

При проектировании ходоуменьшителя по рассмотренной схеме необходимо учитывать следующие ее недостатки: 1) в результате блокирования полусей в режиме ходоуменьшения снижается маневренность МЭС. Один из возможных путей устранения этого недостатка — автоматическое либо ручное переключение одного из ведущих колес в ведомый режим при совершении маневра; 2) при высоких частотах вращения полуосевых шестерен относительно корпуса интенсифицируется изнашивание трущихся поверхностей дифференциала. Повысить долговечность фрикционных пар можно путем подвода смазочного материала к парам полуосевая шестерня—корпус дифференциала и сателлит—корпус дифференциала. При этом подвод масла целесообразно осуществлять из напорной магистрали гидротормоза.

Список литературы

1. *Скойбеда А.Т.* и др. Гидроходопреобразователь трактора "Беларусь" // Автотракторостроение. Мн., 1984. Вып. 19. 2. *Мастеровой В.М., Ворончихин Ф.Г.* Об особенностях изменения давления рабочей жидкости и уточнении его расчета в гидроходоуменьшителе // Тракторы и сельхозмашины, 1981. № 9. 3. *Башта Т.М.* Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств. М., 1961. 4. *Воскресенский В.А., Дьяков В.И.* Расчет и проектирование опор скольжения. М., 1980.

УДК 629.114.2.073.386

А.Ф.АНДРЕЕВ, канд. техн. наук (БПИ)

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА, ДВИЖУЩЕГОСЯ ПОПЕРЕК СКЛОНА

Рассмотрим движение на поперечном склоне полноприводного, n -осного трактора с заблокированным межосевым приводом. Будем предполагать равенство радиусов качения в ведомом режиме левого и правого колес i -го моста и отсутствие трения в симметричном межколесном дифференциале.

При работе трактора на поперечном склоне или на пахоте, когда правые колеса идут по дну борозды, нормальные нагрузки на колеса i -го моста неодинаковы. Кроме того, бороздовое колесо идет по более плотному грунту, чем полевое. Если межколесный дифференциал не заблокирован, коэффициент буксования δ_{i1} менее нагруженного колеса превышает коэффициент буксования δ_{i2} колеса с большей нормальной нагрузкой, а относительное изменение скорости i -го моста характеризуется коэффициентом буксования [1]

$$\delta_{oi} = 1 - (1 - \delta_{i1})(1 - \delta_{i2}) / (1 - 0,5(\delta_{i1} + \delta_{i2})). \quad (1)$$

Если заблокировать межколесный дифференциал, то $\delta_{oi} = \delta_{i1} = \delta_{i2}$.

Касательная сила $F_{ij}(\delta_{ij})$ тяги j -го колеса i -го моста в окрестности точки $(\delta_{ij}^*, F_{ij}^*)$ определяется по формуле [2]

$$F_{ij} = C_{ij} + K_{ij}\delta_{ij}. \quad (2)$$

Здесь C_{ij} — коэффициент касательной силы тяги; K_{ij} — коэффициент тангенциальной жесткости колеса:

$$C_{ij} = F_{ij}(\delta_{ij}^*) - K_{ij}\delta_{ij}^*; \quad K_{ij} = \frac{\partial F_{ij}(\delta_{ij}^*)}{\partial \delta_{ij}}$$

Касательная сила тяги для i -го моста равна сумме касательных сил тяги обоих колес. В общем случае

$$F_{oi} = C_{oi} + K_{oi}\delta_{i1}. \quad (3)$$

При дифференциальной связи колес $C_{oi} = 2C_{i1}$, $K_{oi} = 2K_{i1}$, а при заблокированном межколесном приводе моста $C_{oi} = C_{i1} + C_{i2}$, $K_{oi} = K_{i1} + K_{i2}$. Коэффициент буксования δ_{i1} можно выразить через обобщенный радиус качения машины, приведенный ко вторичному валу коробки передач [2, 3]. С учетом выражения (1) получим:

$$\delta_{i1} = 1 - u r_a / (r_i \epsilon_i); \quad (4)$$

$$\epsilon_i = (1 - \delta_{i2}) / (1 - 0,5(\delta_{i1} + \delta_{i2})),$$

где r_a — радиус качения колес i -го моста в ведомом режиме.

Принимая во внимание формулы (3) и (4), найдем из уравнения тягового баланса следующее выражение для обобщенного радиуса качения машины:

$$r_a = \left(\sum_{i=1}^n (C_{oi} + K_{oi}) - F_{\Sigma} \right) / \left(\sum_{i=1}^n K_{oi} u_i / (r_i \epsilon_i) \right),$$

где F_{Σ} — равнодействующая сил сопротивления движению.

Тогда

$$\delta_{i1} = 1 - r_a \left(\sum_{i=1}^n (C_{oi} + K_{oi}) - F_{\Sigma} \right) / (r_i \epsilon_i \left(\sum_{i=1}^n K_{oi} u_i / (r_i \epsilon_i) \right)).$$

При известном коэффициенте буксования δ_{i1} с учетом того, что для заблокированного межколесного привода $\delta_{i1} = \delta_{i2}$, а для дифференциального $F_{i1} = F_{i2}$, можно найти для каждого колеса значение касательной силы тяги F_{ij} по формуле (2).

Кроме того, для каждого моста с симметричным дифференциалом необходимо вычислить δ_{i2} из выражения (2) и δ_{oi} по формуле (1).

Вычисления производят методом итераций. При первом расчетном шаге полагают $C_{ij} = 0$, $\epsilon_i = 1$, а значение коэффициента K_{ij} соответствующим $\delta_{ij} = 0$. После определения δ_{ij} уточняют коэффициенты K_{ij} , C_{ij} , ϵ_i и вновь повторяют вычисления. Такие повторные расчетные шаги продолжают, пока не будет обеспечена необходимая точность тягового баланса. Полученные в результате расчета значения F_{oi} и δ_{oi} можно использовать для определения тягового КПД трактора [3]

$$\eta_{\tau} = \eta_{\text{к.п.}} F_{\text{кр}} / \left(\sum_{i=1}^n F_{oi} / ((1 - \delta_{oi}) \eta_i^{k_i}) \right),$$

где $k_i = \text{sgn} \delta_i$; $\eta_{\text{к.п.}}$ – КПД коробки передач; $F_{\text{кр}}$ – тяговое усилие на крюке трактора; η_i – КПД передачи от вторичного вала коробки передач до i -го моста.

Список литературы

1. Гинзбург Ю.В. О буксовании тракторов на поперечном склоне // Тракторы и сельхозмашины. 1969. № 8.
2. Андреев А.Ф. и др. Дифференциалы колесных машин. М., 1987.
3. Андреев А.Ф. К вопросу о тяговом расчете многоосного трактора // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Мн., 1988. Вып. 4.

УДК 629.114.2

А.Х.ЛЕФАРОВ, д.-р техн. наук,
В.С.ВОЙТЕШОНОК (БПИ)

ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА СКЛОНЕ

Траектория поворота колесного трактора на склоне имеет петлевидную форму [1, 2]. При непрерывном повороте трактора последующие петли траектории смещаются вниз или вверх по склону вдоль некоторой оси, которую назовем осью смещения. Если при круговом движении трактора на горизонтальной плоскости при постоянном угле поворота управляемых колес траектория оценивается радиусом поворота и смещением центра поворота относительно оси задних колес, то на склоне петлеобразная траектория движения должна характеризоваться другими параметрами. Оценочные параметры траектории поворота колесного трактора, предложенные в [2], не совсем удобны для практического применения и не дают наглядного представления об изменении ее в зависимости от эксплуатационных и других факторов.

В связи с этим, а также на основе изучения траектории поворота тракторов на склоне предлагается использовать для ее оценки следующие характеристики (рис. 1): β – угол между осью смещения траектории и меридианом склона; a, c – размеры петли вдоль оси смещения при движении трактора соответственно вверх и вниз по склону; b – поперечный размер петли.

На горизонтальной поверхности ($\alpha_c = 0$) размеры a, b, c петли траектории одинаковы (рис. 2) и равны диаметру поворота, а траектория представляет собой окружность. При движении вверх по склону петля траектории сжимается в направлении оси смещения и растягивается вдоль нее при движении вниз по склону: с ростом α_c уменьшается размер a и увеличивается c , размер b изменяется незначительно, а угол β отражает изменение направления смещения петли.

Для более полной характеристики поворачиваемости необходимо также иметь информацию о степени реализации возможностей трактора по поворачиваемости, т.е. сопоставить реальную траекторию его поворота с теоретической (траекторией поворота трактора без увода) с помощью коэффициентов