

ее восстановление носят колебательный затухающий характер при неизменном угле поворота управляемых колес.

Заключение

Представленные результаты расчетного моделирования являются частным примером более широких возможностей использования разработанной модели, которые будут реализованы при дальнейших исследованиях тягово-сцепных, мощностных и экономических свойств тракторов со сдвоенными ведущими колесами.

Список использованной литературы

1. Гуськов, В.В. Тракторы: теория. Часть II / В.В. Гуськов. - Минск. Высшая школа, 1977. — 384 с.
2. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. - М.: Высшая школа, 1986. -416с.

УДК 629.3.014.2.072

Г.С. Горин, д.т.н., В.М. Головач

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск

ЭМПИРИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИБРИДНОЙ ТЕОРИИ КРУГОВОГО ПОВОРОТА (ГТП) ПОЛНОПРИВОДНЫХ МОБИЛЬНЫХ СРЕДСТВ

Введение

Задач роботизации управления полноприводных ТТС большой мощности решают во многих отраслях гражданской и специальной техники (сельхозмашиностроении, автостроении, строительного- дорожного). Запад переходит к производству техники четвертого и пятого технологических укладов, оснащенных компьютерными системами управления. Особенности современных комбинированных МТА на базе сельскохозяйственных тракторов мощностью 250...450 л.с.- рабочая ширина захвата, обычно не превышающая 6,5 м, и большая кинематическая длина, достигающая 17 ... 18 м; относительно большой удельный вес полуприцепных сельскохозяйственных машин, создающих тяговое сопротивление на повороте. Это привело к увеличению ширины поворотной полосы, достигшей $B = 40 \dots 50$ м. Чтобы снизить ширину последней после прохождения рабочего гона выглубляют поочередно первый, второй и т.д. корпуса плуга. На базе существующих теорий поворота не могут быть разработаны конкурентоспособные технологические комплексы.

Основная часть.

В ГТП приняты следующие допущения :

1. **Углы увода** .На траекторию поворота МТА существенно влияют углы уводов- бокового

$$\varphi_{\delta} = \frac{P_{\delta}}{K_y} \quad (1)$$

и кинематического φ , вызванные работой межколёсных дифференциалов (МКД). При повороте без буксования колёс

$$\begin{aligned} \omega_{\delta} R &= \omega_r r_K^0; \\ \varphi &= \frac{\omega_{\delta}}{\omega_r}, R = \frac{r_K^0}{\varphi} \end{aligned} \quad (2)$$

В формуле (1): P_{δ} - боковая сила, K_y - коэффициент сопротивления боковому уводу. В формуле (2): ω_r и ω_{δ} - угловые скорости поворота колёс соответственно вокруг вертикальной и горизонтальной осей, r_K^0 - радиус качения колеса в свободном режиме, R - радиус поворота колеса.

Поворот колеса происходит вокруг кинематического центра, обусловленного соотношением угловых скоростей поворота колеса вокруг вертикальной и горизонтальной осей. Углы бокового увода обычно не превышают $\varphi_{\delta} = 5 \dots 7^{\circ}$. Углы кинематического увода достигают $\varphi = 30^{\circ}$

2. **Полуса трения**. Полус трения ходовой системы (ПТХС) находится в пятне контакта доминирующего колеса, на которое приходится наибольшая нормальная нагрузка. При повороте трактора с тяговой нагрузкой - это заднее внутреннее к центру скоростей колесо. В соответствии с вариационным принципом Гаусса, динамическая система переходит в состояние устойчивого равновесия на основе принципа наименьшего действия. Виртуальная работа сил трения качения и скольжения колёс – минимальная, если поворот динамической системы происходит вокруг названного полюса. Это основное свойство ПТХС достигается, если остальные три колеса перемещаются в плоскостях качения или катятся с небольшими углами увода, вызванными податливостью резины.

Н.Е. Жуковский доказал теорему, что полюс трения железнодорожной тележки находится в контакте ведущего колеса, имеющего

большой размер. Его решение отличается от решения Ф.А. Опейко, который доказал, что полюс трения расположен на некотором поперечном расстоянии от продольной оси симметрии гусеницы. Выразим поперечные смещения полюсов трения при повороте с тяговой нагрузкой:

$$\text{- для колёс ЗВМ} \quad a_s = 0,5B \frac{N_4 - N_3}{N_3 + N_4},$$

$$\text{- для колёс ПВМ} \quad b_s = 0,5B \frac{N_2 - N_1}{N_1 + N_2},$$

где B – ширина колеи, N_3 и N_4 – нормальные нагрузки на правое и левое колесо ЗВМ, $N_3 < N_4$, N_1 и N_2 – нормальные нагрузки на правое и левое колесо ПВМ, $N_1 > N_2$.

Наша расчётная схема исходит из схем Н.Е. Жуковского и Ф.А. Опейко. Относительно ПТХС рассчитывают: отклоняющие моменты внешней силы P_{KP} и ДТР, стабилизирующие моменты боковых сил $P_{\delta i}$, поворачивающие моменты касательных сил тяги P_{Ki}

3. *Силовые характеристики i – колес* – касательные силы $P_{Ki} = f(\delta, \varphi_K)$ и боковые силы $P_{\delta i} = f(\varphi_{\delta}, \delta)$ рассчитывают по характеристикам прямолинейного движения. ДТР – $R_i^{s\delta}$ паразитные силы в контактах колёс с почвой и вызванные ими стабилизирующие моменты M_{CT} рассчитывают с использованием математической теории трения

$$R_i^{s\delta} = P_k(\delta_i \pm \Delta\delta_i) - P_{ki}(\delta_i^0) = P_{k\max} [(1 - e^{-R(\delta_i^0 \pm \Delta\delta_i)}) - (1 - e^{-\beta_i \delta_i^0})], \quad (3)$$

где δ_i^0 и δ_i – буксования i – колес, рассчитанные соответственно по характеристикам прямолинейного движения и реальные при наличии ДТР, $\Delta\delta_i$ – приращения последних, вызванные поворотом со сдвигом колёс трактора, $P_{K\max i}$ – максимальное значение касательной сил тяги P_{Ki} , β_i – константа аппроксимации.

ДТР возникают при сдвиговых деформациях, как результат кинематических рассогласований кинематики привода и возможных перемещений, допускаемый ходовой системой.

4. **Стабилизирующие моменты** Нецентральные стабилизирующие моменты i – колес рассчитывают по формуле

$$M_{CT} = R_i^{s\delta} \Delta_i,$$

где Δ_i – эксцентриситеты центров вращения.

5. **Деформации сдвига в контакте колес с почвой и угловые.** Различают перемещения качения и сдвиговые деформации в контакте колеса с почвой. Колеса ТТС обычно оснащаются каркасными шинами, которые имеют существенную анизотропию свойств (сопротивление перемещению в продольной плоскости существенно меньше, чем в поперечной). Рассматриваются только продольные сдвиги пятна контакта колес и возникающие при этом поперечные эксцентриситеты. Поперечные сдвиги и соответственно продольные эксцентриситеты не рассматриваются. Проведенные экспериментальные исследования, что у таких шин следует учитывать угловую закрутку колес в пределах до 6..10 градусов и боковые силы определять на основе модели Рокара. Экспериментальные исследования ТТС на оболочковых шинах показали, что названные шины не обладают столь существенной анизотропией свойств. Поэтому показатели поворачиваемости можно определять на основе расчетной схемы Рокара.

6. **Центра вращения каждого из i -колёс находятся в центре пятна контакта колес противоположного борта ПВМ или ЗВМ.** Положение центров вращения i -колёс определяется из условия:

- нецентральные стабилизирующие моменты направлены в сторону поворота;

- направления ДТР противоположны направлению сдвигов (по Ф.А. Опейко).

7. **ДТР, вызванные закруткой трансмиссии.** Так как упругие моменты, вызванные закруткой МБП передних и задних колёс равны, то и вызванные ими суммы ДТР равны:

$$R_1^{s\delta} + R_2^{s\delta} = R_3^{s\delta} + R_4^{s\delta}$$

8. **Центра скоростей.** Используется расчётная схема поворота вокруг трёх центров: геометрического ц. O_{Γ} – в точке пересечения осей вращения всех колёс на виде в плане, силового (Рокара) ц. O_{δ} , кинематического ц. O_K , вокруг которого вращаются центры O_{Γ} и O_{δ} .

9. **Угловое смещение φ корпуса** происходит относительно первоначального положения вокруг полюса трения.

Расшифровка результатов экспериментальных исследований показателей круговой поворачиваемости полноприводного трактора «Беларус 2522» с тяговой нагрузкой и без нее произведена на основе приведенных на рисунке расчетных схем. Адекватность приведенных положений ГТП доказана путем сравнения расчетных и экспериментальных данных.

Заключение

В нашей работе впервые даны оценки паразитных сил – ДТР, возникающих в контактах колес с почвой полноприводных ходовых систем. Используя ГТП, вытекающую из положений математической теории трения Ф. А. Опейко, можно существенно повысить точность расчетов круговой поворачиваемости полноприводных мобильных средств.

Список использованной литературы

1. Горин Г. С. Разработка гибридной теории установившегося поворота машинно – тракторного агрегата (МТА). Динамика /Г. С. Горин, В. М. Головач, Я. Ю. Жгут // Агропанорама.- 2011. – С. 8.- 13.
2. Горин Г.С. Стабилизация корпуса трактора при повороте с тяговой нагрузкой/Г. С. Горин, В.М. Головач/Вес. Нац. Акад. наук Беларуси. Сер. аграрн. наук.-2007.-№2.- С. 15-17

УДК 629.113

Л.Г. Сапун¹, к.т.н., доцент, С.П. Севиздрал², главный конструктор
¹УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,²ОАО «УКХ Минский моторный завод», Минск, Беларусь

ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ПРОИЗВОДСТВА ОАО «УКХ МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД»

Введение

Согласно статистическим данным, 70% рынка новых автомобилей в Европе составляют дизели. Оснащение силового агрегата дизельным двигателем внутреннего сгорания имеет ряд преимуществ. Вследствие высокого термического КПД, обусловленного увели-