

УДК 623.413.004

А.А. Марченко, инженер,
А.Г. Зухба, ст. научн. сотр.

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Большинство современных землеройных машин непрерывного действия в связи с конструкцией рабочего органа, навески и других причин склонны к боковому уходу от направления движения [1]. Это приводит к таким негативным последствиям, как потеря скорости движения, увеличение непроизводительных затрат мощности и времени, что приводит к увеличению себестоимости выполняемых земляных работ и расхода нефтепродуктов, уменьшение надежности работы отдельных агрегатов и машины в целом и т.д. В связи с этим, особенно важным, является определение курсовой устойчивости землеройной машины на этапе рабочего проектирования. При этом возникает необходимость оценки курсовой устойчивости машины с учетом грунтового фона и скорости ее движения [2].

Основными параметрами для оценки курсовой устойчивости землеройных машин непрерывного действия, которые предложены авторами, являются:

- отношение фактически пройденного машиной пути к длине линейного участка трассы (по заданному направлению движения):

$$\frac{L}{l} = \frac{R}{2 \cdot \sqrt{R \cdot [\Delta] - [\Delta]^2}} \cdot \arctg \left(\frac{2 \cdot \sqrt{R \cdot [\Delta] - [\Delta]^2}}{R - 2 \cdot [\Delta]} \right); \quad (1)$$

- временные отрезки между управляющими воздействиями, которые выполняет оператор при возвращении машины на заданный курс движения:

$$\Delta \tau = \frac{2 \cdot R}{V_m} \cdot \arctg \left(\frac{2 \cdot \sqrt{R \cdot [\Delta] - [\Delta]^2}}{R - 2 \cdot [\Delta]} \right); \quad (2)$$

- частота включения управляющих воздействий оператором для корректировки курса машины:

$$n = \frac{1}{\Delta \tau}. \quad (3)$$

Как видно из приведенных формул параметрами, применяемыми при оценке движения машины с боковым уходом, являются:

- величина допустимого отклонения от намеченной трассы $[\Delta]$;
- рабочая скорость движения землеройной машины (при прямолинейном движении) V_m ;
- произвольный радиус поворота машины R .

Первый параметр характеризует возможность отклонения и его предельную величину в зависимости от вида и типа коммуникаций (газо-, водопроводы, линии связи и т. д.) и задается в техническом задании. Второй – определяется на основе математического моделирования работы землеройных машин непрерывного действия (например, по методике авторов [3]). Третий параметр, в существующих работах [4, 5] задается на основе опытных данных, что на этапе рабочего проектирования новых машин является неприемлемым.

Целью данной работы является нахождение общих зависимостей, описывающих произвольный радиус поворота с учетом физических условий взаимодействия движителя и рабочего органа с грунтом и конструктивных особенностей машины.

Для этого рассмотрим процесс движения землеройной машины непрерывного действия при боковом уходе (по криволинейной траектории) (рис. 1).

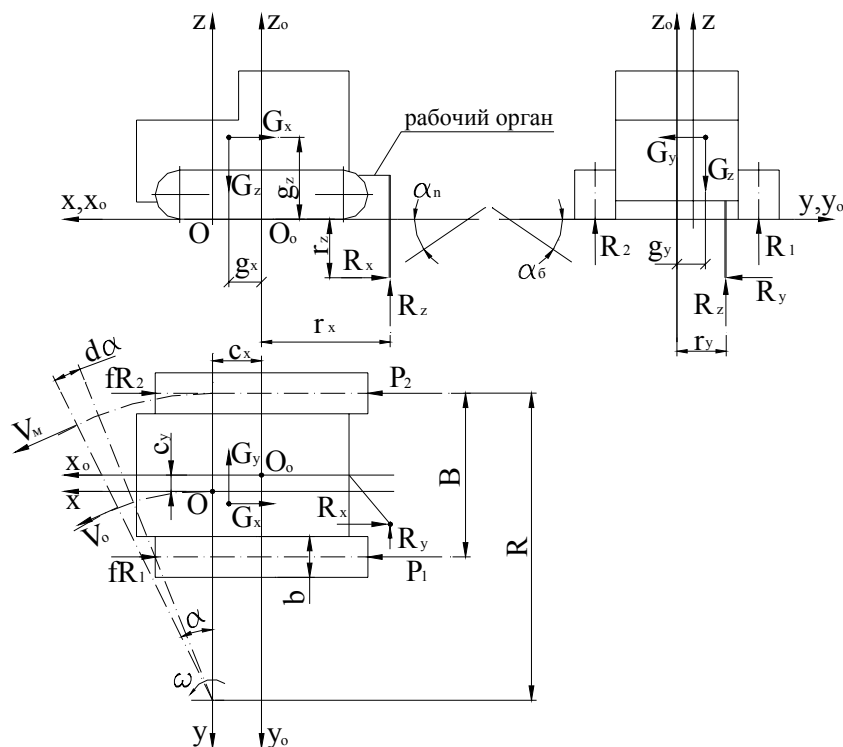


Рис. 1. Схема сил и реакций, действующих на землеройную машину непрерывного действия при ее боковом уводе

Если агрегат отклоняется от заданного прямолинейного направления OX , то при установившемся уводе на криволинейном участке ds , соответствующем углу поворота $d\alpha$, будет выполнена элементарная работа:

$$dA_s = dA_n + dA_\mu + dA_\delta + dA_p, \quad (4)$$

где dA_n - работа, связанная с преодолением сопротивлений на перемещение землеройной машины непрерывного действия (в рабочем или транспортном режиме); dA_μ - работа, связанная с преодолением сопротивления повороту машины на угол $d\alpha$; dA_δ - работа, связанная с буксованием отстающей гусеницы; dA_p - работа, связанная с активизацией рабочего органа.

При криволинейном движении машины работа касательной силы тяги P_K движителей на элементарном участке пути ds составляет:

$$dA_n = P_K \cdot ds. \quad (5)$$

Дополнительные затраты энергии dA_μ могут быть определены по зависимости:

$$dA_\mu = M_c \cdot d\alpha, \quad (6)$$

где M_c - реактивный момент сопротивления повороту на опорных элементах гусеничного движителя.

Третья составляющая формулы (4) обусловлена самой кинематикой криволинейного движения. При неуправляемом повороте машины на угол $d\alpha$ наружный движитель (здесь и далее – по отношению к центру поворота машины) пройдет путь $R \cdot d\alpha$, а внутренний – $(R - B) \cdot d\alpha$. Такое явление возможно только в том случае, если внутренний движитель будет пробуксовывать относительно наружного на величину



$R \cdot d\alpha - (R - B) \cdot d\alpha$. Считая, что наружный движитель не пробуксовывает и его скорость равна скорости прямолинейного движения машины, работа, связанная с буксованием, описывается формулой: $dA_\delta = P_1 \cdot (R \cdot d\alpha - (R - B) \cdot d\alpha) \cdot d\alpha = P_1 \cdot B \cdot d\alpha$, (7)

где P_1 - касательная сила тяги на внутреннем движителе; R - радиус произвольного поворота (кривизны траектории) по наружному движителю; B - база машины.

Работа, связанная с активизацией рабочего органа, определяется для его конкретного типа. Например, для пальцефрезерного рабочего органа она может быть определена по формуле: $dA_p = d\varphi_{\Phi P} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}$, (8)

где $d\varphi_{\Phi P}$ - угол поворота фрезы за время поворота машины на угол $d\alpha$; M_{Ri} - реактивный момент создаваемый i -м резцом; n - количество резцов [6].

Уравнение (4) можно переписать в виде:

$$dA_s = P_K \cdot ds + M_c \cdot d\alpha + P_1 \cdot B \cdot d\alpha + d\varphi_{\Phi P} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}. \quad (9)$$

Произведя интегрирование и сделав допущение, что криволинейное движение представляет собой установившееся по дуге окружности (что как правило имеет место), получим зависимости для определения затрат энергии A_s и мощности N :

$$A_s = P_K \cdot s + M_c \cdot \alpha + P_1 \cdot B \cdot \alpha + \varphi_{\Phi P} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}, \quad (10)$$

$$N = P_K \cdot V_o + M_c \cdot \omega + P_1 \cdot B \cdot \omega + \omega_{\Phi P} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}, \quad (11)$$

где ω - угловая скорость произвольного поворота; $\omega_{\Phi P}$ - угловая скорость вращения активного рабочего органа (пальцевой фрезы); V_o - скорость центра приложения нормальной (суммарной) реакции землеройной машины при криволинейном движении, с учетом принятых допущений, будет определяться зависимостью:

$$V_o = V_m \cdot \left(1 - \frac{B/2 + c_y}{R} \right), \quad (12)$$

где c_y - величина смещения центра приложения нормальной (суммарной) реакции (точка O) от центра опорной поверхности (точка O_o), относительно оси координат OY .

Тогда реактивная мощность нагружения двигателя базовой машины будет равна:

$$N_{np} = \frac{P_K \cdot V_o + M_c \cdot \omega + P_1 \cdot B \cdot \omega}{\eta_T} + \frac{\omega_{\Phi P} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}}{\eta_{PO}}. \quad (13)$$

Приравняв ее к мощности двигателя $N_{ДВС} \cdot k_{заг}$ [3], из формулы (13) получим значение угловой скорости произвольного поворота:

$$\omega = \frac{\left(N_{ДВС} \cdot k_{заг} - \frac{\omega_{\Phi P} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}}{\eta_{PO}} \right) \cdot \eta_T - P_K \cdot V_o}{M_c + P_1 \cdot B}, \quad (14)$$

где $k_{заг}$ - коэффициент загрузки двигателя, при его работе в режимах отличных от номинального.

Для определения неизвестных компонент в формуле (14) рассмотрим физическую картину движения землеройной машины с боковым уводом (рис. 1). Увод землеройной

машины от заданного направления движения создается реактивной силой R_{PO} действующей на рабочий орган землеройной машины при ее работе (на рисунке изображены три проекции R_x , R_y , R_z данной силы на соответствующие оси координат), а также силой веса землеройной машины G (соответственно, G_x , G_y , G_z). При этом оси координат X , Y , Z ориентированы так, что оси X и Y расположены в опорной плоскости машины, положение которой в пространстве определяется продольным (курсовым) углом уклона α_n и поперечным уклоном α_δ девиации по отношению к горизонту. Первоначально заданным считается движение параллельное продольной оси машины (ось OX). Сила R_{PO} , ее проекции на оси координат и точка приложения, могут быть определены существующими методами расчета для конкретного типа рабочего органа, принятого в конструкции проектируемой машины (например, для пальцевой фрезы по [6]). Сила веса G и точка ее приложения – предварительно рассчитываются на стадии проектирования. Ее проекции на соответствующие оси координат определяются по формулам:

$$G_x = G \cdot \sin \alpha_n; \quad (15)$$

$$G_y = G \cdot \sin \alpha_\delta; \quad (16)$$

$$G_z = G \cdot (1 - \sin^2 \alpha_n - \sin^2 \alpha_\delta)^{0.5}. \quad (17)$$

r_x , r_y , r_z и g_x , g_y , g_z - координаты точек приложения относительно центра опорной поверхности машины (точка O_o) реактивной силы R_{PO} и сила веса G , соответственно.

Тогда касательная сила тяги может быть определена из формулы:

$$P_K = P_1 + P_2 = G_x + R_x + f \cdot (R_1 + R_2), \quad (18)$$

где P_1 и P_2 - касательная сила тяги на внутреннем и наружном движителе, соответственно; R_1 и R_2 - нормальная реакция грунта на внутреннем и наружном движителе, соответственно.

Согласно рис. 1 касательные силы тяги P_1 и P_2 определяются по зависимостям:

$$P_1 = \frac{1}{B} \cdot \left(G_x \cdot \left(\frac{B}{2} + g_x \right) + G_y \cdot (c_x - g_x) + R_x \cdot \left(\frac{B}{2} + r_y \right) + R_y \cdot (r_x + c_x) \right) + f \cdot R_1, \quad (19)$$

$$P_2 = \frac{1}{B} \cdot \left(G_x \cdot \left(\frac{B}{2} - g_x \right) - G_y \cdot (c_x - g_x) + R_x \cdot \left(\frac{B}{2} - r_y \right) - R_y \cdot (r_x + c_x) \right) + f \cdot R_2, \quad (20)$$

где f - коэффициент сопротивления перемещению движителя; c_x и c_y - величины смещения центра приложения нормальной (суммарной) реакции (точка O) от центра опорной поверхности (точка O_o), относительно соответствующих осей координат.

Центр приложения нормальной (суммарной) реакции землеройной машины совпадает с центром давления данной машины на опорную поверхность (XY). Тогда его положение относительно центра опорной поверхности описывается зависимостями:

$$c_x = \frac{R_z \cdot r_x + R_x \cdot r_z + G_z \cdot g_x - G_x \cdot g_z}{G_z - R_z}; \quad (21)$$

$$c_y = \frac{R_y \cdot r_z - R_z \cdot r_y + G_z \cdot g_y - G_y \cdot g_z}{G_z - R_z}. \quad (22)$$

Имея в виду, что ширина опорного элемента $b \ll B$, нормальные реакции грунта R_1 и R_2 определим в виде:

$$R_1 = \frac{1}{B} \cdot \left(G_z \cdot \left(\frac{B}{2} + g_y \right) - G_y \cdot g_z - R_z \cdot \left(\frac{B}{2} + r_y \right) + R_y \cdot r_z \right); \quad (23)$$

$$R_2 = \frac{1}{B} \cdot \left(G_z \cdot \left(\frac{B}{2} - g_y \right) + G_y \cdot g_z - R_z \cdot \left(\frac{B}{2} - r_y \right) - R_y \cdot r_z \right). \quad (24)$$

Неуказанные компоненты в формуле (14) (реактивный момент сопротивления повороту M_c) можно определить по методике предложенной в [4].

Подставив полученные по формулам (15)...(24) значения в зависимость (13) и с учетом того, что произвольный радиус поворота наружного движителя можно описать зависимостью: $R = \frac{V_m}{\omega}$. (25)

Из формул (14) и (25), с учетом (12) получим расчетную формулу для его определения: $R = \frac{V_m \cdot (M_c + P_1 \cdot B - P_K \cdot (B/2 + c_y))}{\left(N_{ДВС} \cdot k_{заг} - \frac{\omega_{ФР} \cdot \sum_{i=1}^n M_{Ri}}{\eta_{PO}} \right) \cdot \eta_T - P_K \cdot V_m}$. (26)

Таким образом, получены конечные выражения, которые позволяют напрямую определить величины произвольного радиуса поворота землеройной машины непрерывного действия (в плане) и ее угловую скорость, что необходимо для оценки показателей курсовой устойчивости на этапе рабочего проектирования. Выполненные теоретические исследования, являются новыми, так как в совокупности учитывают:

- условие силового и энергетического балансов при работе машины с рабочими органами активного или пассивного типа;
- смещение центра приложения нормальной (суммарной) реакции грунта к движителям базовой машины относительно геометрического центра площади их опирания;
- пространственную ориентацию реактивного сопротивления на произвольно взятом рабочем органе.

Решение получено при допущении о буксовании в процессе произвольного поворота машины только ее внутреннего (по отношению к центру поворота) движителя, что принципиально соответствует действительности. Полученные выражения на этапе рабочего проектирования позволяют оценить курсовую устойчивость землеройных машин непрерывного действия и, в случае необходимости, предпринять научно обоснованные меры по ее повышению.

Список литературы

1. Баладинский В. Л., Зухба А. Г., Марченко А. А. Проблемы совершенствования курсовой устойчивости траншейных машин. //Гірн., будів., дор. і меліорат. машини. / Респ. міжвід. науково-техн. збірник.- К.: вип. 51.- 1997.- с. 53- 55.
2. Зухба А. Г., Марченко А. А. Оценочные показатели курсовой устойчивости землеройных машин для прокладки коммуникаций. //Гірн., будів., дор. і меліорат. машини. / Респ. міжвід. науково-техн. збірник.- К.: вип. 54.- 1999.- с. 94- 98.
3. Зухба А. Г., Марченко А. А. Моделирование работы ножевых кабелеукладчиков для предварительных технико-экономических расчетов в чрезвычайных ситуациях. // Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій: Збірник наукових статей, Випуск 3.- К.: МНС України, КНУБА.- 1999.- с. 101- 105.
4. Кутьков Г. М. Тяговая динамика тракторов. - М.: Машиностроение, 1980.- 215с.
5. Домки Э. Р. Увеличение энергетических затрат на выполнение траншейных работ гусеничными землеройными машинами непрерывного действия при их боковом уводе.// Труды ГПИ, т. XXVI, вып. 1, Горький.- 1970.- с. 24- 28.
6. Зухба А.Г. Определение нагрузок на элементы навесок при проектировании пальцефрезерных траншеекопателей.// Горн., будів., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.-техн. зб.- К., 2000, вип. 55.- с. 95-101.