

УДК 629.113

С.К.Сидоров (асп., каф. КГМ), Ю.П.Волков, к.т.н., проф.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОВОРОТА МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ РАМОЙ

На Неделе науки-2004 нами было представлено краткое описание колёсной машины К-703МТП-127Г грузоподъёмностью 127т на базе серийно выпускаемого на Кировском заводе энергонасыщенного промышленного колёсного трактора К-703. Были сформулированы и основные требования к подобной технике.

Поворачиваемость колесной машины можно оценить по следующим критериям:

1. Увод колес. Необходимо учитывать при оценке управляемости машины, т.к. оно приводит к отклонению траектории движения особенно при повышенных скоростях.

2. Радиусы поворота машины (значения кривизны траектории). Зависят от угла относительного складывания секций машины. Чем больше угол, тем меньше возможный радиус поворота, т.е. тем больше кривизна траектории.

3. Момент сопротивления повороту машины или максимальное значение давления масла в механизме управления поворотом. Чем меньше момент сопротивления и, следовательно, чем ниже давление в гидросистеме, тем лучше поворачиваемость. При очень высоких значениях момента сопротивления может не обеспечиваться заданный радиус при больших скоростях движения.

Поскольку для данного класса машин особенно важно маневрирование с небольшими скоростями (около скважины), то определение критической скорости в повороте опустим. Определим зависимость радиуса поворота секций с учетом бокового увода. В общем случае угол увода зависит от боковой силы на колесе, давления воздуха в шине, вертикальной нагрузки и тяговой силы на колесе.

По результатам экспериментальных исследований «Экспериментальное исследование упругих свойств шин типа Р к трактору К-702», Московского гидромелиоративного института, определены зависимости изменения угла увода от нормальной нагрузки и давления воздуха в шине. По этим зависимостям видно, что с увеличением вертикальной нагрузки на шину увод уменьшается. Иначе говоря, при одном и том же давлении воздуха в шине одна и та же боковая сила будет вызывать тем больший увод колеса, чем меньше действующая на него вертикальная сила. Так, например, у шины ФД-12 при давлении воздуха 0,2 МПа и вертикальной нагрузке 45 кН боковая сила 12 кН вызывает увод $\delta_1 = 5^\circ$, а при 28 кН $\delta_2 = 8^\circ$. Это явление объясняется тем, что увод является функцией боковой деформации шины. Т.е. деформация шины обусловлена упругими свойствами резины. При нагружении шины вертикальной силой происходит предварительная её деформация. Боковая сила вызывает дополнительную деформацию. Чем больше предварительная деформация, тем меньшую дополнительную деформацию может вызвать боковая сила.

Зависимость радиуса поворота секций от угла складывания полурам машины θ , углов увода колес передней δ_A и задней полурамы δ_B определена в работе [1].

Радиус поворота передней полурамы R_A по продольной оси машины:

$$R_A = \left\{ l_A \cdot \frac{\sin \theta}{\sin(\theta + \delta_A)} + [l_B + l_A \cdot \frac{\sin \delta_A}{\sin(\theta + \delta_A)}] \cdot \cos(\theta + \delta_A) + [l_B + l_A \cdot \frac{\sin \delta_A}{\sin(\theta + \delta_A)}] \cdot \sin(\theta + \delta_A) \cdot \operatorname{tg}(\theta + \delta_A - \delta_B) \right\} \cdot \operatorname{ctg}(\theta + \delta_A - \delta_B) \quad (1)$$

Радиус поворота задней полурамы R_B по продольной оси машины:

$$R_B = \left\{ \left[l_A - \frac{l_B \cdot \sin \delta_B}{\sin(\theta - \delta_B)} \right] \cdot [\cos(\theta - \delta_B) + \sin(\theta - \delta_B) \cdot \operatorname{tg}(\theta + \delta_A - \delta_B)] + \right. \\ \left. + l_B \cdot \sin \delta_B \cdot \operatorname{ctg}(\theta - \delta_B) + l_B \cdot \cos \delta_B \right\} \cdot \operatorname{ctg}(\theta + \delta_A - \delta_B), \quad (2)$$

где l_A и l_B – расстояние от оси вертикального шарнира до передней и 3-й оси машины.

Анализ формул (1) и (2) показывает, что, если угол увода передних колес больше, чем угол увода задних, то радиус поворота уменьшается, по сравнению с радиусом поворота без увода, т.е. появляется избыточная поворачиваемость. Если же угол увода передних колес меньше, чем задних, то появляется недостаточная поворачиваемость. Это явление необходимо учитывать при транспортных работах.

Вычислим моменты сопротивления повороту колес секций колесной машины M_A, M_B

$$M_A = \frac{2}{3} \cdot \psi_1 \cdot b \cdot (N_{11} + N_{12}); \quad M_B = \frac{2}{3} \cdot \psi_2 \cdot b \cdot (N_{21} + N_{22} + N_{31} + N_{32} + N_{41} + N_{42}),$$

где b – ширина колеса; $N_{11}, N_{12}, \dots, N_{42}$ – вертикальные реакции на колесах машины.

$$\psi_1 = \varphi \cdot \left(1 - \frac{R_A}{100} \right); \quad \psi_2 = \varphi \cdot \left(1 - \frac{R_B}{100} \right).$$

Определим момент на гидроцилиндрах колесной машины $M_{Ц}$

$$M_{Ц} = -(\varphi - f) \cdot N_{11} \cdot \cos \delta_A \cdot \left(\frac{B}{2} - a \cdot \sin \theta \right) + (\varphi - f) \cdot N_{12} \cdot \\ \cdot \cos \delta_A \cdot \left(\frac{B}{2} + a \cdot \sin \theta \right) - M_A - J_A \cdot \cos \alpha_A \cdot (a_A + a \cdot \cos \theta) - \\ - J_A \cdot \sin \alpha_A \cdot a \cdot \cos \theta + S_A \cdot (l_A + a \cdot \cos \theta)$$

где φ – коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью; f – коэффициент сопротивления качению; J_A, J_B – центробежные силы, действующие на переднюю и заднюю полурамы; α_A, α_B – угол между направлением действия центробежных сил и перпендикуляром к передней и задней полураме; a – расстояние от оси шарнира начала координат; B – ширина машины; a_A – расстояние от оси шарнира до центра тяжести передней полурамы; S_A – боковая сила на оси передней полурамы.

Для сравнения с экспериментальными данными определим давление в гидроцилиндрах, сильно зависящее от типов механизмов в трансмиссии машины, $p = \frac{M_{Ц}}{i_p}$, где i_p –

передаточная функция механизма рулевого управления, которая линейно зависит от угла складывания полурам θ .

Полученная математическая модель позволяет оперативно определять основные параметры поворота многоосной колесной машины. Основное достоинство данной модели поворота – её простота. Однако в ней не учтено буксование забегающих колес, радиус качения задней полурамы вычисляется приближенно (по 3-й оси), в то время как для вычисления габаритного коридора при повороте установки, необходимо знать все 4 радиуса качения осей машины. Кроме того, для учёта особенностей конструкции трансмиссии машины необходимо наложить некоторые связи на систему уравнений сил и моментов.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шувалова Е.А., Добрякова Б.А., Борисова Ю.И. и др. Трактор «Кировец». Описание конструкции и расчет. Л., Машиностроение, 1974.