

Предлагаемые характеристики дают возможность оценить реальную траекторию поворота трактора на склоне и сопоставить ее с теоретической. Такой анализ дает информацию о том, насколько полно используются возможности трактора в характерных частях траектории при повороте.

Список литературы

1. *Тлулов М.Д.* Поворот машинно-тракторного агрегата на склоне // Механизация и электрификация сельск. хоз-ва. 1984. № 8. 2. *Коновалов В.Ф.* и др. Об управляемости машинно-тракторных агрегатов при работе на склонах // Повышение рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов. М., 1973.

УДК 629.114.2

О.А.ЯКУБОВИЧ (БПИ)

К ОЦЕНКЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА СО СТАБИЛИЗИРУЕМОЙ ХОДОВОЙ ЧАСТЬЮ НА ПОПЕРЕЧНОМ СКЛОНЕ

Одним из основных требований, предъявляемых к тракторам, предназначенным для работы на склонах, является высокая устойчивость курсового движения [1]. Последняя зависит от крутизны склона, положения плоскости вращения колес относительно опорной поверхности, физико-механических свойств почвы, рельефа поверхности, нагрузки на колеса и ряда других факторов. Нарушение устойчивости движения трактора в заданном направлении ведет к несоблюдению агротехнических требований, снижению качества выполнения сельскохозяйственных операций и производительности МТА.

Для работы на склонах используются низкоклиренсные тракторы. Созданы также крутосклонные тракторы со стабилизацией остова двумя или одним бортом. Известна, кроме того, схема трактора со стабилизацией только ходовой части с обеспечением положения остова, параллельного опорной поверхности [2].

Рассмотрим курсовую устойчивость низкоклиренсного трактора и трактора со стабилизируемой ходовой частью. Курсовая устойчивость нарушается при действии отклоняющего момента, который зависит от компоновки трактора. Одна из составляющих этого момента обусловлена различием сил сопротивления качению нижних и верхних по склону колес вследствие перераспределения веса трактора по бортам.

Для трактора со стабилизируемой ходовой частью в случае, когда его центр тяжести находится на уровне прямой, соединяющей центры задних колес, нагрузка по бортам одинакова [2]. Если центр тяжести расположен выше указанной прямой, наблюдается некоторое перераспределение нагрузки. Определим соответствующую составляющую отклоняющего момента для низкоклиренсного трактора и трактора со стабилизируемой ходовой частью.

Введем коэффициент перераспределения нагрузки по бортам

$$\lambda_a = R''/R',$$

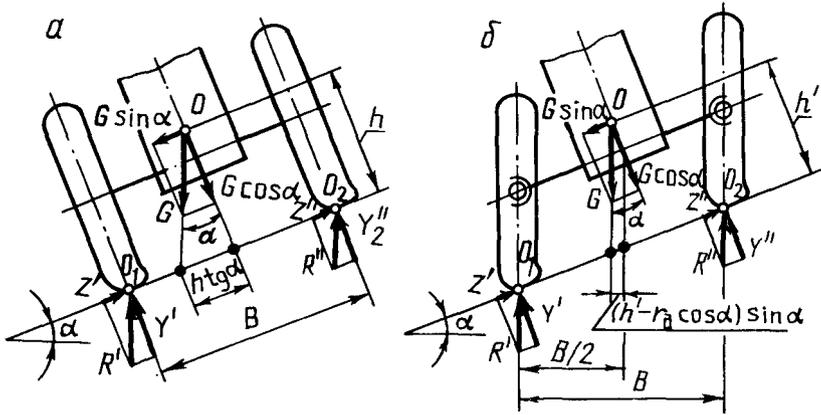


Рис. 1. К определению реакций опорной поверхности:

а — для низкоклиренсного трактора; б — для трактора со стабилизируемой ходовой частью

где R'' , R' — реакции опорной поверхности, действующие на верхние и нижние по склону колеса трактора.

Полагаем, что реакции действуют в плоскости симметрии колес (рис. 1). Поскольку силы сопротивления движению $P'_{fH} = f_H R'_H$, $P''_{fH} = f_H R''_H$, $P'_{fCK} = f_{CK} R'_{CK}$, $P''_{fCK} = f_{CK} R''_{CK}$ (f_H , f_{CK} — коэффициенты сопротивления качению нижних и верхних по склону колес низкоклиренсного трактора и трактора со стабилизируемой ходовой частью), из условия равновесия трактора найдем составляющие отклоняющих моментов, обусловленные различием P'_{fH} , P''_{fH} и P'_{fCK} , P''_{fCK} :

$$M_{fH} = \left(1 - \frac{B/2 - htga}{B/2 + htga}\right) f_H G \frac{B/2 + htga}{2};$$

$$M_{fCK} = \left(1 - \frac{B/2 - (h' - r_d) \sin \alpha}{B/2 + (h' - r_d) \sin \alpha}\right) f_{CK} G \frac{B/2 + (h' - r_d) \sin \alpha}{2},$$

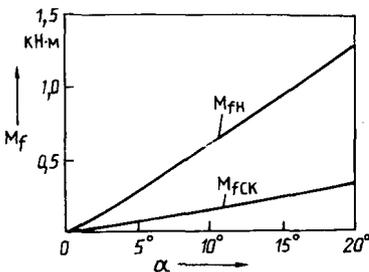
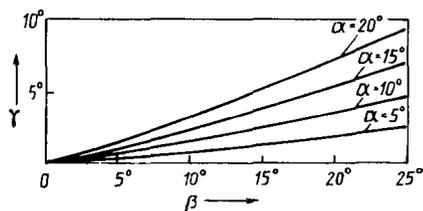


Рис. 2. Зависимость от угла склона составляющей отклоняющего момента, обусловленной различием сил сопротивления качению нижних и верхних по склону колес низкоклиренсного трактора (M_{fH}) и трактора со стабилизируемой ходовой частью (M_{fCK})

Рис. 3. Зависимости угла подворота задних колес трактора со стабилизируемой ходовой частью от угла наклона механизма стабилизации и угла склона



где B — ширина колеи трактора; h — высота центра тяжести трактора; α — угол поперечного склона; G — сила тяжести трактора; h' — высота центра тяжести трактора со стабилизируемой ходовой частью: $h' = h - r_d (1 - \cos \alpha)$; r_d — динамический радиус колеса.

Как видно из рис. 2, рассматриваемая составляющая отклоняющего момента (а значит, и отклоняющий момент) для трактора со стабилизируемой ходовой частью значительно меньше, чем для низкоклинренного трактора, т.е. первый из них характеризуется лучшей, хотя и не идеальной курсовой устойчивостью. Наличие других факторов, определяющих значение отклоняющего момента (боковой составляющей силы тяжести трактора, бокового увода шин и др.), обуславливает необходимость повышения курсовой устойчивости трактора со стабилизируемой ходовой частью.

Одним из эффективных путей повышения курсовой устойчивости трактора является подворот колес передней и задней осей вверх по склону на определенные углы. Установлено, что при угле склона $\alpha = 20^\circ$ угол подворота задних колес трактора должен составлять $4^\circ - 6^\circ$ [3].

Однако осуществить подворот задних ведущих колес как низкоклинренного, так и крутосклонного трактора трудно. Для этого требуются специальные устройства, что значительно усложняет конструкцию трактора. Курсовая устойчивость трактора со стабилизируемой ходовой частью может быть достаточно просто повышена за счет установки оси механизма поворота (относительно которой происходит стабилизация колеса) под определенным углом к продольной горизонтальной оси колеса. В этом случае при стабилизации колеса одновременно обеспечивается автоматический подворот его вверх по склону на заданный угол.

Угол подворота задних ведущих колес вверх по склону для трактора со стабилизируемой ходовой частью можно определить по формуле

$$\gamma = 2 \arcsin(\operatorname{tg} \beta \cdot \sin(\alpha/2)),$$

где β — угол наклона механизма стабилизации к продольной горизонтальной оси колеса.

Анализ графиков, приведенных на рис. 3, показывает, что рекомендуемый угол подворота задних колес соответствует установке механизма стабилизации под углом $12^\circ - 15^\circ$ к горизонтальной оси колеса.

Список литературы

1. Амельченко П.А. и др. Колесные тракторы для работы на склонах. М., 1978.
2. Зеленый П.В., Якубович О.А. Обоснование стабилизируемой ходовой части универсально-пропашного трактора повышенной устойчивости // Конструирование и эксплуата-

УДК 631.372.012.5:631.43.001.5

Г.С.ГОРИН, д-р техн. наук (БИМСХ)

КИНЕМАТИКА СТАТИЧЕСКОГО ПОВОРОТА ТЯГОВОГО СРЕДСТВА

Статическим называется установившийся поворот тягового средства [1]. В общем случае система сил, действующих на каждое колесо, приводится к главному вектору и главному моменту. При больших внешних воздействиях колесо катится с продольным и боковым скольжением, а также с угловым смещением (поворотом) контактного отпечатка (вокруг оси, нормальной к опорной поверхности). Как показали исследования, названные угловые смещения при повороте тягового средства могут быть достаточно большими.

Экспериментальные исследования выполнены на мобильной установке с одинаковыми колесами 11,2/10-28 массой 5200 кг [2]. В процессе эксперимента изменяли коэффициент распределения нагрузки по осям λ , коэффициент кинематического несоответствия в межосевом приводе K_v , тяговую нагрузку $F_{кр}$, углы поворота управляемых колес a_i . С помощью специальной аппаратуры измеряли основные кинематические и динамические показатели поворота. В числе других показателей определяли суммарные углы увода каждого колеса $\theta_{б.п.}$ и боковые силы $F_{бi}$. Полагая известными коэффициенты бокового увода колес при заданной нормальной нагрузке, находили углы бокового увода $\theta_{бi}$ и углы поворота контактных отпечатков $\theta_{pi} = \theta_{б.п. i} \pm \theta_{бi}$.

Установлено, что при кинематическом опережении передних колес $K_v = 1,05$, $\lambda = 0,4$ (доля нагрузки на передние колеса), $a_1 = 20^\circ$, $a_2 = 24^\circ$, $a_3 = 0$, $a_4 = 0$ и $F_{кр} = 0$ углы увода $\theta_{бi}$ находятся в пределах от $0,6^\circ$ до 1° , а θ_{pi} — от $-7,5^\circ$ до $-10,7^\circ$; если $F_{кр} = 12$ кН и $\gamma = 9,7^\circ$, $\theta_{бi} = -0,8^\circ \dots -5,71^\circ$, $\theta_{pi} = -17^\circ \dots -20^\circ$ (γ — угол отклонения направления тягового усилия от продольной оси).

При $\lambda = 0,4$ для той же схемы поворота ($a_1 = 20^\circ$, $a_2 = 24^\circ$, $a_3 = 0$, $a_4 = 0$) и $F_{кр} = 0$ $\theta_{бi} = -0,33^\circ \dots +2,7^\circ$, $\theta_{pi} = -2,8^\circ \dots -3,4^\circ$; если $F_{кр} = 8$ кН и $\gamma = 7,2^\circ$, то $\theta_{бi} = -4,5^\circ \dots 1,8^\circ$, а $\theta_{pi} = -3,9^\circ \dots -4,1^\circ$.

Аналогично в больших пределах изменялись углы θ_{pi} (от $7^\circ \dots 10^\circ$ при $F_{кр} = 0$ и $K_v = 1,05$ до $1,5^\circ \dots 2,5^\circ$ при $F_{кр} = 12$ кН) при увеличении коэффициента распределения нагрузки до $\lambda = 0,6$ и углах поворота задних колес $a_1 = 20^\circ$, $a_2 = 24^\circ$. Таким образом, пренебрежение углами θ_{pi} при анализе поворачиваемости тяговых средств приводит к большим погрешностям. В [2] для определения углов θ_{pi} использованы приближенные зависимости.

Известные аналитические модели поворота тяговых средств и МТА в большинстве построены на основе схемы чистого качения колеса с боковым уводом. При исследовании поворачиваемости тяговых средств с бортовым