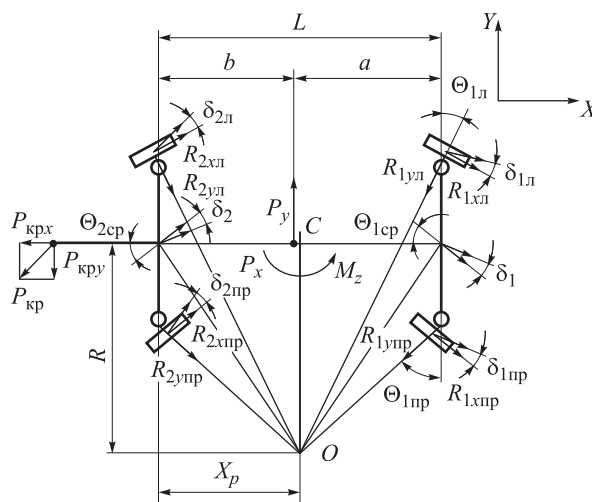


Рис. 1. Схема сил, действующих на колесный трактор

потерю тракторной устойчивости вследствие увода колес.

В качестве еще одного упрощающего допущения примем, что движение трактора на склоне осуществляется на твердом опорном основании, а потери устойчивости движения обусловлены деформацией шин. Такое допущение можно обосновать тем, что при разработке закона работы системы автоматического управления важен сам факт появления рассогласования между «идеальным» и реальным движением трактора и неважно по какой причине это рассогласование возникло.

Расчетная схема сил, действующих на колесный трактор, приведена на рис. 1.

Уравнения движения трактора в соответствии с принятыми допущениями в общем виде приведены ниже:

$$\frac{G_a}{g} a_x - \frac{G_a}{g} \omega_a V_y = \sum_{i=1}^n R_{kxi} - \sum_{i=1}^n R_{kyi} \Theta_{i\text{cp}} - P_x - P_{\text{кр}x}; \quad (1)$$

$$R_{kyi} = K_{yi} \delta_i;$$

$$\frac{G_a}{g} a_y + \frac{G_a}{g} \omega_a V_x = \sum_{i=1}^n R_{kxi} \Theta_{i\text{cp}} + \sum_{i=1}^n R_{kyi} + P_y - P_{\text{кр}y}; \quad (2)$$

$$G_a = \sum_{i=1}^n R_{kzi};$$

$$R_{2zл} - R_{1z\text{np}} + R_{2z\text{np}} - R_{2zл} = 0; \quad (3)$$

$$J_z \frac{d\omega_a}{dt} = 0,5 \left[\sum_{i=1}^{n/2} R_{kxi} B_{ki} - \sum_{i=n/2+1}^n R_{kxi} B_{ki} - \sum_{i=1}^{n/2} R_{kyi} \Theta_{1\text{cp}} B_{ki} + \sum_{i=n/2+1}^n R_{kyi} \Theta_{1\text{cp}} B_{ki} \right] + \sum_{i=1}^n R_{kxi} \Theta_{1\text{cp}} (a - l_i) + \sum_{i=1}^n R_{kyi} (a - l_i) - M_z; \quad (4)$$

$$\frac{G_a}{g} a_x h_g = G_a b - \sum_{i=1}^n [(R_{kzi\text{np}} + R_{kziл})(L - l_i)] - \sum_{i=1}^n M_{fi} - P_{\text{кр}x} h_{\text{кр}x} - P_x h_{gx}; \quad (5)$$

$$\frac{G_a}{g} a_y h_g =$$

$$= 0,5 G_a B_{\text{cp}} - \sum_{i=1}^n R_{kzi\text{np}} B_{ki} - P_y h_{gy} - P_{\text{кр}y} h_{\text{кр}y}; \quad (6)$$

$$\omega_a = \frac{V_a}{L} [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)]; \quad (7)$$

$$V_y = \frac{V_a}{L} [b(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) + a(\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)]; \quad (8)$$

$$a_x = a_a - \frac{V_a^2}{L^2} [b(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) + a(\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] \times [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)]; \quad (9)$$

$$a_y = \frac{V_a^2}{L^2} [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] + \frac{a_a}{L} [b(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) + a(\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] + \frac{V_a}{L} [b(\Omega_{k1} - \dot{\delta}_1) + a(\Omega_{kn} - \dot{\delta}_n)]; \quad (10)$$

$$\epsilon_a = \frac{a_a}{L} [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] + \frac{V_a}{L} [(\Omega_{k1} - \dot{\delta}_1) + (\Omega_{kn} - \dot{\delta}_n)]; \quad (11)$$

$$R_{\delta} = \frac{L}{(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)}; \quad (12)$$

$$\beta_a = \frac{1}{L} \int V_a [(\Theta_{1\text{cp}} - \delta_1) - (\Theta_{n\text{cp}} - \delta_n)] dt, \quad (13)$$

где n — число осей трактора, $n = 2$; L — база трактора; l_i — расстояние от передней до i -й оси трактора; a, b — расстояние от ЦТ трактора до первой и последней оси соответственно; B_i — колея колес i -й оси трактора; $\Theta_{i\text{cp}}$ — средний угол поворота колес i -й оси, $\Theta_{i\text{cp}} = (\Theta_{iл} + \Theta_{i\text{np}})/2$; R_{kxi} — продольная сила, действующая на колеса i -й оси со стороны дороги; R_{kyi} — боковая сила, действующая на колеса i -й оси со стороны дороги; R_{kzi} — нормальная сила, действующая на колеса i -й оси со стороны дороги; δ_i — средний угол увода колес i -й оси, $\delta_i = (\delta_{iл} + \delta_{i\text{np}})/2$; $P_{\text{кр}}$ — сила на крюке (для упрощения дальнейших выкладок влиянием проекции этой силы на ось X можно пренебречь); P_y — суммарная внешняя боковая сила, приложенная к центру масс колесного трактора; M_z — суммарный внешний момент, действующий на трактор относительно вертикальной оси Z , проходящей через центр масс трактора; $\sum_{i=1}^n M_{fi}$ — сумма всех моментов сопротивления, действующих на колеса трактора; a_x — проекция ускорения центра тяжести на продольную ось трактора; a_y — проекция ускорения ЦТ на поперечную ось трактора; h_g — высота ЦТ трактора; ω_a — угловая скорость поворота продольной оси трактора относительно оси z ; V_a — скорость движения трактора; a_x —

ускорение трактора, $a_x = dV_a/dt$; V_y — проекция линейной скорости ЦТ трактора на ось Y ; Ω_{ki} — угловая скорость поворота управляемых колес i -й оси; R_s — радиус поворота трактора с учетом увода колес крайних осей; J_z — момент инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через ЦТ трактора; β_a — угол поворота продольной оси трактора.

Для зависимостей (1)–(12) в литературе получены дифференциальные уравнения для определения средних углов увода крайних осей колесных тракторов с любым числом осей и любой комбинацией ведущих и управляемых колес. Запишем эти уравнения для двухосного трактора 4×4 со всеми ведущими и управляемыми колесами:

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 = & \frac{V_a}{L}(\Theta_{1cp} + \Theta_{2cp} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{a^2}{J_z} \right) \delta_1 - \\ & - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{ab}{J_z} \right) \delta_2 + \frac{a_a}{V_a} (\Theta_{1cp} - \delta_1) + \\ & + \frac{g}{G_a V_a} (P_y + P_{кpy}) + \frac{a}{J_z V_a} M_z - \frac{\Theta_{1cp}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{a^2}{J_z} \right) X_1 + \\ & + \frac{\Theta_{2cp}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{ab}{J_z} \right) X_2 + \Omega_{k1}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_2 = & \frac{V_a}{L}(\Theta_{1cp} + \Theta_{2cp} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{ab}{J_z} \right) \delta_1 - \\ & - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{b^2}{J_z} \right) \delta_2 - \frac{a_a}{V_a} (\Theta_{2cp} + \delta_2) + \\ & + \frac{g}{G_a V_a} (P_y + P_{кpy}) - \frac{b}{J_z V_a} M_z - \frac{\Theta_{1cp}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{ab}{J_z} \right) X_1 + \\ & + \frac{\Theta_{2cp}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{b^2}{J_z} \right) X_2 - \Omega_{k2}. \end{aligned} \quad (15)$$

При определении касательных реакций R_{kx1} и R_{kx2} для несимметричного межосевого дифференциала, если

$$\begin{aligned} & \left(\cos \Theta_{1cp} - \frac{r_{02}}{r_{01}} \right) (\lambda + 1) + \frac{R_{kx}}{G_a} \left(\frac{\epsilon_{X2}}{\chi_2} \frac{r_{02}}{r_{01}} - \right. \\ & \left. - \frac{\epsilon_{X1}}{\chi_1} \lambda \cos \Theta_{1cp} \right) - f (\lambda \chi_2 - \chi_1) \times \\ & \times \left(\frac{\epsilon_{X2}}{\chi_2} \frac{r_{02}}{r_{01}} + \frac{\epsilon_{X1}}{\chi_1} \cos \Theta_{1cp} \right) > 0, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{kx} = & \frac{g}{G_a} \left\{ a_a - \frac{V_a^2}{L^2} \left[b(\Theta_{1cp} - \delta_1) + a(\Theta_{ncp} - \delta_n) \right] \times \right. \\ & \left. \times \left[\Theta_{1cp} - \Theta_{ncp} - \delta_1 + \delta_n \right] \right\} + \\ & + K_y \sum_{i=1}^n \left[\Theta_{icp} - \frac{L-l_i}{L} (\Theta_{1cp} - \delta_1) - \right. \\ & \left. - \frac{l_i}{L} (\Theta_{ncp} - \delta_n) \right] \Theta_{icp}, \end{aligned} \quad (16)$$

то

$$R_{kx1} = \frac{R_{kx} \lambda + f(G_{k2} \lambda - G_{k1}) + \frac{a_a}{r_k r_d} (\lambda J_{k2} - J_{k1})}{\lambda + 1}, \quad (17)$$

$$R_{kx2} = \frac{R_{kx} + f(G_{k1} - G_{k2} \lambda) + \frac{a_a}{r_k r_d} (J_{k1} - \lambda J_{k2})}{\lambda + 1}. \quad (18)$$

Если условие (16) не выполняется, то

$$R_{kx1} = \frac{R_{kx} + f(G_{k2} - G_{k1} \lambda) - \frac{a_a}{r_k r_d} (J_{k2} - \lambda J_{k1})}{\lambda + 1}; \quad (19)$$

$$R_{kx2} = \frac{R_{kx} \lambda + f(G_{k1} \lambda - G_{k2}) - \frac{a_a}{r_k r_d} (\lambda J_{k1} - J_{k2})}{\lambda + 1}, \quad (20)$$

где $\chi_1 = G_{k1}/G_a$; $\chi_2 = G_{k2}/G_a$; G_{k1} , G_{k2} — сила веса корпуса трактора, приходящаяся на первую и вторую оси соответственно; ϵ_{x2} — удельный коэффициент тангенциальной эластичности шины; r_{k0} — свободный радиус качения колеса; r_d — динамический радиус качения колеса; f — коэффициент сопротивления качению; r_k — радиус качения колеса, $r_k = r_{k0} - k_x X$; k_x — коэффициент тангенциальной эластичности шины; λ — коэффициент блокировки дифференциала (для симметричных дифференциалов $\lambda = 1$).

Определение внешних силовых факторов, действующих на трактор. К внешним силам и моментам будем относить все силы и моменты, возникновение которых не связано с поворотом управляемых колес. Например: сила на крюке $P_{кp}$; боковая составляющая силы тяжести P_y , приложенная к ЦТ трактора; моменты, возникающие вследствие приложения силы на крюке со смещением по отношению к ЦТ трактора; моменты, обусловленные неравенством касательных реакций на ведущих колесах (в том

числе и в случае создания стабилизирующих воздействий за счет изменения крутящих моментов на ведущих колесах) и др.

Внешняя боковая сила P_y , приложенная в ЦТ МТА, определяется по формуле

$$P_y = G_a \sin \alpha \cos \beta_a,$$

где α — угол поперечного склона, по которому движется трактор.

Определение силы на крюке. Исследуем движение трактора с лемешным навесным четырехкорпусным плугом ПЛН-4-35. Наличие плуга на тракторе может стать существенной причиной отклонения пахотного агрегата от траектории движения.

В математической модели воздействие плуга на трактор учтем силой тяги на крюке.

Рассчитаем силу сопротивления движению одного корпуса плуга с учетом 10%-ной добавки на переворот и отбрасывание пласта по формуле [9]

$$P_{\text{хпл}} = \frac{l b k}{0,9}.$$

Здесь l — глубина вспашки; b — ширина захвата корпуса плуга; k — коэффициент удельного смятия грунта (удельное сопротивление грунта), примем $k = 5,3 \text{ Н/см}^2$.

В соответствии с техническими характеристиками рассматриваемого плуга примем следующие параметры: глубина вспашки $l = 18 \dots 30 \text{ см}$; ширина захвата корпуса $b = 35 \text{ см}$.

Поперечная сила сопротивления почвы, действующая на один корпус, принимается в 3 раза меньшей, чем продольная: $P_{y\text{пл}} = P_{x\text{пл}}/3$; вертикальная определяется по зависимости $P_{z\text{пл}} = 0,2P_x$ [9].

Боковая сила $P_{y\text{пл}}$ направлена вниз по склону, способствуя тем самым отклонению трактора с траектории при вспашке на склоне.

Учитывая все приведенные зависимости, получим следующие значения сил, действующих на один корпус плуга:

$l, \text{ см} \dots \dots \dots$	18	20	22	24	26	28	30
$P_{x\text{пл}}, \text{ Н} \dots \dots$	3710	4123	4535	4947	5360	5771	6183
$P_{y\text{пл}}, \text{ Н} \dots \dots$	1237	1374	1512	1649	1787	1924	2061
$P_{z\text{пл}}, \text{ Н} \dots \dots$	742	825	907	990	1072	1154	1237

Считаем, что на все корпуса плуга действуют одинаковые силы сопротивления движению. Тогда проекции силы на крюке, действующей на плуг в целом, находятся суммированием составляющих сил, действующих на каждый корпус плуга:

$$P_{\text{кр}x} = \sum_{i=1}^4 P_{x\text{пл}i};$$

$$P_{\text{кр}y} = \sum_{i=1}^4 P_{y\text{пл}i}.$$

Отсюда суммарная сила на крюке

$$P_{\text{кр}} = \sqrt{P_{\text{кр}x}^2 + P_{\text{кр}y}^2}.$$

В результате получаем следующие значения проекций силы на крюке в зависимости от глубины вспашки:

$l, \text{ см} \dots \dots \dots$	18	20	22	24	26	28	30
$P_{\text{кр}x}, \text{ Н} \dots \dots$	14840	16492	18140	19788	21440	23084	24732
$P_{\text{кр}y}, \text{ Н} \dots \dots$	4948	5496	6048	6596	7148	7696	8244
$P_{\text{кр}}, \text{ Н} \dots \dots$	15643	17384	19122	20858	22600	24333	26070

Определение внешнего момента M_z . Внешний момент M_z складывается из двух слагаемых:

$$M_z = M_{z\text{кр}} + M_{\text{д.с}},$$

где $M_{z\text{кр}}$ — момент, действующий на колесный трактор от крюковой нагрузки, и

$$M_{z\text{кр}} = P_{\text{кр}x} l_{\text{кр}} \sin \beta_a + P_{\text{кр}y} l_{\text{кр}} \cos \beta_a,$$

где $P_{\text{кр}x}$, $P_{\text{кр}y}$ — проекции силы на крюке на оси X и Y соответственно; $l_{\text{кр}}$ — расстояние от ЦТ трактора до корпусов плуга,

$$l_{\text{кр}} = l_1 + l_{\text{пл}}.$$

Здесь l_1 — расстояние от ЦТ трактора до сцепного устройства, $l_1 = 2,05 \text{ м}$; $l_{\text{пл}}$ — длина плуга, $l_{\text{пл}} = 3,25 \text{ м}$; $M_{\text{д.с}}$ — момент динамической стабилизации.

Разработка принципов стабилизации движения колесных тракторов путем подруливания управляемыми колесами. При установившемся движении трактора всегда можно подобрать такой постоянный угол поворота управляемых колес, при котором $\delta_1 = \delta_2 = 0$ несмотря на действие внешней боковой силы, приложенной в центре масс:

$$\Theta_{1\text{кр}} = -\frac{gL}{V_a^2} \frac{P_y}{G_a} = -\frac{gL}{V_a^2} \frac{a_y}{g}. \quad (21)$$

Знак «-» в равенстве (21) показывает, что для устранения увода колес при действии на трактор боковой силы управляемые колеса должны быть повернуты в сторону, противоположную направлению действия этой силы.

Для того чтобы погасить угловую скорость ω_a , вызванную действием внешних возмущающих моментов $M_{z\text{кр}}$,

$$\omega_a = \frac{V_a L g (\zeta_1 b + \zeta_2 a)}{ab[\zeta_1 \zeta_2 g L + (\zeta_2 - \zeta_1) V_a^2]} \frac{M_{зкр}}{G_a L}, \quad (22)$$

$$\zeta_1 = \frac{a_y}{g} \frac{1}{\delta_1}; \quad \zeta_2 = \frac{a_y}{g} \frac{1}{\delta_2}$$

необходимо повернуть управляемые колеса в сторону, противоположную угловой скорости на угол, удовлетворяющий следующему неравенству:

$$\Theta_{1cp} > \frac{L(\zeta_1 b + \zeta_2 a)}{ab\zeta_1 \zeta_2} \frac{M_{зкр}}{G_a L}. \quad (23)$$

Выразив $M_{зкр}$ из выражения (22) и подставив в (23), после соответствующих преобразований получим

$$\Theta_{1cp} > \omega_a \left[\frac{L}{V_a} + (\delta_1 - \delta_2) \frac{V_a}{a_y} \right]. \quad (24)$$

Аналогично для задних управляемых колес находим

$$\Theta_{2cp} > \omega_a \left[\frac{L}{V_a} + (\delta_2 - \delta_1) \frac{V_a}{a_y} \right]. \quad (25)$$

Средние углы поворота управляемых колес трактора для сохранения прямолинейной траектории движения на склоне определяются по зависимостям

$$\Theta_{1cp} = \delta_1 - \delta_2;$$

$$\Theta_{2cp} = \delta_2 - \delta_1.$$

Для того чтобы движение колесного трактора оставалось прямолинейным и сохранялось направление движения центра масс, необходимо дополнительно повернуть продольную ось трактора на угол β_a .

Разработка принципов стабилизации движения колесных тракторов путем создания стабилизирующего момента на колесах. Для минимизации отклонения колесного трактора от траектории под действием внешних силовых факторов, которые вызывают поворот продольной оси трактора на угол β_a (13) с угловой скоростью ω_a (7), необходимо приложить стабилизирующий момент в направлении, противоположном направлению угловой скорости. Стабилизирующий момент, в свою очередь, также создает угловую скорость (22).

Приравнявая угловые скорости, определяемые по формулам (7) и (23), получим выражение для стабилизирующего момента

$$M_{дс} = \frac{G_a}{g L} \times$$

$$\times \frac{ab \left[a_y - \omega_a V_a \right] \left[\Theta_{1cp} - \Theta_{2cp} - L \frac{\omega_a}{V_a} \right] V_a}{\left[V_y + (a-b)\omega_a \right]}. \quad (26)$$

На практике стабилизирующее воздействие за счет приложения момента может быть реализовано в виде изменения крутящих моментов на колесах трактора (например, путем под тормаживания отдельных колес). В данной работе не рассматривается способ реализации приложения стабилизирующего момента, считаем, что стабилизирующий момент приложен к центру масс трактора. Нас в первую очередь интересует эффективность применения такого метода стабилизации.

Объект исследования. Для исследования методами имитационного моделирования использовался универсально-пропашной колесный трактор ЛТЗ-155.

Технические характеристики двухосного колесного трактора

Расстояние, м:

a от 1-й оси до ЦТ 0,75

b от 2-й оси до ЦТ 1,95

База L , м 2,7

Колея B , м 1,8

Момент инерции трактора относительно оси, проходящей через ЦТ, J_z , кг·м² 14 573

Сила веса трактора (при эксплуатационной массе) G_a , Н 56 000

Максимальная мощность двигателя $N_{дв}$

при 1 850 об/мин, кВт:

транспортный режим 110

тяговый режим 88

Максимальный крутящий момент двигателя M_{max}

при 1300 об/мин, Н·м:

транспортный режим 710

тяговый режим 726

Исследование движения колесных тракторов на склоне при действии внешних силовых факторов. Проведено исследование зависимости угла поворота β_a продольной оси при действии внешних силовых факторов для прямолинейного равномерного движения колесного трактора. Действие внешней боковой силы приводит к отклонению движения от прямолинейной траектории, сопровождающееся поворотом продольной оси трактора на угол β_a . Зависимость удельной боковой силы от времени показана на рис. 2.

Примем, что угол β_a является показателем

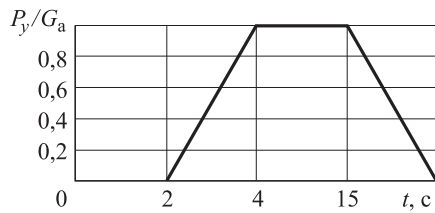


Рис. 2. Зависимость боковой силы от времени

меры отклонения направления движения трактора от «идеальной» траектории (рис. 3). Рассматриваем угол β_a как угол между «идеальной» и реальной траекториями движения трактора на установившемся участке движения.

Зависимость угла поворота β_a продольной оси трактора, не оснащенного системами стабилизации, от угла поперечного склона α для скорости движения при пахоте $V_a = 10$ км/ч представлена на рис. 4, а. Видно, что с увеличением угла склона отклонение оси трактора от траектории движения увеличивается. При действии внешней боковой силы и моментов внешних сил, приложенных к центру масс, трактор отклоняется от траектории движения

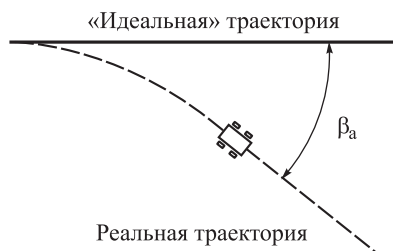


Рис. 3. Траектория движения трактора

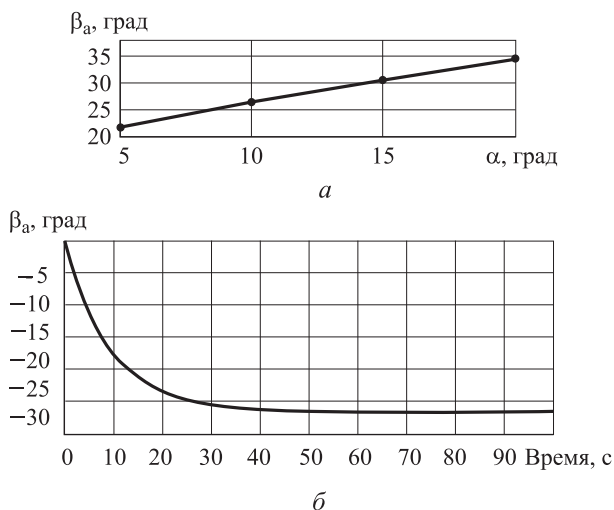


Рис. 4. Зависимости угла поворота β_a продольной оси трактора, не оснащенного системами стабилизации, от угла поперечного склона α при действии внешних силовых факторов в случае прямолинейного равномерного движения (а) и от времени при $\alpha = 10^\circ$ (б)

даже при углах поворота управляемых колес равных нулю (рис. 4, б).

Исследование работоспособности и эффективности алгоритмов работы систем динамической стабилизации курсовой и траекторной устойчивости колесных тракторов. Для доказательства работоспособности разработанных алгоритмов работы систем динамической стабилизации курсовой и траекторной устойчивости колесных тракторов при движении на поперечном склоне исследуем зависимости угла поворота β_a продольной оси трактора при действии внешних силовых факторов: боковой силы P_y , приложенной в центре масс трактора, и внешнего момента $M_{зкр}$ для случая прямолинейного равномерного движения. В качестве базы для сравнения будем использовать трактор, не оснащенный системами стабилизации.

Стабилизирующий момент без подруливания и при работе алгоритма стабилизации совместного подруливания и корректировки крутящих моментов на ведущих колесах показаны на рис. 5. Видно, что величина стабилизирующего момента во втором случае меньше, чем при отсутствии подруливания.

В качестве критерия эффективности работы каждого из алгоритмов используем параметр γ , показывающий на сколько процентов в среднем уменьшается угол β_a при работе того или иного алгоритма стабилизации:

$$\gamma = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{\beta_{a0i}}{\beta_{ayi}} \right) \cdot 100\%. \quad (27)$$

Здесь β_{a0i} — угол поворота трактора без системы стабилизации для i -й скорости движения; β_{ayi} — угол поворота трактора, оснащенного системой стабилизации для i -й скорости дви-

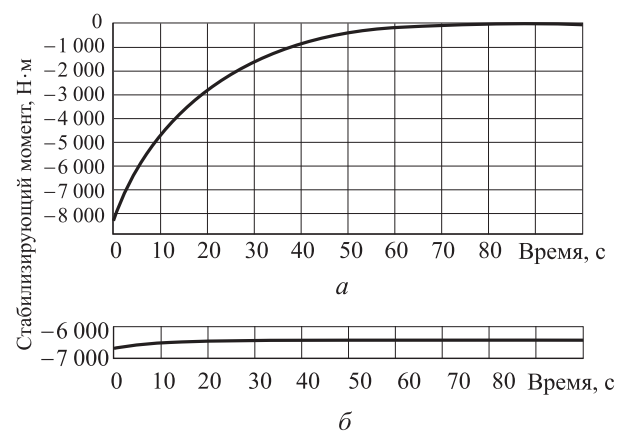


Рис. 5. Стабилизирующий момент, действующий на трактор при $\alpha = 10^\circ$: а — при отсутствии подруливания; б — при подруливании передними и задними колесами

жения; n — количество исследуемых значений угла поперечного наклона.

Результаты исследования эффективности разработанных принципов стабилизации движения двухосных тракторов при действии внешних сил и моментов приведены ниже:

Способ стабилизации движения	Значения критерия эффективности γ , %
Только приложение стабилизирующего момента	50,0
Только подруливание передними управляемыми колесами	90,2
Только подруливание задними управляемыми колесами	91,0
Подруливание задними управляемыми колесами и приложение стабилизирующего момента	93,6
Только подруливание всеми управляемыми колесами	95,1
Подруливание передними управляемыми колесами и приложение стабилизирующего момента	95,8
Подруливание всеми управляемыми колесами и приложение стабилизирующего момента	97,4

Выводы

Методами имитационного моделирования установлено, что наиболее эффективным способом стабилизации движения колесных тракторов при движении на склоне в режиме вспашки являются следующие:

- подруливание всеми управляемыми колесами (1–2) и приложение стабилизирующего момента;
- подруливание передними управляемыми колесами (при этом формула рулевого управления 1–2, но подруливают только передние колеса) и приложение стабилизирующего момента;
- только подруливание всеми управляемыми колесами.

Исследование было проведено на основе линейаризованных уравнений движения, оно не может претендовать на адекватные количественные оценки эффективности различных способов управления. Окончательное суждение об эффективности различных методов стабилизации движения может быть сделано только после проведения имитационных испытаний на базе нелинейных уравнений движения.

Литература

- [1] Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. *Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости*. Москва, Агробизнесцентр, 2007. 336 с.
- [2] Ключков А.В., Маркевич А.Е. Возможности применения курсоуказателей с системой GPS. *Белорусское сельское хозяйство*, 2009, № 11, с. 36–43.
- [3] Мамити Г.И., Льянов М.С., Плиев С.Х., Салбиева З.С. Устойчивость колесного трактора в повороте. *Тракторы и сельхозмашины*, 2011, № 8, с. 18–21.
- [4] Liebman M., Mohler Ch., Staver Ch. *Ecological management of agricultural weeds*. Cambridge, Cambridge University press, UK, 2004, p. 532.
- [5] Шарипов В.М., ред. *Тракторы. Конструкция*. Москва, Машиностроение, 2012. 790 с.
- [6] Шипилевский Г.Б., Архипов В.С. Перспективы развития диагностики технического состояния тракторов на основе бортовых электронных средств. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 2004, № 7, с. 3–8.
- [7] Гольдяпин В.Я. Современные тракторы зарубежных фирм. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 2004, № 5, с. 39–54.
- [8] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system. Master degree project*. Available at: http://www.s3.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed 30 November 2013).
- [9] Василенко В.В., Василенко С.В., Стуров Д.В., Халфин Г.А., Тупикин В.Ф., Сергиенко А.И. Вибрирующий корпус плуга. *Вестник ВГАУ*, 2009, № 1(20), с. 33–37.

References

- [1] Shukhman S.B., Solov'ev V.I., Prochko E.I. *Teoriia silovogo privoda koles avtomobilei vysokoi prokhodimosti* [Theory power drive wheel all-terrain vehicles]. Moscow, Agrobiznestsentr publ., 2007. 336 p.
- [2] Klochkov A.V., Markevich A.E. *Vozmozhnosti primeneniia kursoukazatelei s sistemoi GPS*. [Possible applications of course indicators GPS]. *Belorusskoe sel'skoe khoziaistvo* [Belarusian Agriculture]. 2009, no. 11, pp. 36–43.

- [3] Mamiti G.I., L'ianov M.S., Pliev S.Kh., Salbieva Z.S. Ustoichivost' kolesnogo traktora v povorote [Stability of wheel tractor on the turn]. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and farm machinery]. 2011, no. 8, pp. 18–21.
- [4] Liebman M., Mohler Ch., Staver Ch. *Ecological management of agricultural weeds*. Cambridge University press, Cambridge, UK, 2004. 532 p.
- [5] *Traktory. Konstruktsiia* [Tractors. Design]. Ed. Sharipov V.M. Moscow, Mashinostroenie publ., 2012. 790 p.
- [6] Shipilevskii G.B., Arkhipov V.S. Perspektivy razvitiia diagnostiki tekhnicheskogo sostoianiia traktorov na osnove bortovykh elektronnykh sredstv [Prospects for the development of technical condition diagnostics of tractors on the basis of airborne electronic aids]. *Traktory i sel'skokhoziaistvennye mashiny* [Tractors and farm machinery]. 2004, no. 7, pp. 3–8.
- [7] Gol'tiabin V.Ia. Sovremennye traktory zarubezhnykh firm [Modern tractors foreign firms]. *Traktory i sel'skokhoziaistvennye mashiny* [Tractors and farm machinery]. 2004, no. 5, pp. 39–54.
- [8] Rodrigues A.O. *Evaluation of an active steering system. Master degree project*. Available at: http://www.s3.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed 30 November 2013).
- [9] Vasilenko V.V., Vasilenko S.V., Sturov D.V., Khalfin G.A., Tupikin V.F., Sergienko A.I. Vibriruiushchii korpus pluga [Vibrating plough bottom]. *Vestnik VGU* [Vestnik of Voronezh State Agricultural University]. 2009, no. 1(20), pp. 33–37.

Статья поступила в редакцию 28.04.2014

Информация об авторах

ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

ЯГУБОВА Евгения Вячеславовна (Москва) — аспирант кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: yagubova.evg@yandex.ru).

Information about the authors

ZHILEYKIN Mikhail Mikhailovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

YAGUBOVA Evgeniya Vyacheslavovna (Moscow) — Post-Graduate of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: yagubova.evg@yandex.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 3-е издание учебного пособия
Д.Н. Попова, С.С. Панаиотти, М.В. Рябинина

«Гидромеханика»

Изложены методы решений задач математического программирования. Изложены основы механики жидкости и газа, а также их приложения в расчетах машин, приводов и других технических устройств. Наряду с традиционными разделами курса гидромеханики рассмотрены актуальные вопросы неустановившегося движения.

Содержание книги соответствует разделам дисциплин, преподаваемых авторами в МГТУ им. Н. Э. Баумана и его калужском филиале.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru