

ПОВАРЕХО А. С., канд. техн. наук, доц.,
доц. каф. «Тракторы»
E-mail: povarekho@bntu.by

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 15.08.2024

ДИНАМИКА ТОРМОЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО КРИВОЛИНЕЙНОЙ ТРАЕКТОРИИ

Движение колесной машины по криволинейной траектории, с точки зрения кинематических параметров и силовых воздействий на ее устойчивость и управляемость, представляется достаточно сложным процессом, выходные характеристики которого зависят от большого числа как конструктивных параметров, так и эксплуатационных условий. Особенно это проявляется для полноприводных машин, у которых имеют место кинематические и силовые межмостовые и межколесные связи. Если для установившегося движения эти взаимосвязи в некоторой степени могут быть вполне определенными, то на переходных режимах, характеризующихся изменением возмущающих воздействий на колесную машину, происходит варьирование этих параметров, которое может привести к существенному изменению динамических характеристик движения на повороте, которые потенциально могут привести к отклонению от желаемой траектории движения, потере управляемости и заносу колесной машины. При этом следует отметить влияние на указанные процессы типа межколесных и межмостовых связей и их параметров. Целью данной работы являлось получение математических моделей движения колесного полноприводного трактора на повороте в процессе торможения, которые позволили бы оценить выходные параметры движения и влияние на них некоторых конструктивных параметров трансмиссии и тормозной системы.

Ключевые слова: полноприводный трактор, торможение, скольжение, кинематическое несоответствие, дифференциал, криволинейное движение, угол поворота.

Введение

Процесс движения колесной машины на повороте в отличие от прямолинейного движения характеризуется целым рядом особенностей [1–3], которые наиболее проявляются при неустановившемся движении (ускорении или замедлении). К одному из таких видов движения относится процесс торможения. Здесь имеет место не только изменение эффективности торможения за счет нарастания тормозного момента, реализуемого тормозными механизмами, но и типа межколесной и межосевой связи [4, 7]. Блокировка межосевого привода приводит к перераспределению моментов не только между мостами, но и между колесами каждого из них. При этом распределение моментов зависит от реализуемого момента тормозными механизмами трактора, коэффициента блокировки дифференциальной связи колес, степени блокирования межосевого привода, величины кинематического несоответствия, угла поворота управляемых колес и также начальной скоро-

сти движения при торможении [3, 5]. Следует отметить, что в процессе торможения происходит изменение некоторых из этих параметров, что вызывает, в свою очередь, изменение динамических и кинематических характеристик движения полноприводного трактора.

Кроме того, очевидно, что различные типы систем блокировки дифференциалов по-разному будут сказываться на выходных параметрах процесса торможения. Установка в качестве механизма блокирования фрикционных муфт, с изменяемым моментом трения, позволяет получить переменный коэффициент блокировки, что, в принципе, позволяет регулировать распределение моментов. Для дифференциалов повышенного трения с подвижными сателлитами характерно постоянное значение коэффициента блокировки дифференциала, не зависящее от подводимого момента. Анализ конструкций трансмиссий тракторов семейства «Беларус» показывает, что в их ведущих мостах используются различные типы

дифференциалов, вследствие чего при криволинейной движении трактора в тормозном режиме с заблокированным межосевым приводом колеса одной оси могут быть сблокированы и вращаться с одинаковой угловой скоростью, а могут быть и разблокированы. При блокировании осей на наружных колесах, которые движутся по большему радиусу, тормозные силы больше, чем на внутренних.

Динамика торможения по криволинейной траектории

На рис. 1 приведена расчетная схема движения трактора на повороте в тормозном режиме с заблокированной трансмиссией с учетом боковой эластичности шин [5, 6]. Для определения скольжений забегавших и отстающих колес при торможении с заблокированной трансмиссией воспользуемся методикой по определению буксования колес при движении трактора с заблокированной трансмиссией в тяговом режиме, изложенной в работах [7–10].

Из кинематики поворота трактора можно записать

$$\omega_n = \frac{v_{д1}}{R_1} = \frac{v_{д2}}{R_2} = \frac{v'_{д1}}{R'_1} = \frac{v''_{д1}}{R''_1} = \frac{v'_{д2}}{R'_2} = \frac{v''_{д2}}{R''_2}, \quad (1)$$

где $v'_{д1}$, $v''_{д1}$, $v_{д1}$ – действительные скорости наружного и внутреннего колеса и середины передней оси трактора; R'_1 , R''_1 , R_1 – радиусы поворота забегавшего и отстающего колес и середины передней оси трактора.

На основании расчетной схемы рис. 1 радиусы траектории движения соответствующих колес и центров осей равны:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{R}{\cos(\alpha_1 - \psi_1)}; & R'_1 &= \frac{R - 0,5 \cdot B_1 - l \cdot \cos \alpha'_1}{\cos(\alpha'_1 - \psi'_1)}; \\ R''_1 &= \frac{R + 0,5 \cdot B_1 + l \cdot \cos \alpha''_1}{\cos(\alpha''_1 - \psi''_1)}; \\ R_2 &= \frac{R}{\cos \psi_2}; & R'_2 &= \frac{R - 0,5 \cdot B_2}{\cos \psi'_2}; \\ R''_2 &= \frac{R + 0,5 \cdot B_2}{\cos \psi''_2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где R – радиус траектории движения трактора; α_i – углы поворота управляемых колес и центра поворота передней оси; ψ_i – углы увода колес и центра осей.

При движении трактора с заблокированной трансмиссией теоретические скорости колес и центров каждого из мостов равны между собой.

Действительные скорости колес и центров каждого осей, выраженные через соответствующие скольжения определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} v_{д1} &= \frac{v_{т1}}{1 - S_1}; & v'_{д1} &= \frac{v'_{т1}}{1 - S'_1}; & v''_{д1} &= \frac{v''_{т1}}{1 - S''_1}; \\ v_{д2} &= \frac{v_{т2}}{1 - S_2}; & v'_{д2} &= \frac{v'_{т2}}{1 - S'_2}; & v''_{д2} &= \frac{v''_{т2}}{1 - S''_2}. \end{aligned} \quad (3)$$

где S'_1, S''_1, S_1 – скольжения забегавшего и отстающего колеса и середины передней оси.

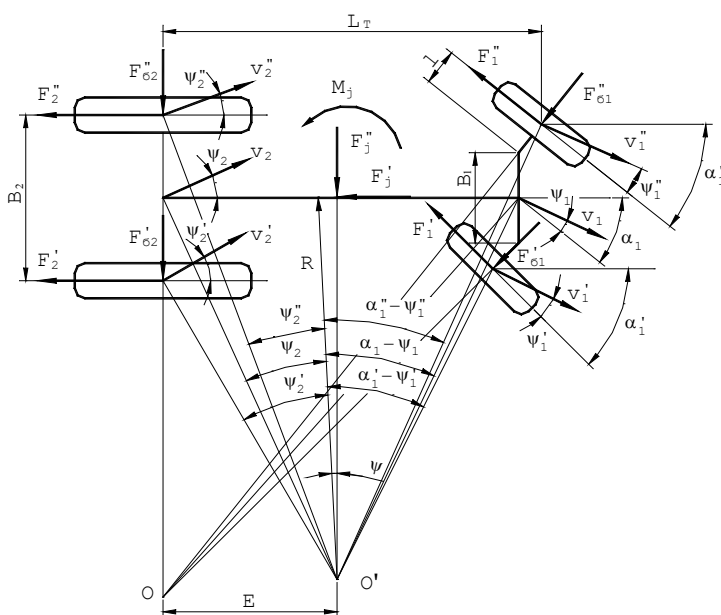


Рисунок 1 – Расчетная схема движения трактора на повороте в тормозном режиме

Решая совместно уравнения (1)–(3), определим скольжения наружных и внутренних колес при движении с заблокированной трансмиссией.

$$\begin{aligned} S_1' &= 1 - \frac{(1-S_1) \cdot R_1}{R_1'}; & S_1'' &= 1 - \frac{(1-S_1) \cdot R_1}{R_1''}; \\ S_2' &= 1 - \frac{(1-S_2) \cdot R_2}{R_2'}; & S_2'' &= 1 - \frac{(1-S_2) \cdot R_2}{R_2''}. \end{aligned} \quad (4)$$

Подставляя в выражение (4) значение радиусов траектории движения, окончательно получим:

$$\begin{aligned} S_1' &= 1 - \frac{(1-S_1) \cdot R \cdot \cos(\alpha_1' - \psi_1')}{(R - 0,5 \cdot B_1 - l \cdot \cos \alpha_1') \cdot \cos(\alpha_1 - \psi_1)}; \\ S_1'' &= 1 - \frac{(1-S_1) \cdot R \cdot \cos(\alpha_1'' - \psi_1'')}{(R + 0,5 \cdot B_1 + l \cdot \cos \alpha_1'') \cdot \cos(\alpha_1 - \psi_1)}; \\ S_2' &= 1 - \frac{(1-S_2) \cdot \cos \psi_2'}{(R - 0,5 \cdot B_2) \cdot \cos \psi_2}; \\ S_2'' &= 1 - \frac{(1-S_2) \cdot R \cdot \cos \psi_2''}{(R + 0,5 \cdot B_2) \cdot \cos \psi_2}. \end{aligned} \quad (5)$$

При движении трактора по криволинейной траектории с боковым уводом колес радиус его поворота определяется по известному выражению [7]:

$$R = \frac{L_{\tau}}{\operatorname{tg}(\alpha_1 - \psi_1) + \operatorname{tg} \psi_2}$$

Система уравнений (5) дает взаимосвязь скольжений тормозных колес исходя из кинематики поворота, не учитывая при этом тормозные силы, приложенные к колесам трактора. Выразим тормозные силы колес через их сложения и величины нормальных реакций, приходящихся на них. При этом используем линеаризованную характеристику реализуемого коэффициента сцепления от скольжения [5].

$$\begin{aligned} F_1' &= -a_1 \cdot (b_1 - S_1') \cdot N_1'; & F_2' &= -a_2 \cdot (b_2 - S_2') \cdot N_2'; \\ F_1'' &= -a_1 \cdot (b_1 - S_1'') \cdot N_1''; & F_2'' &= -a_2 \cdot (b_2 - S_2'') \cdot N_2'', \end{aligned}$$

где N_1', N_1'' – реакции на передних внутреннем и наружном колесах; N_2', N_2'' – реакции на задних внутреннем и наружном колесах; a_i, b_i – аппроксимационные коэффициенты кривых скольжения колес переднего и заднего мостов.

Распределение тормозных сил при торможении с заблокированной трансмиссией исходя из

системы уравнений (5) зависит от величин средних скольжений мостов, которые взаимосвязаны между собой. На основании равенства поступательных скоростей можно записать:

$$v_{д1} = \frac{v_{д2} \cdot \cos \psi_2}{\cos(\alpha_1 - \psi_1)}. \quad (6)$$

Соотношения действительных линейных скоростей центров осей представим следующей зависимостью

$$\frac{v_{д1}}{v_{д2}} = \frac{v_{т1} \cdot (1-S_2)}{v_{т2} \cdot (1-S_1)}. \quad (7)$$

Преобразовав зависимость (7) с учетом выражения (6) и, проведя соответствующие преобразования, получим выражение, связывающее скольжения мостов:

$$S_1 = 1 - \frac{v_{т1} \cdot \cos(\alpha_1 - \psi_1)}{v_{т2} \cdot \cos \psi_2} \cdot (1-S_2). \quad (8)$$

При отсутствии конструктивного кинематического несоответствия теоретического скорости $v_{т1} = v_{т2}$. Следовательно, выражение (8) примет вид:

$$S_1 = 1 - \frac{\cos(\alpha_1 - \psi_1)}{\cos \psi_2} \cdot (1-S_2). \quad (9)$$

Из выражения (9) следует, что взаимосвязь скольжений мостов при торможении с заблокированной трансмиссией на криволинейной траектории зависит только от угла поворота управляемых колес и углов увода осей. Геометрические параметры трактора не оказывают влияния на скольжения осей. Наличие конструктивного кинематического несоответствия в трансмиссии трактора изменяет взаимосвязь скольжений. Зависимость для определения этой взаимосвязи находится из выражения (8) при условии, что $v_{т1} = v_{т2} \cdot (1-m)$.

$$S_1 = 1 - \frac{(1-m) \cdot \cos(\alpha_1 - \psi_1)}{\cos \psi_2} \cdot (1-S_2).$$

Приведенная выше методика расчета дает возможность определить скольжение колес при торможении с заблокированной трансмиссией. Однако у трактора 1221 в переднем ведущем мосту установлен самоблокирующий дифференциал повышенного трения, срабатывающий

при определенной разности моментов на колесах. Это приводит к перераспределению тормозных моментов, соответствующих коэффициенту блокировки дифференциала $k_{\text{бл}} = 2,5$. В заднем мосту трактора используется автоматическая блокировка дифференциала, которая включается при повороте управляемых колес на определенный угол ($\alpha = 8^\circ$). Следовательно, между колесами передней и задней оси существует также дифференциальная связь, которую необходимо учитывать при расчетах.

При дифференциальной межколесной связи теоретические скорости колес взаимосвязаны между собой [7]:

$$v'_{\tau 1} + v''_{\tau 1} = 2 \cdot v_{\tau 1}; \quad v'_{\tau 2} + v''_{\tau 2} = 2 \cdot v_{\tau 2}. \quad (10)$$

Подставляя в (10) значения теоретических скоростей, определим взаимосвязь скольжений колес и центров передней и задней осей:

$$\frac{v'_{\text{д1}}}{v_{\text{д1}}} \cdot (1 - S'_1) + \frac{v''_{\text{д1}}}{v_{\text{д1}}} \cdot (1 - S''_1) = 2 \cdot (1 - S_1).$$

Тогда окончательно получим

$$\frac{R'_1}{R_1} \cdot (1 - S'_1) + \frac{R''_1}{R_1} \cdot (1 - S''_1) = 2 \cdot (1 - S_1);$$

$$\frac{R'_2}{R_2} \cdot (1 - S'_2) + \frac{R''_2}{R_2} \cdot (1 - S''_2) = 2 \cdot (1 - S_2).$$

Дифференциальная связь колес предполагает равенства тормозных сил. Следовательно, для переднего моста при условии, что $N'_1 = N''_1$, взаимосвязь скольжений колес будет иметь следующий вид:

$$S'_1 = b'_1 - \frac{a''_1}{a'_1} \cdot (b''_1 - S''_1).$$

При торможении передних колес в равных сцепных условиях ($a'_1 = a''_1$, $b'_1 = b''_1$) скольжения их будут одинаковы. На задних колесах нормальные реакции при торможении на криволинейной участке не равны между собой и взаимосвязь скольжений будет определять зависимость:

$$S'_2 = b'_2 - \frac{N''_2 \cdot a''_2}{N'_2 \cdot a'_2} \cdot (b''_2 - S''_2).$$

Для упрощения расчетов можно принять следующие допущения:

– углы поворота управляемых колес равны между собой, т. е. $\alpha'_1 = \alpha''_1 = \alpha_1$;

– коэффициенты сопротивления уводу k_y постоянны;

– тормозные колеса находятся в равных сцепных условиях.

В выражения по определению тормозных сил входят нормальные реакции колес, для определения которых необходимо рассматривать пространственную одномассовую модель трактора [8, 11]. Система уравнений описывающая эту модель будет иметь вид:

$$\begin{aligned} N_1 + N'_2 + N''_2 &= m_{\tau} \cdot g; \\ F'_2 + F''_2 + (F'_1 + F''_1) \cdot \cos \alpha + (F'_{\text{б1}} + F''_{\text{б1}}) \cdot \sin \alpha + F'_j &= 0; \\ F'_{\text{б2}} + F''_{\text{б2}} + (F'_{\text{б1}} + F''_{\text{б1}}) \cdot \cos \alpha + \\ &+ (F'_1 + F''_1) \cdot \sin \alpha + F''_j = 0; \\ (F'_{\text{б2}} + F''_{\text{б2}}) \cdot l_2 + 0,5 \cdot B_2 \cdot (F''_2 - F'_2) + F'_{\text{б1}} \cdot \\ &\cdot (0,5 \cdot B_1 \cdot \sin \alpha - l_1 \cdot \cos \alpha) - \\ &- F''_{\text{б1}} \cdot (0,5 \cdot B_1 \cdot \sin \alpha + l_1 \cdot \cos \alpha) + \\ &+ F''_1 \cdot (0,5 \cdot B_1 \cdot \cos \alpha + l_1 \cdot \sin \alpha + l) + \\ &+ F'_1 \cdot (0,5 \cdot B_1 \cdot \cos \alpha + l_1 \cdot \sin \alpha - l) - M_j; \\ (N'_2 + N''_2) \cdot l_2 + 0,5 \cdot N_1 \cdot (l_1 - l \cdot \sin \alpha) - \\ &- 0,5 \cdot N_1 \cdot (l_1 + l \cdot \sin \alpha) - \\ &- F'_j \cdot h_{\tau} + (N''_2 - N'_2) \cdot 0,5 \cdot B_2 - F''_j \cdot h_{\tau} = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Входящий в систему уравнения (11) инерционные силы F'_j, F''_j от поперечной и продольной составляющих замедления трактора, а также инерционный момент M_j , относительно вертикальной его оси, проходящий через центр масс на оси будут равны:

$$F'_j = -m_{\tau} \cdot j_x; \quad F''_j = -m_{\tau} \cdot j_y; \quad M_j = J_{TZ} \cdot \varepsilon,$$

где j_x, j_y – составляющие ускорения центра масс по осям X и Y , соответственно;

ε – угловое ускорение «рыскания».

Продольное, поперечное и угловое ускорения трактора можно представить зависимостями:

$$j_x = \frac{dv}{dt} + l_2 \cdot \frac{v_0^2}{R^2}; \quad j_y = \frac{v_0^2}{R} - \frac{l_2}{R} \cdot \frac{dv}{dt}; \quad \varepsilon = \frac{1}{R} \cdot \frac{dv}{dt}.$$

Если подставить в приведенные уравнения значения входящих в них параметров, получим:

$$j_x = \frac{dv}{dt} + \frac{v_0}{L_T} \cdot (l_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) - l_1 \cdot \operatorname{tg}\psi_2) \cdot (\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \operatorname{tg}\psi_2);$$

$$j_y = \frac{v_0}{L_T} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) - \operatorname{tg}\psi_2) + \frac{1}{L_T} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot (l_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) - l_1 \cdot \operatorname{tg}\psi_2);$$

$$\varepsilon = \frac{1}{L_T} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1) + \operatorname{tg}\psi_2) + \frac{v_0}{L_T} \cdot \left(\frac{\dot{\alpha} - \dot{\psi}_1}{\cos^2(\alpha - \psi_1)} + \frac{\dot{\psi}_2}{\cos^2\psi_2} \right).$$

Тормозные силы, приложенные к колесам трактора, зависят от тормозного момента, развиваемого тормозными механизмами, который равен:

$$M_T = \frac{(F'_1 + F''_1) \cdot r_1 \cdot \eta_{T1}}{u'_{T1}} + \frac{(F'_2 + F''_2) \cdot r_2 \cdot \eta_{T2}}{u'_{T2}},$$

где u_{T1}, u_{T2} – передаточные отношения от колес соответствующего моста до тормозных механизмов;

η_{T1}, η_{T2} – к. п. д. участков трансмиссии от колес соответствующего моста до тормозных механизмов;

r_1, r_2 – динамические радиусы колес переднего и заднего мостов.

Проведенный расчет распределения тормозных сил между колесами трактора Беларус-1221 при движении с заблокированным приводом при криволинейной траектории, показывает (рис. 2), что с увеличением угла поворота управляемых колес кинематическое несоответствие между колесами переднего и заднего моста возрастает.

Так, к примеру, при прямолинейной движение величина кинематического несоответствия была равна 0,04, а при повороте управляемых колес на 20° достигает 0,1. Увеличение кинематического несоответствия приводит к тому, что тормозные силы на передних колесах возрастают, а на задних убывают.

При этом существенное влияние на распределения тормозных сил между колесами одной оси оказывают тип межколесной связи. Из рис. 2 следует, что на передней оси при малых углах поворота на наружном колесе наблюдается увеличение тормозной силы, а на внутреннем – ее уменьшение. В этом случае дифференциал заблокирован и колеса передней оси вращаются как одно целое. В случае достижения соотношения моментов на забегавшем и отстающим колесах равного 2,5 дифференциал срабатывает и колеса начинают вращаться с разной угловой скоростью. Дальнейшее увеличение угла поворота управляемых колес приводит к росту тормозных сил как на наружном, так и на внутреннем колесе с постоянным их соотношением.

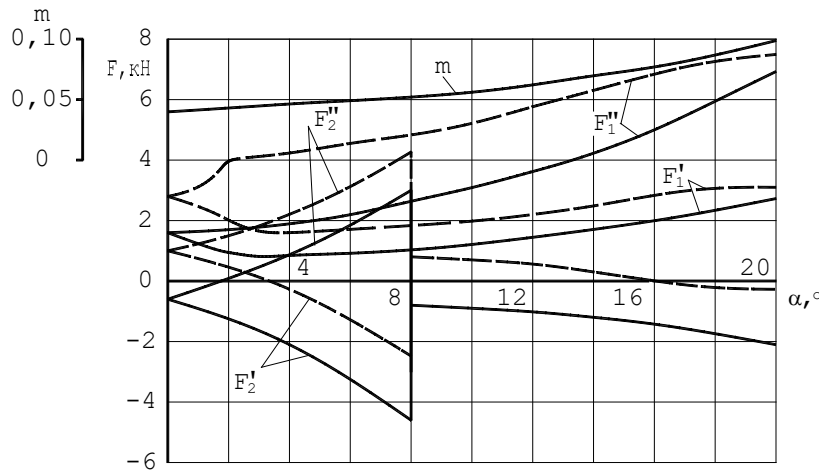


Рисунок 2 – Распределение тормозных сил между колесами трактора при торможении с заблокированным межосевым приводом в зависимости от угла поворота управляемых колес ($V_0=2,8$ м/с):

— — — — — $M_T = 0$; — — — — — $M_T = 1$ кН·м

На задней оси при малых углах поворота с включенной блокировкой дифференциала на наружном колесе наблюдается увеличение тормозной силы, а на внутреннем ее уменьшение. Это происходит до тех пор, пока угол поворота

управляемых колес не достигнет 8° , при котором происходит разблокирование дифференциала. При дальнейшем увеличении угла поворота управляемых колес тормозные силы на колесах задней оси будут равны.

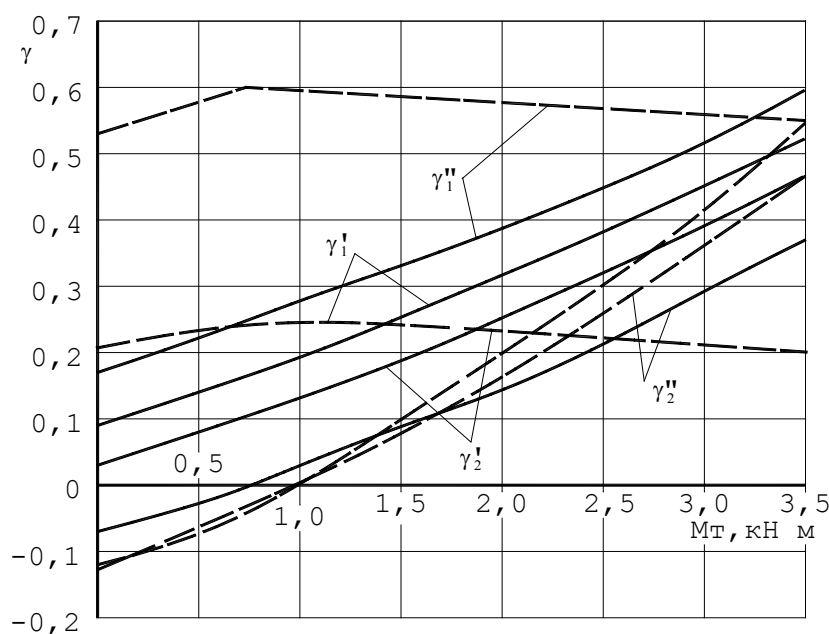


Рисунок 3 – Распределение удельных тормозных сил между колесами трактора при торможении с заблокированным межосевым приводом ($V_0=2,8$ м/с):

— $\alpha=2^\circ$; — · — · — $\alpha=18^\circ$

Характер изменения удельных тормозных сил, приведенный на рис. 3 показывает, что использование сцепного веса каждого колеса трактора существенным образом зависит не только от величины момента тормозных механизмов, но и от угла поворота управляемых колес. Особенно это влияние характерно для колес передней оси. Так, к примеру, при $\alpha=18^\circ$ сцепной вес наружного колеса передней оси полностью используется при $M_t=0,75$ кН·м. На задних колесах в этом случае будет возникать ведущий момент. С уменьшением угла поворота управляемых колес будет происходить сближения удельных тормозных сил, а также наблюдается пропорциональное изменение удельных тормозных сил γ_i с увеличением M_t .

Заключение

Таким образом, в результате исследований установлено, что существующая тормозная система трактора Беларус-1221 не позволяет получить равные удельные тормозные силы на колесах при движении по криволинейной траектории. Для получения близких по величине удельных тормозных сил на колесах при движении на повороте необходимо отсутствие кинематического несоответствия между колесами мостов и дифференциальная связь колес одной оси.

Блокирование межосевых и межколесных связей неоднозначно сказывается на качестве торможения при различных конструктивных

параметрах трактора и эксплуатационных условиях. Это требует разработки специальных алгоритмов управления фрикционными узлами трансмиссии в процессе торможения, в том числе и силовой анализ выходных параметров движения [12].

Литература

1. Горин, Г. С. Разработка гибридной теории поворота машинно-тракторного агрегата. Кинематика / Г. С. Горин // Весці. НАН Беларусі. Сер. аграрн. навук. – 2012. – № 1. – С. 91–107.
2. Беляев, А. Н. Исследование движения колесной машины по криволинейной траектории / А. Н. Беляев [и др.] // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2021. – Т. 14, № 4 (71). – С. 21–29.
3. Исмаилов, В. А. Снижение отрицательного влияния кинематического несоответствия в трансмиссии полноприводных колесных машин / В. А. Исмаилов, И. М. Меликов // Научный журнал КубГАУ. – 2015. – № 114. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/snizhenie-otritalsatel-nogo-vliyaniya-kinematischekogo-nesootvetstviya-v-transmissii-polnoprivodnyh-kolesnyh-mashin> (дата обращения: 17.06.2024).
4. Сергиеня, В. Н. Исследование динамических характеристик торможения полноприводного трактора / В. Н. Сергиеня, А. С. Поварехо // НИРС АТФ-2023 : материалы 79-й студенческой научно-технической конференции / редкол.: Т. В. Ма-тюшинец [и др.]; под общ. ред.

А. С. Поварехо ; сост. А. С. Поварехо. – Минск : БНТУ, 2023. – С. 4–7.

5. Тракторные поезда / Под ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1982 – 183 с.

6. Thomas, D. Gillespie. Fundamentals of Vehicle Dynamics / D. Thomas // Published by: Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096-0001. – URL: <http://dmlv.dv.narod.ru/Translate/FVD/index.html> (дата обращения: 20.06.2024).

7. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.

8. Тракторы. Теория / Под ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988 – 374 с.

9. Ванцевич, В. В. Исследование дифференциалов повышенного трения и их влияния на поворачиваемость колесных тракторов 4К4 класса 14–20 кН : дисс...канд. техн. наук/ Ванцевич Владимир. – Мн.: 1981. – 242 с.

10. Лефаров, А. Х. Исследование тяговых свойств автомобилей и колесных тракторов 4К4 в зависимости от схемы силового привода: дисс...докт.техн. наук/ Лефаров Анатолий Христофорович. – Мн.: 1974. – 302 с.

11. Поварехо, А. С. Нагруженность тормозных механизмов полноприводного универсально-пропашного трактора кл. 1,4 и повышение их долговечности : дис. ... канд. техн. наук / Поварехо Александр Сергеевич.– Мн.: БПИ, 1993. – 216 с.

12. Сазонов, И. С. Управление движением колесных машин на основе измерения и анализа силовых факторов / И. С. Сазонов [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2012. – № 3 (20)–4 (21). – с. 177–188.

UDC 629.3.014.2.072

PAVAREKHA Alexandr S., Ph.D. in Eng., Ass. Prof.,
Associate Professor
E-mail: povarekho@bntu.by

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 15 August 2024

BRAKING DYNAMICS OF A FOUR-WHEEL DRIVE TRACTOR WHEN MOVING ALONG A CURVED TRAJECTORY

The movement of a wheeled vehicle along a curved trajectory, from the point of view of kinematic parameters and force effects on its stability and controllability, seems to be a rather complex process, the output characteristics of which depend on a large number of both design parameters and operational conditions. This is especially evident for all-wheel drive vehicles, which have kinematic and power inter-bridge and inter-wheel connections. If these relationships can be quite definite to some extent for steady motion, then in transient modes characterized by a change in disturbing effects on a wheeled vehicle, there is a variation of these parameters, which can lead to a significant change in the dynamic characteristics

of movement on a turn, which can potentially lead to a deviation from the desired trajectory of movement, loss of controllability and the nose of a wheeled vehicle. At the same time, it should be noted the influence of the type of inter-wheeled and inter-bridge connections and their parameters on these processes. The purpose of this work was to obtain mathematical models of the movement of a wheeled four-wheel drive tractor on a turn during braking, which would allow us to evaluate the output parameters of the movement and the influence on them of some design parameters of the transmission and braking system.

Keywords: *four-wheel drive tractor, braking, sliding, kinematic mismatch, differential, curvilinear motion, angle of rotation.*

Reference

1. Gorin, G. S. Development of a hybrid theory of turning a machine-tractor unit. *Kinematics / G. S. Gorin // Vesci. NAS Belarussi. Ser. agrarn. navuk.* – 2012. – No. 1. – pp. 91–107.
2. Belyaev, A. N. Investigation of the movement of a wheeled machine along a curved trajectory / A. N. Belyaev [et al.] // *Bulletin of the Voronezh State Agrarian University.* – 2021. – Vol. 14, № 4 (71). – pp. 21–29.
3. Ismailov, V. A. Reduction of the negative influence of kinematic inconsistency in the transmission of four-wheel drive vehicles / V. A. Ismailov, I. M. Melikov // *Scientific journal of KubGAU.* – 2015. – № 114. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/snizhenie-otritsatelnogo-vliyaniya-kinematcheskogo-nesootvetstviya-v-transmissii-polnoprivodnyh-kolesnyh-mashin>. – Date of access: 17.06.2024.
4. Sergienya, V. N. Investigation of the dynamic characteristics of braking of a full-drive tractor / V. N. Sergienya, A. S. Povarekho // *NIRS ATF-2023 : materials of the 79th student scientific and technical conference / editorial board: T. V. Matyushinets [et al.] ; under total. ed. by A. S. Povarekho; comp. by A. S. Povarekho.* – Minsk : BNTU, 2023. – pp. 4–7.
5. *Tractor trains / Edited by V. V. Guskov.* – M. : Mechanical Engineering, 1982 – 183 p.
6. Thomas, D. Gillespie. *Fundamentals of Vehicle Dynamics / D. Thomas // Published by: Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096-0001.* – URL: <http://dmilvdv.narod.ru/Translate/FVD/index.html> (access date: 20.06.2024).
7. Litvinov, A. S. Controllability and stability of the car / A. S. Litvinov. – M. : Mashinostroenie, 1971. – 416 p.
8. *Tractors. Theory / Edited by V. V. Guskov.* – M. : Mashinostroenie, 1988 – 374 p.
9. Vantsevich, V. V. Investigation of increased friction differentials and their effect on the turnability of 4K4 wheeled tractors of class 14–20 kN : Diss... candidate of Technical Sciences / Vantsevich Vladimir. – Mn. : 1981. – 242 p.
10. Lefarov, A. H. Investigation of traction properties of cars and wheeled tractors 4K4 depending on the scheme of power supply : dissertation of the Doctor of technical Sciences / Lefarov Anatolij Hristoforovich. – Mn.: 1974. – 302 p.
11. Povarekho, A. S. Loading of the torsion mechanisms of the all-wheel drive universal-tilled tractor cl. 1,4 and increasing their durability : dis. ... candidate of Technical Sciences / Alexander Sergeevich Povarekho. – Mn. : BPI, 1993. – 216 p.
12. Sazonov, I. S. Motion control of wheeled vehicles based on measurement and analysis of force factors / I. S. Sazonov [et al.] // *Mechanics of machines, mechanisms and materials.* – 2012. – № 3 (20)–4 (21). – pp. 177–188.