

Математическая модель и методика расчета минимизации радиуса поворота тракторного агрегата со сменным опорно-маневровым устройством

Канд. техн. наук, доц. П. В. Зелёный¹⁾, асп. О. К. Щербакова¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. В связи с тем что гладкая пахота оборотными плугами пришла на смену загонным способам обработки почвы, чреватым образованием свальных гребней или развальных борозд, повороты тракторного агрегата с минимальным радиусом, необходимые для обеспечения челночных движений, причем всякий раз в борозде от предыдущего рабочего хода, стали преобладающим видом поворотов. От них напрямую зависят непроизводительные затраты времени смены, составляющие в среднем 10–12 %, а на мелкоконтурных участках с коротким гоном – до 40 %. Большие непроизводительные затраты времени связаны также со стремлением уменьшить ширину разворотных полос по краям поля, и тогда поворот совершают в несколько этапов, прибегая к сложному маневрированию. Поэтому повышение производительности пахотного агрегата за счет минимизации радиуса его поворота и выполнение поворота в один этап за минимально возможное время являются актуальными задачами. При этом следует учитывать, что потенциальные возможности универсально-пропашных тракторов – устоявшихся, проверенных временем конструкций – по уменьшению радиуса поворота практически исчерпаны, и решать этот вопрос целесообразно только за счет дополнительных сменных устройств, обеспечивающих трансформацию колесной формулы трактора в конце гона для переориентации его положения. В итоге повышенное качество пахоты, обеспечиваемое перспективными оборотными плугами, будет сопровождаться не только ростом сменной производительности, но и уменьшением ширины разворотных полос, уменьшением их переуплотнения и истирания ходовыми системами, повышением урожайности. Разработанная конструкция, новизна которой подтверждена патентом на изобретение, в виде дополнительного опорно-маневрового устройства существенно минимизирует все перечисленные недостатки и не потребует изменения серийной конструкции трактора. Проведены исследования на тему «Минимизация радиуса поворота универсально-пропашных тракторов путем трансформации колесной формулы», где представлена математическая модель, в которой отражены все параметры, влияющие на тракторный агрегат с опорно-маневровым устройством на повороте, рассмотрена продольная и поперечная устойчивость.

Ключевые слова: тракторный агрегат, математическая модель поворота, минимальный радиус, гладкая пахота

Для цитирования: Зелёный, П. В. Математическая модель и методика расчета минимизации радиуса поворота тракторного агрегата со сменным опорно-маневровым устройством / П. В. Зелёный, О. К. Щербакова // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 216–224

Mathematical Model and Methodology for Calculation of Minimization on Turning Radius of Tractor Unit with Replaceable Supporting and Maneuvering Device

P. V. Zeleniy¹⁾, O. K. Scherbakova¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. Smooth plowing with the help of reversible plows has replaced an enclosure method of soil treatment. The method may cause a formation of back ridges or open furrows. Due to this fact turnings of a tractor unit with a minimum radius required in order to ensure shuttle movements each time in the furrow of the preceding operating stroke have become a dominant type of turnings. Non-productive shift time is directly dependent on them and it is on the average 10–12 %, and it is up to 40 % in small contour areas with short run. Large non-productive time is connected with the desire to reduce headland

Адрес для переписки

Зелёный Петр Васильевич
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 12,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 331-14-06
igmp_dtf@bntu.by

Address for correspondence

Zeleniy Petr V.
Belarusian National Technical University
12 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 331-14-06
igmp_dtf@bntu.by

width at field edges, and then a turning is made in several stages while using a complicated maneuvering. Therefore, an increase in efficiency of a plowing unit by means of minimization on its turning radius and execution of turning at one stage in the shortest possible time are considered as relevant objectives. In such a case it is necessary to take into account the fact that potential capabilities of universal tractors having established time-proved designs in respect of reduction of turning radius are practically at the end. So it is expedient to solve the matter at the expense of additional removable devices that ensure transformation of tractor wheel formula at the run end in order to reorient its position. Finally high quality plowing ensured by future-oriented reversible plows will be accompanied not only by output increase per shift, but also by decrease in headland width, their compaction and abrasion due to suspension systems and increase in productivity. The developed design having a novelty which proved by an invention patent and representing an additional supporting and maneuvering device significantly minimizes all the above-mentioned disadvantages and does not require any changes in tractor production design. Investigations have been carried on the following topic: "Minimization of turning radius for universal tractors by transformation of wheel formula". The paper presents a mathematical model, which reflects all the parameters having an effect on a tractor unit with a supporting and maneuvering device and it also considers a longitudinal and transverse stability.

Keywords: tractor unit, turning mathematical model, minimum radius, flat plowing

For citation: Zeleniy P. V., Scherbakova O. K. (2016) Mathematical Model and Methodology for Calculation of Minimization on Turning Radius of Tractor Unit with Replaceable Supporting and Maneuvering Device. *Science & Technique*. 15 (3), 216–224 (in Russian)

Введение

При выполнении полевых сельскохозяйственных технологических операций повороты машинно-тракторного агрегата на загонах являются, с точки зрения затрачиваемого времени, важной составной частью всех его перемещений в течение рабочей смены, уступая лишь основному сменному времени – времени выполнения рабочих ходов. Применение оборотных плугов для гладкой пахоты требует изыскания новых технических средств и методов поворота пахотных агрегатов с минимальным радиусом [1, 2]. В противном случае непроизводительные потери времени на повороты в конце гона при гладкой пахоте становятся соизмеримыми с обычной технологией пахоты с образованием свальных и развальных борозд при разбивке поля на отдельные загоны. В итоге повышенное качество пахоты не сопровождается адекватным ростом производительности. Кинематика обычных тракторов не обеспечивает такой минимальный радиус поворота по двум основным причинам: компоновка трактора не позволяет осуществить поворот передних колес на углы более 35° – 45° ; учитывая особенности привода отечественных тракторов, на повороте передний мост работает в ведомом забегающем режиме, а большой угол поворота его колес в таком случае является причиной значительного бульдозерного эффекта, в то время как реакции грунта на них, обеспечивающие поворот трактора, с увеличением угла поворота колес уменьшаются; имеют место их значительное боковое скольжение, наряду с уводом, и увеличение действительного радиуса поворота по сравнению с теоретическим в несколько раз в неблагоприятных сцепных условиях. Неправильно выполненные повороты увеличивают холостой путь агрегата до десятков километров за сезон, увеличивают поворотные полосы, а зачастую снижают и качество работы.

Неправильно выполненные повороты увеличивают холостой путь агрегата до десятков километров за сезон, увеличивают поворотные полосы, а зачастую снижают и качество работы.

Основная часть

Исследования в области уменьшения радиуса поворота и усовершенствования ходовой системы трактора достаточно углублены, поэтому изменять конструкцию трактора нецелесообразно. В этой связи предлагается сменное дополнительное опорно-маневровое устройство (ОМУ), позволяющее на момент поворота вывести из контакта с поверхностью передние колеса универсально-пропашного трактора и развернуть его на месте, не изменяя серийную конструкцию трактора (рис. 1).

Сменное опорное колесо в предлагаемой дополнительной конструкции может быть ведомым или ведущим. Это будет зависеть от того, в каких условиях оно станет использоваться. Ведомое – если поверхность гладкая, с хорошими сцепными свойствами, так как поворот осуществляется только за счет силы тяги одного из колесных движителей задней пары при заторможенном втором колесном движителе [3]. Ведущее – в сложных полевых условиях на рыхлой неровной влажной поверхности, где опорная поверхность не обладает достаточными сцепными свойствами с его колесными движителями, а сопротивление повороту велико [4, 5]. Модель осуществления поворота универсально-пропашного трактора со сменным опорно-маневровым устройством при выполнении гладкой пахоты представлена на рис. 2.

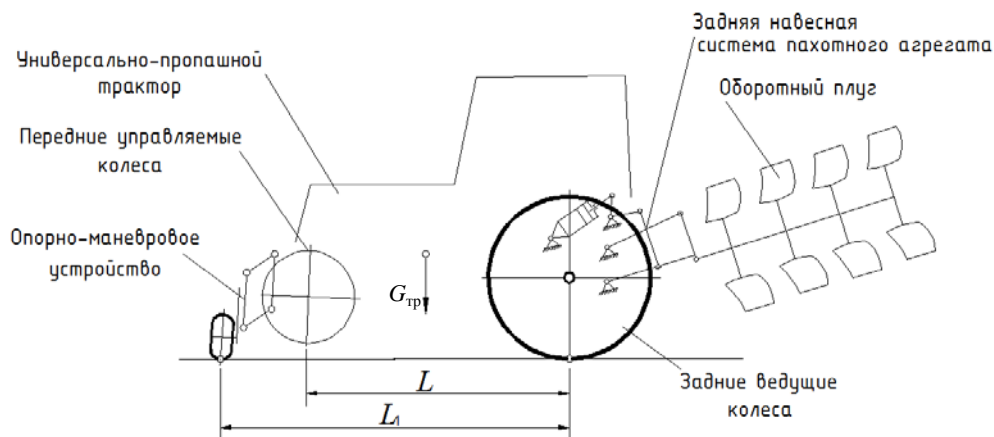


Рис. 1. Общая схема пахотного агрегата со сменным опорно-маневровым устройством: $G_{тр}$ – вес трактора; L – продольная база трактора; L_1 – продольная база трактора с ОМУ

Fig. 1. General scheme of plowing unit with replaceable supporting and maneuvering device: $G_{тр}$ – tractor weight; L – longitudinal tractor base; L_1 – longitudinal tractor base with supporting and maneuvering device

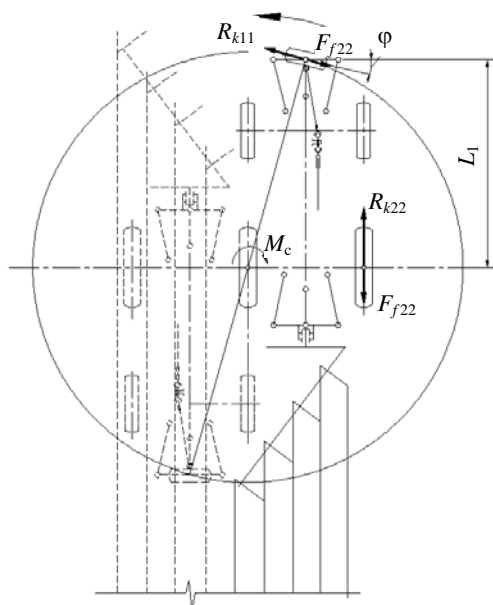


Рис. 2. Модель поворота трактора с опорно-маневровым устройством при осуществлении гладкой пахоты: R_{k11}, R_{k22} – касательные силы тяги колес трактора; F_{f11}, F_{f22} – силы сопротивления; φ – угол поворота опорного колеса, предусмотренный конструкцией ОМУ; M_c – момент сопротивления повороту заторможенного заднего колеса

Fig. 2. Turning model for tractor with supporting and maneuvering device while performing flat plowing: R_{k11}, R_{k22} – tangential forces of tractor wheel tension members; F_{f11}, F_{f22} – resistance forces; φ – turning angle of supporting wheel specified by supporting and maneuvering device design; M_c – moment resistance to turning of locked rear wheel

Для того чтобы расчетным путем получить траекторию поворота трактора с ОМУ и теоре-

тически оценить влияние различных факторов на поворачиваемость, процесс поворота необходимо описать с помощью дифференциальных уравнений. Более удобными для теоретического описания криволинейного движения колесного трактора являются уравнения в форме Аппеля [6], ввиду того что квазикоординаты и их производные, рассматриваемые при использовании этих уравнений, обеспечивают вычислительные удобства в процессе определения углов увода, также учитывается связь между подвижными координатами, связанными с трактором, и неподвижными, связанными с опорной поверхностью.

Поворот трактора с опорно-маневровым устройством в агрегате с навесной сельскохозяйственной машиной представлен на рис. 3. В данном случае в качестве объекта для построения математической модели взята конструкция ОМУ, в которой опорное колесо в момент поворота находится в ведущем режиме. Опорное колесо кинематически связано с осью, несущей обратный отвальный плуг, через повышающий редуктор. Зубчатое колесо редуктора, закрепленное на оси, связано с шестерней, установленной напрямую или через управляемую двустороннюю муфту свободного хода на валу, кинематически связанном с осью вращения колеса опорно-маневрового устройства [5].

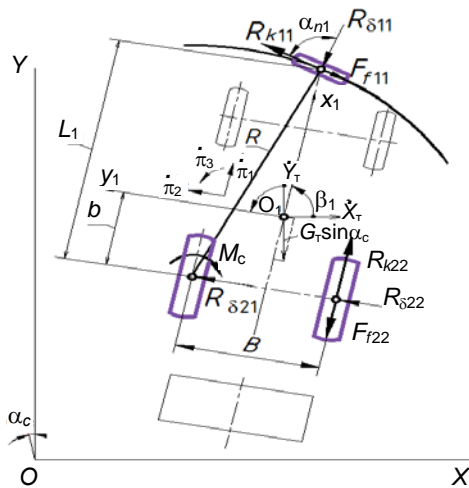


Рис. 3. Расчетная схема колесного трактора с опорно-маневровым устройством:

$R_{\delta 11}, R_{\delta 22}, R_{\delta 21}$ – боковые реакции колес;
 π_1, π_2, π_3 – квазикоординаты; G_T – сила тяжести трактора;
 α_{n1} – угол поворота колеса ОМУ; α_c – угол наклона опорной поверхности; b – продольная координата центра масс; B – колея задних колес;
 R – радиус поворота

Fig. 3. Computational scheme of wheel tractor with supporting and maneuvering device:

$R_{\delta 11}, R_{\delta 22}, R_{\delta 21}$ – cornering force;
 π_1, π_2, π_3 – quasi coordinates; G_T – gravity force of tractor;
 α_{n1} – turning angle of supporting and maneuvering device wheel; α_c – inclination angle of supporting surface;
 b – longitudinal coordinate of mass center;
 B – track of rear wheels; R – turning radius

На рис. 3 с центром масс трактора совмещен центр O_1 подвижной системы координат $x_1 O_1 y_1$. В каждый момент времени положение рассматриваемого трактора характеризуется тремя координатами неподвижной системы XOY , которые связаны со склоном: \dot{X}_T, \dot{Y}_T – координаты центра масс трактора; β_1 – курсовой угол между продольной осью трактора $O_1 x_1$ и осью OX , расположенной вдоль горизонтали склона.

Пренебрегая в силу невысоких скоростей трактора сопротивлением воздушной среды, уравнение его движения на повороте примет вид:

$$m_T (\ddot{\pi}_1 - \ddot{\pi}_2 - \ddot{\pi}_3) = (R_{k11} - F_{f11}) \cos \alpha_{n1} - R_{\delta 11} \sin \alpha_{n1} + M_c + R_{k22} - F_{f22} - G_T \sin \alpha_c \sin \beta_1;$$

$$m_T (\ddot{\pi}_2 + \ddot{\pi}_1 - \ddot{\pi}_3) = (R_{k11} - F_{f11}) \sin \alpha_{n1} - R_{\delta 11} \cos \alpha_{n1} + M_c + R_{\delta 21} - R_{\delta 22} - G_T \sin \alpha_c \sin \beta_1;$$

$$m_T \rho_T^2 \ddot{\pi}_3 = \left[-(R_{k11} - F_{f11}) \cos \alpha_{n1} - R_{\delta 11} \sin \alpha_{n1} \right] + \left[(R_{k11} - F_{f11}) \sin \alpha_{n1} + R_{\delta 11} \cos \alpha_{n1} \right] + M_c + (R_{\delta 21} - R_{\delta 22}) b,$$

где m_T – масса трактора; ρ_T – радиус инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс.

Касательные силы тяги, силы сопротивления качению и боковые реакции колес определяются по известным из теории трактора зависимостям [7].

Момент сопротивления повороту пахотного агрегата достигает максимального значения, когда одно из ведущих задних колес заторможено на месте, второе выполняет функции ведущего, а сменное опорно-маневровое колесо работает в ведущем (или ведомом) режиме, совершая движение по круговой траектории. Передние управляемые колеса при этом выведены из контакта с опорной поверхностью (рис. 1). Для определения момента сопротивления повороту заторможенного колеса проведены полевые испытания на нахождение крутящего момента штампа в виде сегмента колеса [8–10]. Полученные результаты обработаны и представлены в виде графика зависимости момента сопротивления от нагрузки [11].

Местность, на которой работают машинно-тракторные агрегаты, зачастую имеет переменный по величине крен. В условиях средней полосы России и Беларуси, особенно в районах с возвышенностями до 350–370 м над уровнем моря (например, Минская, Валдайская, Смоленско-Московская и др.), участки с наклоном 3° – 10° составляют 17–24 % от общей пахотной площади, что в абсолютном исчислении выражается миллионами гектаров [12]. Поэтому появляется необходимость рассмотреть устойчивость на повороте тракторного агрегата с опорно-маневровым устройством.

Под поперечной устойчивостью машины понимают ее способность сохранять заданное движение без опрокидывания, заноса или сползания на уклоне. Работа трактора в поперечном направлении склона характеризуется рядом особенностей, создающих опасность опрокидывания. Поперечная статическая устойчивость трактора характеризуется предельным углом поперечной статической устойчивости (крена) (рис. 4), при котором трактор может стоять, не опрокидываясь:

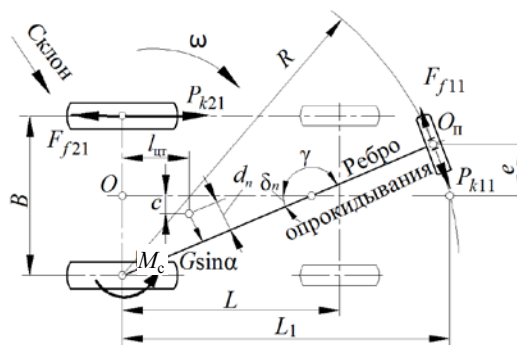
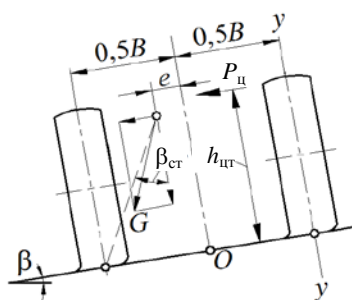


Рис. 4. Схема поворота тракторного агрегата (трехопорная): B – колея задних ведущих колес; c – смещение центра тяжести относительно продольной оси; O – центр заднего моста; e – эксцентриситет опорного колеса; ω – угловая скорость поворота; $l_{цг}$ – расстояние до центра тяжести; d_n – плечо опрокидывания; $\beta_{ст}$ – предельный угол поперечной статической устойчивости; β – угол наклона опорной поверхности; $P_{ц}$ – центробежная сила; $h_{цг}$ – высота центра тяжести; G – сила тяжести; δ_n – угол опрокидывания; γ – то же наклона ребра опрокидывания; R – радиус поворота

Fig. 4. Scheme of tractor unit turning (three-points): B – track of rear driving wheels; c – center-of-gravity shift relatively to longitudinal axis; O – center of rear axle; e – eccentricity of supporting wheel; ω – angular rate of turning; $l_{цг}$ – distance to gravity center; d_n – turnover lever; $\beta_{ст}$ – critical angle of transverse static stability; β – inclination angle of supporting surface; $P_{ц}$ – centrifugal force; $h_{цг}$ – height of gravity center; G – gravity force; δ_n – turnover angle; γ – edge turnover inclination angle; R – turning radius

Предельный угол поперечной статической устойчивости

$$\beta_{ст} = \arctg \frac{0,5B \pm c}{h_{цг}}$$

и, не сползая вниз:

$$\beta_{\phi} = \arctg \phi_Z,$$

где ϕ_Z – коэффициент сцепления колес с почвой в боковом направлении.

Самое сложное для пахотного агрегата с трехопорной ходовой системой – это движение по косогору с углом $\delta = 180^\circ - \gamma$ в тот момент, когда ребро опрокидывания будет параллельно горизонтали опорной поверхности. Предельный угол поперечной статической устойчивости определяется при этом из уравнения (рис. 4)

$$\tg \beta_{ст} = \frac{d_n}{h_{цг}},$$

где

$$d_n = [(L_1 - h_{цг}) \tg \delta_n - c] \cos \delta_n.$$

Ширина профиля шины в расчете на устойчивость не учтена в связи с ее торообразной формой в поперечном сечении, создающей эффект обката при опрокидывании, а также ввиду относительно небольшой радиальной деформации

по сравнению с вертикальной координатой центра тяжести.

Наиболее опасным будет поворот вокруг оси yy с максимальной скоростью при минимальном радиусе поворота $R_{пов} = B/2$. При этом центробежная сила $P_{ц}$ создаст опрокидывающий момент вокруг точки O .

Критический угол склона при повороте с равномерной скоростью v без учета скольжения в первом приближении

$$\tg \beta_k \approx \tg \beta_{ст} - \frac{v^2}{gR}.$$

При работе на наклонной поверхности критический угол меньше статического. По условиям скольжения величина этого угла будет равна

$$\tg \beta_k \approx \phi - \frac{v^2}{gR}.$$

При небольшой скорости (0,5–2,0 м/с) на критических углах склона радиус поворота меняет свои значения, что видно из зависимости на рис. 5.

Продольная устойчивость пахотного агрегата с опорно-маневровым устройством имеет смысл рассматривать только при движении на подъем, когда ребро опрокидывания проходит через точки контакта задних колес с опорной поверхностью (рис. 6).

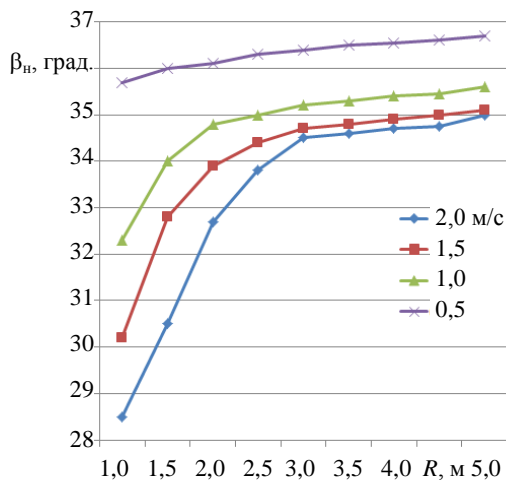


Рис. 5. Зависимость предельного угла поперечного крена от радиуса поворота для трактора Т-25 с опорно-маневровым устройством при увеличении скорости движения

Fig. 5. Dependence of lateral pitch limiting angle on turning radius for tractor T-25 with supporting and maneuvering device while increasing motion speed

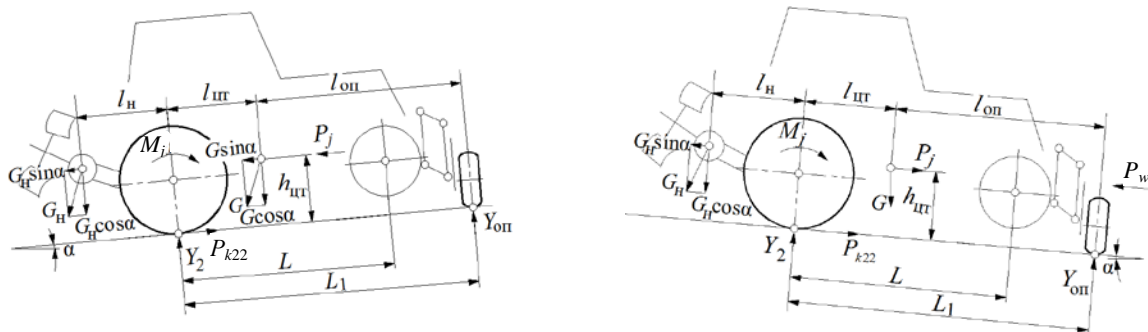


Рис. 6. Схема сил при движении трактора по круговой траектории на наклонной поверхности:

$l_{цт}$ – расстояние до центра тяжести; $l_{оп}$ – то же от центра тяжести до опорного колеса; $l_{н}$ – расстояние от центра тяжести до навесного устройства; α – угол подъема опорной поверхности; $G_{н}$ – сила тяжести навесного устройства; M_j – момент инерции колеса; $Y_2, Y_{оп}$ – нормальные реакции заднего и опорного колес; P_j – равнодействующая всех сил инерций агрегата; P_w – сила сопротивления воздуха

Fig. 6. Scheme of forces during tractor motion along circular trajectory on sloping surface:

$l_{цт}$ – distance to gravity center; $l_{оп}$ – distance from gravity center to supporting wheel; $l_{н}$ – distance from gravity center to linkage; α – lifting angle of supporting surface; $G_{н}$ – linkage gravity force; M_j – inertia moment of wheel; $Y_2, Y_{оп}$ – normal reactions of rear and supporting wheels; P_j – resultant of all unit inertia forces; P_w – force of air resistance

При движении на спуск возможно только боковое опрокидывание под действием центробежной силы вокруг ребра опрокидывания, проходящего через точки контакта ведущего и опорно-маневрового колес. Условие статического опрокидывания тракторного агрегата является снижение опорной реакции на опорном поворотном колесе до нуля: $G \sin \alpha h_{цт} > G \cos \alpha l_{цт}$. Тогда угол подъема α , при котором возможно опрокидывание в сторону плуга (опора на плуг) (рис. 6):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l_{цт}}{h_{цт}}$$

Для современных колесных тракторов максимальное значение угла подъема α находится в пределах 45° , а $\operatorname{tg} \alpha = 1$. Однако это условие может быть нарушено вследствие перераспределения нагрузок между осями трактора при агрегатировании с навесным орудием (плугом) и дополнительным устройством на передней навесной системе. Для выполнения условия продольной устойчивости высота общего центра тяжести всего агрегата не должна превышать расстояние от центра тяжести до задней оси трактора. При движении тракторного агрегата на подъем возможен случай, когда сползание колеса вследствие буксования может наступить раньше, чем опрокидывание. Сила

сцепления ведущего колеса агрегата при одном заторможенном колесе

$$G_{\text{сц}} = G \cos \alpha \varphi \frac{l_{\text{оп}}}{L_1},$$

где φ – коэффициент сцепления; L_1 – продольная база агрегата до опорного колеса.

Угол, при котором возможно сползание под воздействием продольной составляющей силы тяжести, равен

$$G \sin \alpha = \frac{G \cos \alpha \varphi l_{\text{оп}}}{L_1},$$

$$\text{откуда } \operatorname{tg} \beta = \frac{l_{\text{оп}} \varphi}{L_1}.$$

При повороте вниз по склону (рис. 5) продольная составляющая силы тяжести будет направлена вниз по склону. Условием станет разгрузка задних колес до нуля. Тогда $G \sin \alpha h_{\text{цт}} > G \cos \alpha l_{\text{оп}}$, а угол подъема, при котором возможно опрокидывание агрегата в сторону передних управляемых колес (что справедливо для четырехопорной схемы), определится по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l_{\text{оп}}}{h_{\text{цт}}}.$$

Возможность сползания агрегата вниз по склону вследствие недостаточного сцепления колес с опорной поверхностью определяется из зависимости

$$G \sin \alpha = \frac{G \cos \beta \varphi l_{\text{цт}}}{L_1},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l_{\text{цт}} \varphi}{L_1}.$$

Сползание при движении вниз по склону возможно при меньших значениях α , так как $l_{\text{оп}} > l_{\text{цт}}$. При преодолении подъема универсально-пропашной трактор сохраняет управляемость в том случае, если нормальная реакция на передние колеса будет не менее $Y_n = (0,15 - 0,20) G \cos \alpha$. Тогда критический угол подъема по управляемости

$$\alpha_{1\text{к.уп}} = \operatorname{arctg}(0,12 - 0,24) \frac{L_1}{h_{\text{цт}}}.$$

Условие управляемости при этом обеспечивается, если при повороте на угол ψ $f_\alpha \operatorname{tg} \psi \leq \sqrt{\varphi^2 - f_\alpha^2}$, где f_α – коэффициент сопротивления качению на подъеме.

Чтобы определить критический угол подъема по сцепным качествам трактора с колесной формулой 4×2, движущегося без навесной машины и балластного груза, следует определить максимально возможное значение тягового усилия

$$P_k = \varphi Y_2 = \varphi \frac{G(L_1 - l_{\text{цт}}) \cos \alpha + G h_{\text{цт}} \sin \alpha}{L_1},$$

силу сопротивления качению $P_f = G f_\alpha \cos \alpha$ и составить тяговый баланс $P_k \geq P_f + G \sin \alpha$. После подстановки и преобразований получим

$$\operatorname{tg} \alpha_{1\text{к}\varphi} \leq \frac{\varphi(L_1 - l_{\text{цт}}) - f_\alpha L_1}{L_1 - \varphi h_{\text{цт}}}.$$

Таким образом, для ориентировочных расчетов следует определять предельный угол статической устойчивости на уклоне

$$\operatorname{tg} \alpha_{2\text{ст}} = \frac{L_1 - l_{\text{цт}}}{h_{\text{цт}}}.$$

ВЫВОДЫ

1. Проведенное математическое описание основных параметров поворота универсально-пропашного трактора со сменным опорно-маневровым устройством позволило получить выражение, которое положено в предлагаемую методику определения оптимального минимального радиуса поворота. Таким образом, при оснащении тракторного агрегата сменным дополнительным опорно-маневровым устройством поворот его будет осуществляться на месте, вокруг заторможенного одного из задних колес. Технологический процесс организуется в конце гона на разворотной полосе с минимальными габаритами, что особенно актуально на мелкоконтурных полях и в других стесненных условиях. Предложенное решение облада-

ет патентной новизной и не требует изменения серийной конструкции трактора.

2. Математическое моделирование поворота трактора со сменным опорно-маневровым устройством позволяет на основе численных исследований установить оптимальные силы и моменты в процессе осуществления поворота с минимальным радиусом. Разработанная математическая модель движения трактора описывает траекторию движения пахотного агрегата в момент поворота со сменным опорно-маневровым устройством. Исследовано влияние продольной и поперечной устойчивости на пахотный агрегат.

3. Применение сменного опорно-маневрового устройства уменьшает ширину разворотной полосы на 50 %, а также снижает время на разворот на 35 % на мелкоконтурных полях, увеличивая тем самым сменную производительность и полезную площадь под сельскохозяйственные культуры. Так, при выполнении гладкой пахоты поля площадью 3,9 га при длине гона 200 м универсально-пропашной трактор с рабочей шириной захвата 1,6 м со сменным опорно-маневровым устройством увеличит полезную площадь поля за семичасовую смену (за счет сокращения ширины разворотных полос) на 539 м².

ЛИТЕРАТУРА

1. Зелёный, П. В. Комбинированный поворот колесного трактора на гладкой пахоте / П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич, О. К. Щербакова // Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: доклады Междунар. науч. техн. конф., Минск, 11–14 февр. 2009 г. / Бел. гос. агр. техн. ун-т; редкол. А. В. Кузьмицкий [и др.]. Минск: БГАТУ, 2009. С. 475–479.
2. Яцкевич, В. В. О повороте колесных машин с минимальным радиусом / В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный, О. К. Щербакова // Перспективные направления проектирования, строительства и эксплуатации дорог, мостов и подземных сооружений: материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 90-летию БНТУ, Минск, 21–22 окт. 2010 г. / Бел. нац. техн. ун-т; редкол.: И. И. Леонович [и др.]. Минск: БНТУ, 2010. Ч. 2. С. 103–108.
3. Трактор для гладкой пахоты отвальным плугом (Сельскохозяйственный трактор): пат. № 14694 Респ. Беларусь, МПК6 А 01В 49/04, В 62В 49/06 / П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич, В. П. Бойков, О. К. Щербакова; заявитель Бел. нац. техн. ун-т. № а 20090463; заявл. 30.03.2009; опубл. 30.08.2011 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2011.

4. Трактор: пат. № 18988 Респ. Беларусь, МПК А 01В 35/32 В 62D 49/00 В 62D 61/12 / П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич, О. К. Щербакова; заявитель Бел. нац. техн. ун-т. № а 20111763; заявл. 19.12.2011; опубл. 11.11.2014 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2015.
5. Трактор для гладкой пахоты оборотным отвальным плугом: пат. № 18990 Респ. Беларусь, МПК А 01В 35/32 В 62D 49/00 В 60К 17/32 / П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич, О. К. Щербакова; заявитель Бел. нац. техн. ун-т. № а 20120055; заявл. 16.01.2012; опубл. 11.11.2014 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2015.
6. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. Минск: ДизайнПРО, 1997. 640 с.
7. Тракторы: теория / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 383 с.
8. Щербакова, О. К. Об уменьшении радиуса поворота сельскохозяйственного колесного трактора / О. К. Щербакова, П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич // Инновации в науке, промышленности и образовании: материалы науч.-техн. конф. молодых ученых, Витебск, 28–29 окт. 2010 г. Витебск: ВГТУ, 2010. С. 21–25.
9. Щербакова, О. К. Об устойчивости тракторного агрегата на повороте / О. К. Щербакова, В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 17–18 нояб. 2011 г. / редкол.: И. С. Сазонов и [др.]. Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2011. С. 45–51.
10. Щербакова, О. К. Минимизация поворотного пути колесного тракторного агрегата на гладкой пахоте / О. К. Щербакова, В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный // Приводная техника. 2012. № 5. С. 50–61.
11. Яцкевич, В. В. Реверсирование курса тракторного агрегата на гладкой пахоте / В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный, О. К. Щербакова // Наука и техника. 2012. № 1. С. 56–60.
12. Кринко, М. С. Системный анализ эффективности скоростных тракторов в сложных полевых условиях / М. С. Кринко. Минск: Наука и техника, 1980. 208 с.

Поступила 02.04.2015

Подписана в печать 15.06.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Zeleniy P. V., Jatskevich V. V., Scherbakova O. K. (2009) Combined Twist on a Smooth Wheeled Tractor Plowing. *Traktory, Avtomobili, Mobilnye Energeticheskie Sredstva: Doklady Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii, 11–14 Fevralya 2009 g.* [Tractors, Cars, Mobile Power Tools: Reports International Scientific and Technical Conference, February, 11–14 2009], Minsk: BSATU, 475–479 (in Russian).
2. Jatskevich V. V., Zeleniy P. V., Scherbakova O. K. (2010) About the Turn of Wheeled Vehicles with a Minimum

- Radius. *Perspektivnye Napravleniya Proektirovaniya, Stroitelstva i Ekspluatatsii Dorog, Mostov i Podzemnykh Sooruzheniy: Materialy Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii, Posviashchennoi 90th BNTU, 21–22 Oktiabrya 2010 g.* [Perspective Directions of Design, Construction and Maintenance of Roads, Bridges and Underground Structures, Devoted to the 90th BNTU, Proceedings of International Scientific and Practical Conference, October 21–22 2010], Minsk: BNTU, Part 2, 103–108 (in Russian).
3. Zeleniy P. V., Jatskevich V. V., Bojkov V. P., Scherbakova O. K. (2011) Tractor for a Smooth Plowed Land a Dump Plow (An agricultural Tractor). Patent Republic of Belarus No 14694 (in Russian).
 4. Zeleniy P. V., Jatskevich V. V., Scherbakova O. K. (2015) Tractor. Patent Republic of Belarus No 18988 (in Russian).
 5. Zeleniy P. V., Jatskevich V. V., Scherbakova O. K. (2015) Tractor for Smooth Moldboard Plow Tillage Negotiable. Patent Republic of Belarus No 18990 (in Russian).
 6. Tarasik V. P. (1997) *Mathematical Modeling of Technical Systems*. Minsk, DizajnPRO. 640 (in Russian).
 7. Guskov V. V., Velev N. N., Atamanov Iu. E., Bocharov N. F., Ksenevich I. P., Solonskii A. S. (1988) *Tractor. Theory*. Minsk, Mashinostroenie. 383 (in Russian).
 8. Scherbakova O. K., Zeleniy P. V., Jatskevich V. V. (2010) Reduction of Radius of Turn of an Agricultural Wheel Tractor. *Innovazii v Nauke, Promyshlennosti i Obrazovanii: Materialy Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii Molodykh Uchenykh 28–29 Oktiabrya 2010 g. Sbornik Statei* [Innovations in Science, the Industry and Education: Proceedings of Scientific and Technical Conference Young Scientists, October, 28–29 2010. Collected Works], Vitebsk: Vitebsk State Technological University, 21–25 (in Russian).
 9. Scherbakova O. K., Zeleniy P. V., Jatskevich V. V. (2011) Stability of the Tractor Unit on Turn. *Novye Materialy, Oborudovanie i Tekhnologii v Promyshlennosti: Materialy Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii Young Scientists 17–18 Noyabrya 2010 g. Sbornik Statei* [New Materials, the Equipment and Technologies in the Industry: Proceedings of Scientific and Technical Conference Young Scientists, November, 17–18 2010. Collected Works], Mogilev: Belarusian-Russian University, 45–51 (in Russian).
 10. Scherbakova O. K., Zeleniy P. V., Jatskevich V. V. (2012) Minimization of a Rotary Way of the Wheel Tractor Unit on a Smooth Plowed Land. *Privodnaya Tekhnika* [Drive Technology], (5), 50–61 (in Russian).
 11. Jatskevich V. V., Zeleniy P. V., Scherbakova O. K. (2012) Course Reversal of Tractor Unit on Flat Ploughing. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], (1), 56–60 (in Russian).
 12. Krinko M. S. (1980) *System Analysis Effektivnost the High-Speed Tractor in Difficult Field Conditions*. Minsk, Nauka i Tekhnika. 208 (in Russian).

Received: 02.04.2015

Accepted: 15.06.2015

Published online: 24.05.2016