

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ
ТРАКТОРА 4 x 4

Важным средством повышения технико-экономических показателей колесных тракторов является создание новых моделей тракторов типа 4x4 и модификаций существующих конструкций путем активизации передних колес. Практика эксплуатации полноприводных машин показывает, что та или иная связь ведущих осей существенно влияет на кинематические и динамические показатели поворота.

При изучении криволинейного движения трактор рассматривается как плоская одномассовая модель, движущаяся по ровной горизонтальной поверхности. Каждое из двух колес оси считается нагруженным одинаковыми силами — нормальными, касательными и боковыми. При составлении уравнений движения рассматриваются не силы, действующие на каждое из колес, а суммарные силы, действующие на оба колеса каждой оси. Тогда трактор можно представить в виде двухколесной тележки (рис. 1). Колеса шарнирно связаны с корпусом тележки, причем заднее колесо имеет относительно корпуса только одну степень свободы — вращение относительно своей оси, а переднее колесо — две степени свободы — вращение относительно своей оси и поворот относительно вертикальной оси.

Для описания движения принятой расчетной модели свяжем с трактором подвижную систему координат. Начало этой системы совместим с серединой задней оси трактора; ось X направим по продольной оси трактора, а ось Y — к центру поворота. Движение трактора, представленного такой расчетной моделью, может быть описано системой трех уравнений: суммой проекций всех внешних сил, действующих на трактор, на оси координат и суммой моментов всех сил относительно середины передней оси.

Однако в полученной таким образом системе уравнений число неизвестных больше числа уравнений, т.е. задача является статически неопределимой. Для получения недостающих уравнений используем следующие зависимости: зависимость между касательными силами тяги P_k (буксования δ), действующими на ведущие колеса трактора, и зависимость между углами увода передней ψ_1 и задней ψ_2 осей. Методика определения этих

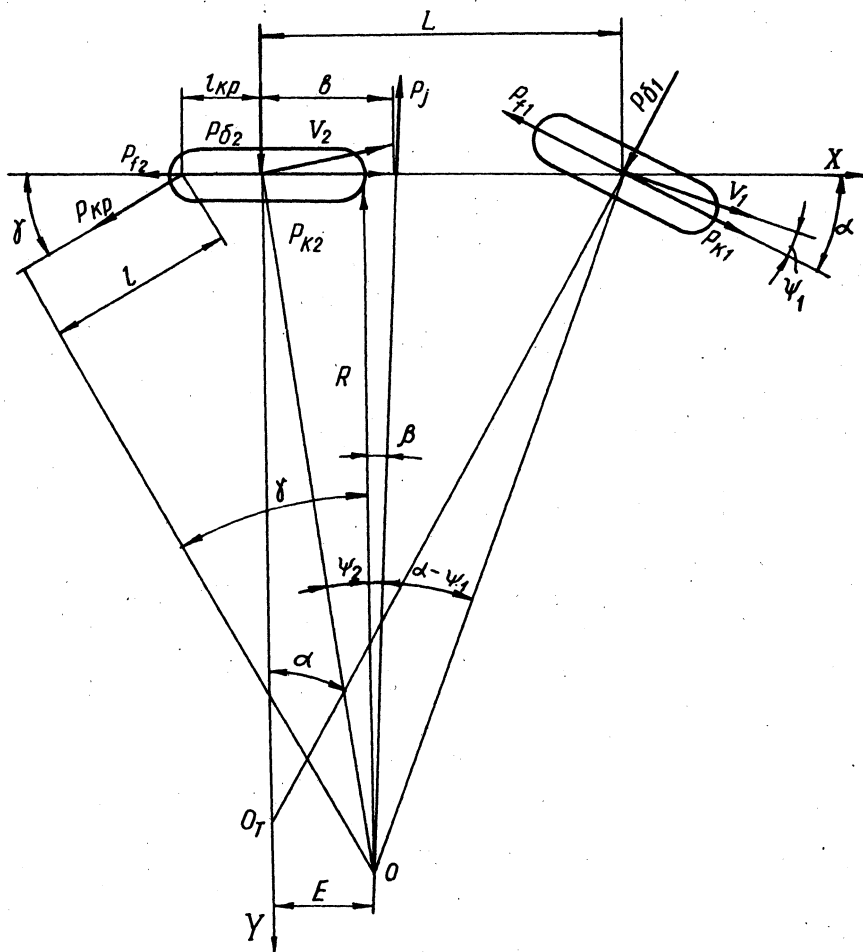


Рис. 1. Расчетная схема криволинейного движения колесного трактора.

зависимостей при криволинейном движении трактора с различным межосевым приводом приведена в работе [1]. Кроме того, наши теоретические и экспериментальные исследования показывают, что можно принять линейный закон изменения угла γ в зависимости от угла поворота управляемых колес, т.е. $\gamma = a\alpha$ (a — коэффициент пропорциональности).

Проведенные расчеты показали, что при скоростях движения

до 25 км/ч параметры неустановившегося поворота мало отличаются от параметров кругового движения с постоянной скоростью. Поэтому при исследовании криволинейного движения трактора в дальнейшем использовалась система уравнений, описывающая установившееся движение:

а) для блокированного межосевого привода

$$\begin{cases} A_{61} \delta_1 + B_{61} \frac{1}{R} + C_{61} \psi_1 = D_{61}; \\ A_{62} \delta_1 + B_{62} \frac{1}{R} + C_{62} \psi_1 = D_{62}; \\ A_{63} \delta_1 + B_{63} \frac{1}{R} + C_{63} \psi_1 = D_{63}, \end{cases} \quad (1)$$

где $A_{61} = [k_1 + k_2(1-m)] \cos \alpha$;

$$A_{62} = k_1 \sin \alpha; \quad A_{63} = 0;$$

$$B_{61} = \frac{(1 - \xi_{\beta}) G v^2}{127,14} \sin \alpha \cos \alpha;$$

$$B_{62} = k_{y2} L - \frac{G v^2}{127,14} [\xi_{\beta} + (1 - \xi_{\beta}) \cos^2 \alpha];$$

$$B_{63} = k_{y2} L - \frac{\xi_{\beta} G v^2}{127,14};$$

$$C_{61} = -[k_{y1} + k_2(1-m)] \sin \alpha;$$

$$C_{62} = k_{y1} \cos \alpha + k_{y2} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha);$$

$$C_{63} = k_{y2} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha);$$

$$D_{61} = f G [\xi_{\beta} + (1 - \xi_{\beta}) \cos \alpha] + P_{\text{кр}} \cos \gamma +$$

$$+ k_2 [(1 - m) \cos \alpha - 1];$$

$$D_{\delta 2} = fG(1 - \xi_{\beta}) \sin \alpha + k_{y2} \operatorname{tg} \alpha - P_{кр} \sin \gamma;$$

$$D_{\delta 3} = k_{y2} \operatorname{tg} \alpha - (1 + \frac{1}{L} \frac{P_{кр}}{L}) P_{кр} \sin \gamma;$$

б) для дифференциального межосевого привода

$$\begin{cases} A_{д1} P_{к} + B_{д1} \frac{1}{R} + C_{д1} \psi_1 = D_{д1}; \\ A_{д2} P_{к} + B_{д2} \frac{1}{R} + C_{д2} \psi_1 = D_{д2}; \\ A_{д3} P_{к} + B_{д3} \frac{1}{R} + C_{д3} \psi_1 = D_{д3}, \end{cases} \quad (2)$$

где $A_{д1} = \xi + (1 + \xi) \cos \alpha$; $A_{д2} = (1 - \xi) \sin \alpha$;

$$A_{д3} = A_{б3}; B_{д1} = B_{б1}; B_{д2} = B_{б2}; B_{д3} = B_{б3};$$

$$C_{д1} = -k_{y1} \sin \alpha; C_{д2} = C_{б2}; C_{д3} = C_{б3};$$

$$D_{д1} = fG [(1 - \xi_{\beta}) \cos \alpha + \xi_{\beta}] - P_{кр} \cos \gamma;$$

$$D_{д2} = D_{б2}; D_{д3} = D_{б3}.$$

В системах уравнений (1) и (2) приняты обозначения: k_1 и k_2 — коэффициенты тангенциальной жесткости шин и грунта колес передней и задней осей; k_{y1} и k_{y2} — коэффициенты сопротивления боковому уводу шин и грунта колес передней и задней осей; G — вес трактора; $\xi_{\beta} = \frac{G_2}{G}$ — коэффициент распределения веса; $\xi = \frac{P_{к2}}{P_{к}}$ — коэффициент распределения касательной силы тяги.

Решив системы уравнений (1) или (2), находим буксование передней оси или суммарную касательную силу тяги трактора,

а также радиус поворота трактора и угол увода передней оси. Затем можно найти остальные кинематические и динамические параметры поворота.

В случае установившегося криволинейного движения боковую силу на передней оси можно определить по выражению

$$P_{\delta 1} = (P_{f1} - P_{k1}) \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{L \cos \alpha} P_{kp} \sin \gamma + \frac{(1 - \xi_{\beta}) G v^2}{127,14 \cdot R} \quad (3)$$

Первый член выражения — боковая сила, зависящая от конструктивной схемы межосевого привода, второй член — сила от действия крюковой нагрузки и последний член — сила, зависящая от скорости движения и радиуса поворота. Нагрузка на крюке и сила инерции приводят к изменению боковой силы (увода) передней оси, что вызывает изменение радиуса поворота. Например, трактор МТЗ-52 при движении по стерне с $P_{kp} = 4000$ н, α_{\max} и скорости 1,67 м/с имеет $P_{\delta 1} = 4050$ н; $R = 7,45$ м, а при скорости 3,33 м/с $P_{\delta 1} = 5000$ н; $R = 6,9$ м.

В зависимости от схемы межосевого привода и эксплуатационных условий боковая сила на передней оси может изменять направление своего действия. Так, при движении трактора МТЗ-52 по стерне с $P_{kp} = 4000$ н, α_{\max} и скоростью 1,67 м/с с задней ведущей осью $P_{\delta 1} = +2000$ н, а с передней ведущей осью $P_{\delta 1} = -1500$ н. При увеличении скорости движения до 3,33 м/с боковая сила на передней оси равна: в первом случае +3750 н, а во втором +1250 н.

Боковая сила на задней оси определяется по формуле

$$P_{\delta 2} = \frac{\xi_{\beta} G v^2}{127,14 \cdot R} - \left(1 + \frac{1}{L} \frac{P_{kp}}{\cos \alpha} \right) P_{kp} \sin \gamma \quad (4)$$

Из формулы видно, что при движении трактора по траектории одинаковой кривизны конструктивная схема межосевого привода, в отличие от силы $P_{\delta 1}$, не влияет на величину и направление силы $P_{\delta 2}$. При совместном действии крюковой нагрузки и силы инерции может случиться, что боковая сила (увод) на задней оси будет равна нулю. В этом случае центр поворота расположится на продолжении задней оси. Однако ра-

диус поворота не будет равен теоретическому (без учета увода) из-за увода передней оси. Если первый член формулы (4) меньше второго, то сила P_{62} направлена от центра поворота и мгновенный центр поворота сместится назад. Это приведет к значительному изменению радиуса поворота. При повышении скорости движения сила может изменить направление своего действия на противоположное, а центр поворота сместится вперед. Например, для трактора МТЗ-52 при движении по стерне с $P_{кр} = 4000$ н и α_{max} , $P_{62} = 1500$ н; $E = -0,35$ м ($v = 1,67$ м/с), а при $v = 3,33$ м/с, $P_{62} = +900$ н; $E = +0,1$ м. Если $v = 2,89$ м/с, то P_{62} и E равны нулю.

При $P_{кр} = 0$ смещение центра поворота не зависит от схемы межосевого привода и угла поворота управляемых колес. В этом случае смещение центра поворота можно определить по выражению

$$E = \frac{Gv^2}{127,14 k_{y2}} \left(1 - \frac{b}{L} \right). \quad (5)$$

Экспериментальные исследования подтвердили полученные теоретические зависимости.

В ы в о д ы

1. Ввиду боковой эластичности колес на изменение кинематических параметров поворота тракторов 4 x 4 большое влияние оказывает распределение силы тяги по ведущим осям.

2. На распределение силы тяги по ведущим осям трактора решающее влияние оказывает схема межосевого привода. При дифференциальном приводе распределение сил зависит от силового передаточного числа межосевого дифференциала. Распределение силы тяги при заблокированном приводе зависит от угла поворота управляемых колес.

3. При движении по траектории одинаковой кривизны схема межосевого привода не оказывает влияния на величину и направление действия боковой силы (увода) задней оси. Боковая сила (увод) на задней оси возникает при приложении к трактору крюковой нагрузки и действию силы инерции. Сила P_{62} вызывает смещение центра поворота.

1. Атаманов Ю.Е. Влияние кинематической схемы межосевого привода на управляемость колесного трактора 4 x 4 с передними управляемыми колесами. Канд. дис. Минск, 1972.

В.В. Гуськов, Н.А. Черноморец, П.П. Артемьев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАВНОСТИ ХОДА ТРАКТОРА "БЕЛАРУСЬ" В АГРЕГАТЕ С ОДНООСНЫМ ПРИЦЕПОМ 1-ПТС-4

Плавность хода трактора — важное эксплуатационное качество. Улучшение плавности хода трактора следует считать одной из первостепенных задач, решение которой будет способствовать повышению производительности труда на транспорте.

Испытатели и эксплуатационники тракторных транспортных агрегатов отмечают, что работа колесного трактора типа "Беларусь" с одноосным прицепом в некоторых случаях сопряжена с явлением галопирования, т.е. возникновением резонансных угловых колебаний трактора вокруг горизонтальной оси, перпендикулярной направлению движения. Эти колебания существенно влияют на величину вертикальных и продольных ускорений, отрицательно действующих на самочувствие тракториста, а также устойчивость прямолинейного движения и управляемость тракторного агрегата.

С целью проверки такого утверждения, выяснения причин возникновения колебаний и возможных путей их устранения Головным конструкторским бюро по прицепах на базе одноосного самосвального прицепа 1-ПТС-4 изготовлен специальный экспериментальный образец, имеющий "гибкое" дышло (т.е. дышло с упругим элементом) и поддрессоренную платформу. Для проведения исследований была предусмотрена блокировка "гибкого" дышла и рессор. Полуприцеп загружался согласно номинальной грузоподъемности (4 т). Вертикальная статическая нагрузка на крюк трактора составляла 9700 н. В трансмиссию трактора были внесены изменения, обеспечивающие плотный ряд передаточных чисел и позволяющие развивать высокие транспортные скорости. Эксперименты проводились со следующими переменными параметрами: