

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАСАТЕЛЬНЫХ СИЛ ТЯГИ ПРИ ПОВОРОТЕ ТРАКТОРА СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ

Александр Николаевич Беляев¹
Виталий Викторович Свистов²
Татьяна Владимировна Тришина¹

¹Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

²Российский государственный социальный университет, филиал в г. Воронеже

Целью выполненных исследований является вывод формул для определения касательных сил тяги на колесах трактора при криволинейном движении, что является актуальным, так как эти силы оказывают значительное влияние на поворачиваемость трактора, и от их величин зависит характер его движения. Криволинейное движение трактора изучают для определения таких эксплуатационных свойств, как управляемость и устойчивость для достижения желаемых характеристик движения. Объектом исследования выбран процесс криволинейного движения колесного трактора со всеми управляемыми колесами, осуществляющего поворот передних и задних колес в разные стороны относительно остова. В результате проведенного анализа выявлено, что у поставленной авторами задачи нет универсального решения ввиду сложности процессов, происходящих при взаимодействии эластичного колеса с деформируемой поверхностью грунта. Следовательно, существует необходимость поиска новых методов, которые могли бы достаточно точно описать различные режимы движения трактора по деформируемой поверхности под действием касательных сил тяги. Представляет интерес и характер распределения этих сил не только по мостам, но и по бортам трактора. Предложенные формулы дают возможность определить значения касательных сил тяги на каждом из колес трактора при повороте, что позволит как на стадии проектирования, так и в процессе его эксплуатации с достаточной точностью рассчитать кинематические параметры движения (траектории движения характерных точек, их радиусы поворотов, рациональные скорости движения на повороте и т.д.) и оценить влияние этих сил на другие динамические характеристики.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: трактор, поворот, криволинейное движение, касательная сила тяги.

DETERMINATION OF TANGENTIAL TRACTIVE FORCES AT TURN OF A TRACTOR WITH ALL STEERED WHEELS

Aleksandr N. Belyaev¹
Vitaliy V. Svistov²
Tatyana V. Trishina¹

¹Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great

²Russian State Social University, Voronezh Branch

The objective of the performed research is to develop formulas for the determination of tangential tractive forces on tractor wheels at curvilinear motion, which is a relevant issue since these forces produce a considerable impact on turnability of a tractor and the character of its motion depends on their values. Curvilinear motion of tractors is studied in order to determine such operational properties as steerability and stability for achieving the desirable characteristics of motion. The object of research was the process of curvilinear motion of a wheel tractor with all steered wheels performing a turn of front and rear wheels in different directions relative to its body frame. As a result of the performed analysis it was revealed that the task set by the authors did not have a universal solution due to the complexity of the processes occurring during the interactions between the elastic wheel and the soil surface being deformed. Hence, it is necessary to search for new methods that could rather precisely describe the different modes of tractor motion over the deformable surface under the influence of tangential tractive forces. It is also worth considering the character of distribution of these forces not only over the axles, but also the sides of the tractor. The proposed formulas allow defining the values of tangential tractive forces on each tractor wheel at turning, which is beneficial both at the design stage and in the process of operation. These formulas can be used for a more adequate calculation of kinematic parameters of motion (motion paths of characteristic points, their radii of turning, rational motion speeds at turning, etc.) and evaluation of the impact of these forces on other dynamic characteristics.

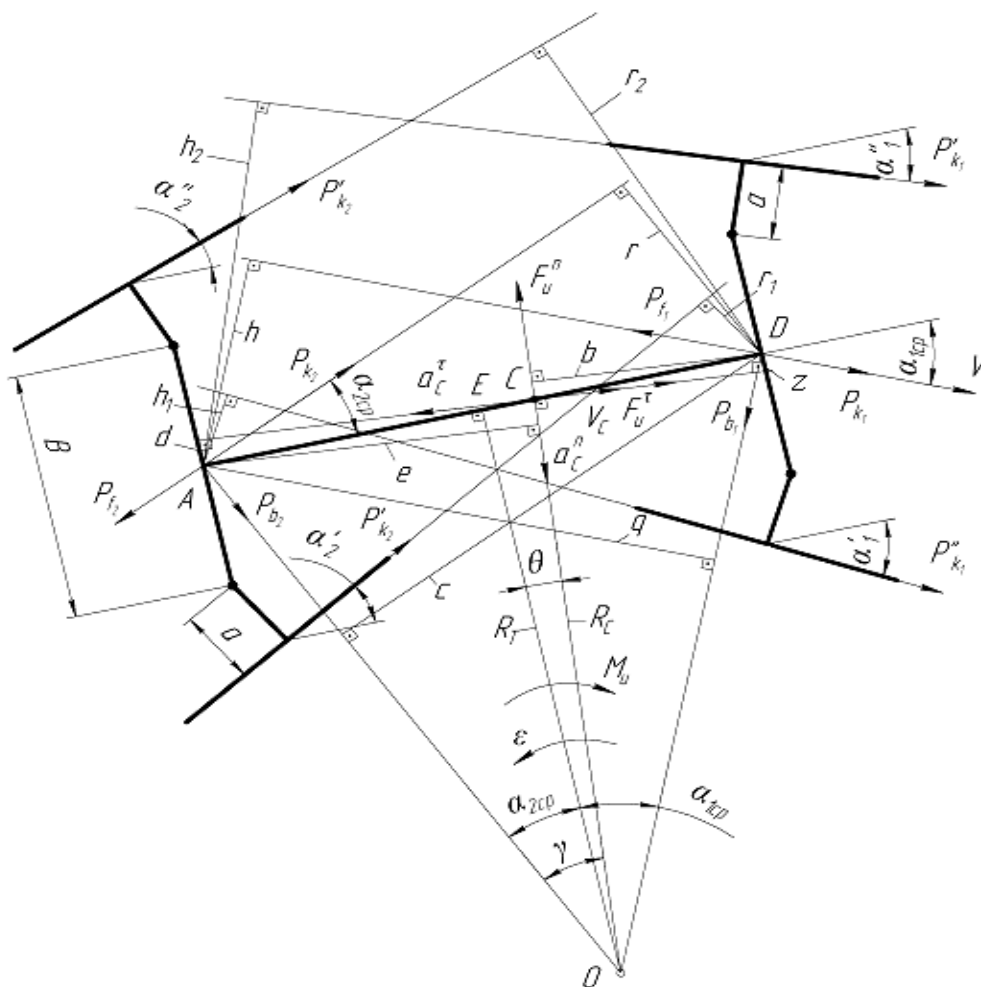
KEY WORDS: tractor, turn, curvilinear motion, tangential tractive force.

На стадии проектирования, доводки и испытания тракторов основное внимание уделяется номинальным (или максимально возможным) режимам функционирования. Изучению процессов эксплуатационных режимов, как правило, уделяется недостаточно внимание [4].

Криволинейное движение изучают, главным образом, для определения таких эксплуатационных свойств трактора, как управляемость и устойчивость движения. В каждой конкретной обстановке можно говорить о желаемом изменении или сохранении характеристик движения трактора. Для получения необходимых характеристик движения водитель воздействует на органы управления, в результате чего изменяются некоторые внешние силы, действующие на трактор в процессе движения.

Внешние силы, изменяемые водителем посредством воздействия на органы управления, называются управляющими силами. Управляющие силы ограничены по значению. Например, касательные силы тяги ведущих колес ограничены параметрами двигателя и трансмиссии, а также сцеплением колес с опорной поверхностью.

В качестве одного из основных параметров оценки управляемости и устойчивости применяют такой показатель, как удельная сила тяги, необходимая для совершения поворота. Под удельной силой тяги понимается отношение касательной силы тяги, развиваемой трактором, к эксплуатационной массе. По удельной силе тяги, необходимой для движения на повороте, оценивают тяговую возможность трактора при криволинейном движении [11]. Чем меньше удельная сила тяги, тем с меньшими затратами мощности, при прочих условиях, трактор движется криволинейно.



Кинематическая схема криволинейного движения трактора

По мнению авторов, в основе этого показателя лежит один из постулатов В.П. Горячкина: «...основная задача теории масс сельскохозяйственных машин и орудий – определить достаточную и необходимую величины массы рабочих органов орудия и двигателя с целью вместить возможно больше механической энергии в единицу массы» [5].

Следовательно, задача определения касательной силы тяги, действующей на колеса трактора при криволинейном движении, является весьма актуальной.

Известна методика определения касательных сил тяги P_{κ} , действующих на колеса трактора с передними управляемыми колесами при криволинейном движении (при повороте) [2].

В представленной статье в качестве объекта исследования выбран процесс криволинейного движения колесного трактора со всеми управляемыми колесами, осуществляющего поворот передними и задними управляемыми колесами относительно остова в разные стороны, ввиду его универсальности (см. рис.).

При работе ведущего колеса на него действуют следующие основные силы и моменты, оказывающие существенное влияние на кинематические и динамические характеристики трактора [10].

1. Колесо приводится во вращение требуемым крутящим (ведущим) моментом M_{κ} , вектор которого совпадает с вектором угловой скорости ω_{κ} , и нагружено необходимой продольной (касательной) силой тяги

$$P_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{r_D},$$

где r_D – динамический радиус колеса.

2. Сила сопротивления качению, которая представляет собой условную количественную характеристику сопротивления качению колеса

$$P_f = \frac{M_f}{r_D},$$

где M_f – крутящий момент сопротивления качению колеса.

Расчетные формулы для сил сопротивления качению P_f , выраженные через вертикальные реакции, возникающие на каждом движителе трактора при его повороте различными способами, авторами приведены в работах [2, 3].

3. Боковая сила P_b . Методики определения боковых сил, действующих на колеса трактора при его повороте различными способами, рассмотрены авторами в работах [2, 3], где учтены следующие кинематические и силовые инерционные характеристики согласно кинематической схеме поворота трактора (см. рис.):

- S_c – перемещение центра масс трактора на повороте;
- V_c – скорость центра масс трактора при повороте;
- a_c^n – нормальное (центростремительное) ускорение центра масс трактора при повороте;
- a_c^{τ} – тангенциальное ускорение центра масс трактора при вращении по некоторому мгновенному радиусу поворота R_c ;
- ε – угловое ускорение поворота трактора;
- F_u^{τ} – тангенциальная сила инерции;
- F_u^n – нормальная сила инерции;
- M_u – момент сил инерции.

Известны различные подходы к определению касательных сил тяги как при прямолинейном, так и при криволинейном движении трактора [2, 6, 7, 8, 9, 10, 11].

На поворачиваемость трактора существенное влияние оказывают и значение, и характер перераспределения тягового усилия между ведущими колесами, то есть схема

трансмиссии. При дифференциальном межосевом и межколесном приводах перераспределение тягового усилия постоянно и зависит от схемы дифференциала. При блокированном межосевом и межколесном приводах распределение тягового усилия переменнo и зависит от кинематики поворота [11].

Распределение сил тяги по ведущим мостам и колесам следующим образом влияет на поворачиваемость трактора.

1. Тяговые усилия ведущих колес изменяют коэффициенты сопротивления боковому уводу. В зависимости от значения и направления действия касательных усилий на колесах изменяется соотношение между углами увода колес и, следовательно, характер траектории движения и поворачиваемость трактора.

2. Блокирование межколесного дифференциала приводит к перераспределению при криволинейном движении тягового усилия между внутренним и наружным колесами моста, в результате чего возникает дополнительный момент сопротивления повороту, от которого зависят параметры траектории движения и поворачиваемость.

3. Касательные силы, действующие на управляемые колеса, вызывают боковые составляющие, влияющие на параметры траектории движения и поворачиваемость трактора.

Перечисленные выше факторы влекут за собой увеличение радиуса поворота, а следовательно, ухудшение поворачиваемости трактора.

Г.А. Смирнов отмечает, что решать задачи по определению продольных и боковых реакций колес при повороте машины в наиболее общем виде аналитически нельзя, и рекомендует:

- принимать определенные, но не снижающие существенно точность результатов допущения;

- решать численным способом с помощью ЭВМ, производя на каждом шаге счета корректировки и проверки;

- проводить вычисления для некоторых частных случаев. Таким частным, но вместе с тем важным и во многом показательным случаем является, например, поворот при постоянной скорости и постоянных углах поворота управляемых колес. В ходе решения может быть применен метод итерации с целью более простого нахождения результатов с определенной точностью [10].

Следовательно, существует необходимость разработки методов определения касательной силы тяги на колесах трактора при криволинейном движении, которые могли бы достаточно точно описать различные режимы движения тракторного колеса, что и предлагается в настоящей работе.

Для определения неизвестных P_{κ_1} и P_{κ_2} (здесь $P_{\kappa_{1,2}} < P_{f_{1,2}}$) применим уравнение Лагранжа второго рода [1], приводящее к расчетному выражению

$$P_d - P_c = m_n \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{V^2}{2} \cdot \frac{dm_n}{dS}, \quad (1)$$

где $P_d - P_c = P$ – соответственно приведенные движущие сила и сила сопротивления;

$m_n = m = const$ – приведенная масса (масса трактора);

V – скорость точки приведения C – центра масс трактора.

Исходя из равенства (1) имеем

$$\frac{dm}{dS} = 0; \quad \frac{dV}{dt} = a^{\tau}; \quad P_d = P_{\kappa_1}^n + P_{\kappa_2}^n; \quad P_c = P_{f_1}^n + P_{f_2}^n,$$

где $P_{\kappa_{1,2}}^n$, $P_{f_{1,2}}^n$ – соответственно приведенные силы от $P_{\kappa_{1,2}}$, $P_{f_{1,2}}$.

Так как у всех точек трактора одинаковая угловая скорость поворота, то по формулам приведения получаем

$$P_{\kappa_1}^{\Pi} = P_{\kappa_1} \cdot \frac{OD}{R_c}, \quad P_{f_1}^{\Pi} = P_{f_1} \cdot \frac{OD}{R_c}, \quad P_{\kappa_2}^{\Pi} = P_{\kappa_2} \cdot \frac{OA}{R_c}, \quad P_{f_2}^{\Pi} = P_{f_2} \cdot \frac{OA}{R_c}. \quad (2)$$

Уравнение (1) можно представить в виде

$$P_{\kappa}^{\Pi} - P_f^{\Pi} = m \cdot a^{\tau} = -F_u^{\tau}, \quad (3)$$

откуда

$$P_{\kappa}^{\Pi} = P_f^{\Pi} - F_u^{\tau}, \quad (4)$$

где

$$P_{\kappa}^{\Pi} = P_{\kappa_1}^{\Pi} + P_{\kappa_2}^{\Pi}; \quad P_f^{\Pi} = P_{f_1}^{\Pi} + P_{f_2}^{\Pi}. \quad (5)$$

Используя формулу (2), получим распределение сил $P_{\kappa_1}^{\Pi}$ и $P_{\kappa_2}^{\Pi}$ по мостам

$$\frac{P_{\kappa_1}^{\Pi}}{P_{\kappa_2}^{\Pi}} = \frac{P_{\kappa_1} \cdot \frac{OD}{R_c}}{P_{\kappa_2} \cdot \frac{OA}{R_c}} = \frac{P_{\kappa_1}}{P_{\kappa_2}} \cdot \frac{OD}{OA} \cdot \frac{R_c}{R_c} = \frac{P_{\kappa_1}}{P_{\kappa_2}} \cdot \frac{OD}{OA}. \quad (6)$$

Из $\triangle ODE$ и $\triangle OAE$, соответственно, имеем

$$OD = \frac{R_T}{\cos \alpha_{1cp}} \quad \text{и} \quad OA = \frac{R_T}{\cos \alpha_{2cp}}.$$

Из чего следует, что

$$\frac{OD}{OA} = \frac{R_T}{\cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{\cos \alpha_{2cp}}{R_T} = \frac{\cos \alpha_{2cp}}{\cos \alpha_{1cp}}. \quad (7)$$

Очевидно, что движущие силы должны быть пропорциональны силам сопротивления качению (на повороте трактор движется без активной нагрузки).

При $f_1 = f_2 = f$

$$t = \frac{P_{\kappa_1}}{P_{\kappa_2}} = \frac{P_{f_1}}{P_{f_2}} = \frac{AC}{CD}.$$

Тогда с учетом (6) и (7) получаем:

$$\frac{P_{\kappa_1}^{\Pi}}{P_{\kappa_2}^{\Pi}} = t \cdot \frac{\cos \alpha_{2cp}}{\cos \alpha_{1cp}}; \quad P_{\kappa_1}^{\Pi} = t \cdot \frac{\cos \alpha_{2cp}}{\cos \alpha_{1cp}} \cdot P_{\kappa_2}^{\Pi}. \quad (8)$$

После подстановки равенства (8) формула (5) примет вид

$$\begin{aligned} P_{\kappa}^{\Pi} &= P_{\kappa_1}^{\Pi} + P_{\kappa_2}^{\Pi} = t \cdot \frac{\cos \alpha_{2cp}}{\cos \alpha_{1cp}} \cdot P_{\kappa_2}^{\Pi} + P_{\kappa_2}^{\Pi} = P_{\kappa_2}^{\Pi} \left(t \cdot \frac{\cos \alpha_{2cp}}{\cos \alpha_{1cp}} + 1 \right) = \\ &= P_{\kappa_2}^{\Pi} \cdot \left(\frac{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}}{\cos \alpha_{1cp}} \right) = P_{\kappa_1}^{\Pi} \cdot \frac{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}}{\cos \alpha_{1cp}}. \end{aligned}$$

Откуда получаем $P_{\kappa_2}^{\Pi}$

$$P_{\kappa_2}^{\Pi} = P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{\cos \alpha_{1cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}}. \quad (9)$$

С учетом равенства (9) формула (8) примет вид

$$\begin{aligned} P_{\kappa_1}^{\Pi} &= t \cdot \frac{\cos \alpha_{2cp}}{\cos \alpha_{1cp}} \cdot P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{\cos \alpha_{1cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} = \\ &= P_{\kappa}^{\Pi} \cdot t \cdot \frac{\cos \alpha_{2cp}}{\cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{\cos \alpha_{1cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} = P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{t \cdot \cos \alpha_{2cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}}. \end{aligned}$$

Откуда получаем

$$P_{\kappa_1}^{\Pi} = P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{t \cdot \cos \alpha_{2cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}}. \quad (10)$$

Подстановкой (9) и (10) в формулы (2) для $P_{\kappa_1}^{\Pi}$ и $P_{\kappa_2}^{\Pi}$ находим

$$P_{\kappa_1} = P_{\kappa_1}^{\Pi} \cdot \frac{R_c}{OD} = P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{t \cdot \cos \alpha_{2cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{R_c}{OD}; \quad (11)$$

$$P_{\kappa_2} = P_{\kappa_2}^{\Pi} \cdot \frac{R_c}{OA} = P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{\cos \alpha_{1cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{R_c}{OA}. \quad (12)$$

В соответствии с кинематической схемой (см. рис.)

$$\frac{R_c}{R_T} = \frac{OC}{OE} = \cos \theta; \quad R_c = R_T \cdot \cos \theta; \quad \frac{R_T}{OD} = \cos \alpha_{1cp}; \quad OD = \frac{R_T}{\cos \alpha_{1cp}};$$

$$\frac{R_T}{OA} = \cos \alpha_{2cp}; \quad OA = \frac{R_T}{\cos \alpha_{2cp}}. \quad (13)$$

Преобразуем формулы (11) и (12) с учетом полученных выражений (13):

$$P_{\kappa_1} = P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{t \cdot \cos \alpha_{2cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{R_T \cdot \cos \theta}{\frac{R_T}{\cos \alpha_{1cp}}} =$$

$$= P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{t \cdot \cos \alpha_{2cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{R_T \cdot \cos \theta}{R_T} \cdot \cos \alpha_{1cp} =$$

$$= P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{t \cdot \cos \alpha_{2cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} \cdot \cos \theta \cdot \cos \alpha_{1cp} =$$

$$= P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{t \cdot \cos \alpha_{1cp} \cdot \cos \alpha_{2cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}};$$

$$P_{\kappa_2} = P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{\cos \alpha_{1cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{R_T \cdot \cos \theta}{\frac{R_T}{\cos \alpha_{2cp}}} =$$

$$= P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{\cos \alpha_{1cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{R_T \cdot \cos \theta}{R_T} \cdot \cos \alpha_{2cp} =$$

$$= P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{\cos \alpha_{1cp}}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}} \cdot \cos \theta \cdot \cos \alpha_{2cp} =$$

$$= P_{\kappa}^{\Pi} \cdot \frac{\cos \alpha_{1cp} \cdot \cos \alpha_{2cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})}{t \cdot \cos \alpha_{2cp} + \cos \alpha_{1cp}}. \quad (15)$$

Используя формулы (2), (3) и (5) для P_f^{Π} , с учетом формулы (4), получаем

$$\begin{aligned}
 P_f^{\Pi} &= P_{f_1}^{\Pi} + P_{f_2}^{\Pi} = P_{f_1} \cdot \frac{OD}{R_c} + P_{f_2} \cdot \frac{OA}{R_c}; \\
 P_{f_1} \cdot \frac{OD}{R_c} &= P_{f_1} \cdot \frac{R_T}{\cos \alpha_{1cp}} = P_{f_1} \cdot \frac{R_T}{\cos \alpha_{1cp}} \cdot \frac{1}{R_T \cdot \cos \theta} = \\
 &= P_{f_1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{1cp} \cdot \cos \theta} = P_{f_1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{1cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})} = \\
 &= \frac{P_{f_1}}{\cos \alpha_{1cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})}; \\
 P_{f_2} \cdot \frac{OA}{R_c} &= P_{f_2} \cdot \frac{R_T}{\cos \alpha_{2cp}} \cdot \frac{1}{R_T \cdot \cos \theta} = P_{f_2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{2cp} \cdot \cos \theta} = \\
 &= P_{f_2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{2cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})} = \frac{P_{f_2}}{\cos \alpha_{2cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})}; \\
 P_f^{\Pi} &= \frac{P_{f_1}}{\cos \alpha_{1cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})} + \frac{P_{f_2}}{\cos \alpha_{2cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})}; \\
 P_k^{\Pi} &= P_f^{\Pi} - F_u^{\tau} = \frac{P_{f_1}}{\cos \alpha_{1cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})} + \\
 &+ \frac{P_{f_2}}{\cos \alpha_{2cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp} - \alpha_{2cp})} - F_u^{\tau}.
 \end{aligned} \tag{16}$$

Составив уравнения равновесия сил, действующих на трактор

$$\Sigma M_A = 0: -M_u + F_u^n \cdot e - F_u^{\tau} \cdot d + P_{f_1} \cdot h - P_{b_1} \cdot q - P_{\kappa_1}' \cdot h_2 - P_{\kappa_1}'' \cdot h_1 = 0;$$

$$\Sigma M_D = 0: -M_u - F_u^n \cdot b + F_u^{\tau} \cdot z + P_{f_1} \cdot r + P_{b_1} \cdot c - P_{\kappa_2}' \cdot r_2 - P_{\kappa_2}'' \cdot r_1 = 0,$$

получаем P_{κ_1}' и P_{κ_2}' .

$$P_{\kappa_1}' \cdot h_2 - P_{\kappa_1}'' \cdot h_1 = -M_u + F_u^n \cdot e - F_u^{\tau} \cdot d + P_{f_1} \cdot h - P_{b_1} \cdot q; \tag{17}$$

$$P_{\kappa_2}' \cdot r_2 - P_{\kappa_2}'' \cdot r_1 = -M_u - F_u^n \cdot b + F_u^{\tau} \cdot z + P_{f_1} \cdot r + P_{b_1} \cdot c. \tag{18}$$

Учитывая, что $P_{\kappa_1} = P_{\kappa_1}' + P_{\kappa_1}''$ и $P_{\kappa_2} = P_{\kappa_2}' + P_{\kappa_2}''$, получаем P_{κ_1}'' и P_{κ_2}'' .

$$P_{\kappa_1}'' = P_{\kappa_1} - P_{\kappa_1}' \tag{19}$$

$$P_{\kappa_2}'' = P_{\kappa_2} - P_{\kappa_2}'. \tag{20}$$

После преобразований с использованием выражений (17) и (19) получаем формулу для определения касательной силы тяги на внешнем переднем колесе трактора

$$P_{\kappa_1}' = \frac{-M_u + F_u^n \cdot e - F_u^{\tau} \cdot d + P_{f_1} \cdot h - P_{b_1} \cdot q + P_{\kappa_1} \cdot h_1}{h_1 + h_2}. \tag{21}$$

После преобразований с использованием выражений (18) и (20) получаем формулу для определения касательной силы тяги на внешнем заднем колесе трактора

$$P'_{\kappa_2} = \frac{-M_u - F_u^n \cdot b + F_u^\tau \cdot z + P_{f_2} \cdot r + P_{b_2} \cdot c + P_{\kappa_2} \cdot r_1}{r_1 + r_2}. \quad (22)$$

После преобразований с использованием выражений (19) и (20), (21) и (22) получаем формулы для определения касательных сил тяги соответственно на внутренних переднем и заднем колесах трактора

$$P''_{\kappa_1} = P_{\kappa_1} - \frac{-M_u + F_u^n \cdot e - F_u^\tau \cdot d + P_{f_1} \cdot h - P_{b_1} \cdot q + P_{\kappa_1} \cdot h_1}{h_1 + h_2}; \quad (23)$$

$$P''_{\kappa_2} = P_{\kappa_2} - \frac{-M_u - F_u^n \cdot b + F_u^\tau \cdot z + P_{f_2} \cdot r + P_{b_2} \cdot c + P_{\kappa_2} \cdot r_1}{r_1 + r_2}. \quad (24)$$

Основные геометрические величины на приведенной кинематической схеме поворота r, q, h, c, e, d, b, a , выраженные через неизменный размер трактора (базу $L = AD$) и являющиеся расчетными для плеч сил в формулах (17), (18), (21), (22), (23) и (24), представлены авторами в работе [3].

Недостающие геометрические характеристики h_1, h_2, r_1, r_2 , также являющиеся расчетными для плеч сил в вышеприведенных формулах, определяются по приведенным ниже формулам:

$$h_1 = AD \cdot \sin \alpha'_1 - a - \frac{B}{2} \cdot \cos \alpha'_1; \quad (25)$$

$$r_1 = AD \cdot \sin \alpha'_2 - a - \frac{B}{2} \cdot \cos \alpha'_2; \quad (26)$$

$$h_2 = a + AD \cdot \sin \alpha''_1 + \frac{B}{2} \cdot \cos \alpha''_1; \quad (27)$$

$$r_2 = a + AD \cdot \sin \alpha''_2 + \frac{B}{2} \cdot \cos \alpha''_2. \quad (28)$$

Последовательность расчетных действий следующая.

При исходных V_0, V, α_i, L определяются кинематические параметры, по которым находятся инерционные силовые факторы и затем основные геометрические величины схемы поворота [3]. Далее по формулам (14) и (15) с учетом (16) находятся значения движущих сил – касательных сил тяги на мостах P_{κ_1} и P_{κ_2} . Используя формулы (21), (22), (23), (24), (25), (26), (27) и (28), определяют значения касательных сил тяги на каждом внутреннем и внешнем колесе трактора.

Предложенные формулы для касательных сил тяги являются универсальными и могут быть использованы для большинства кинематических способов поворота, если при расчетах углы поворотов соответствующих колес принимать равными нулю.

Представленные формулы позволяют с высокой степенью точности оценить и на стадии проектирования, и в процессе эксплуатации колесной машины (как с передними и задними управляемыми, так и со всеми управляемыми колесами) кинематику и динамику поворота их в разные стороны относительно остова.

Библиографический список

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – Москва : Наука, 1988. – 640 с.
2. Беляев А.Н. Определение сил при повороте трактора / А.Н. Беляев // Техника в сельском хозяйстве. – 2012. – № 4. – С. 22-23.
3. Беляев А.Н. Определение сил при повороте трактора со всеми управляемыми колесами / А.Н. Беляев, В.В. Свистов, Т.В. Тришина // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2016. – Вып. 3 (50). – С. 132-140.
4. Власов Е.Н. Затраты энергии на реализацию касательной силы трактора ЛХТ-100 в транспортном режиме / Е.Н. Власов [и др.] // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. – 2015. – Вып. 213. – С. 138-147.
5. Горячкин В.П. Собрание сочинений : в 3 т. / В.П. Горячкин ; под ред. Н.Д. Лучинского. – 2-е изд. – Москва : Колос, 1968. – Т. 1. – 720 с.
6. Козлов Д.Г. Снижение динамической нагруженности почвы при криволинейном движении комбинированного МТА на базе трактора тягового класса 2 : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Д.Г. Козлов. – Воронеж, 2013. – 174 с.
7. Никулин П.И. Теория криволинейного движения колесного движителя : монография / П.И. Никулин. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1992. – 212 с.
8. Обоснование параметров и конструкции универсально-пропашного трактора повышенной эффективности / Г.Н. Виноградов [и др.]. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1978. – 164 с.
9. Скотников В.А. Основа теории и расчет трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Машенский, А.С. Солонский ; под. ред. В.А. Скотникова. – Москва : Агропромиздат, 1986. – 383 с.
10. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин : учебник для студентов машиностроит. спец. вузов / Г.А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – Москва : Машиностроение, 1990. – 352 с.
11. Тракторы. Теория : учебник / В.В. Гуськов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1988. – 376 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ Принадлежность к организации

Александр Николаевич Беляев – кандидат технических наук, зав. кафедрой прикладной механики, проректор по заочному и дополнительному образованию, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Российская Федерация, г. Воронеж, тел. 8(473) 253-68-91, E-mail: aifkm_belyaev@mail.ru.

Виталий Викторович Свистов – кандидат технических наук, зам. директора по учебной работе, ФГБОУ ВО «Российский государственный социальный университет», филиал в г. Воронеже, Российская Федерация, г. Воронеж, тел. 8(473) 229-04-29, E-mail: 2297240@mail.ru.

Татьяна Владимировна Тришина – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Российская Федерация, г. Воронеж, тел. 8(473) 224-39-39, E-mail: t.v.trishina@gmail.com.

Дата поступления в редакцию 14.12.2016

Дата принятия к печати 26.01.2017

AUTHOR CREDENTIALS Affiliations

Aleksandr N. Belyaev – Candidate of Engineering Sciences, Head of the Dept. of Applied Mechanics, Vice-Rector for Correspondence and Enhanced Training, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russian Federation, Voronezh, tel. 8(473) 253-68-91, E-mail: aifkm_belyaev@mail.ru.

Vitaliy V. Svistov – Candidate of Engineering Sciences, Deputy Director for Academic Affairs, Russian State Social University, Voronezh Branch, Russian Federation, Voronezh, tel. 8(473) 229-04-29, E-mail: 2297240@mail.ru.

Tatiana V. Trishina – Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russian Federation, Voronezh, tel. 8(473) 224-39-39, E-mail: t.v.trishina@gmail.com.

Date of receipt 14.12.2016

Date of admittance 26.01.2017