

УДК 629.113

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

МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОВОРОТА МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ШАРНИрно-СОЧЛЕНЕННОЙ РАМОЙ

Несмотря на то, что геометрические размеры механизма поворота и уровень давления в гидроцилиндрах машины К-703МТП-127Г соответствовал оптимальным значениям, поворотливость машины оставалась неудовлетворительной. На перспективной машине К-703МБР-160Г грузоподъемностью 160 т на крюке, поворотливость была ещё хуже. Для улучшения поворачиваемости (для уменьшения радиуса поворота) было решено усовершенствовать конструкцию трансмиссии колесной машины. На первоначальном этапе было предложено 2 варианта доработки трансмиссии (второй здесь не нашел отражения):

1) отказаться от использования муфт свободного хода на всех ведущих мостах (как у трактора К-703) и заменить их на симметричные конические межколесные дифференциалы;

2) установить фрикционные тормоза на правом и левом бортах 2-й и 3-й оси колесной машины с целью использования бортового поворота.

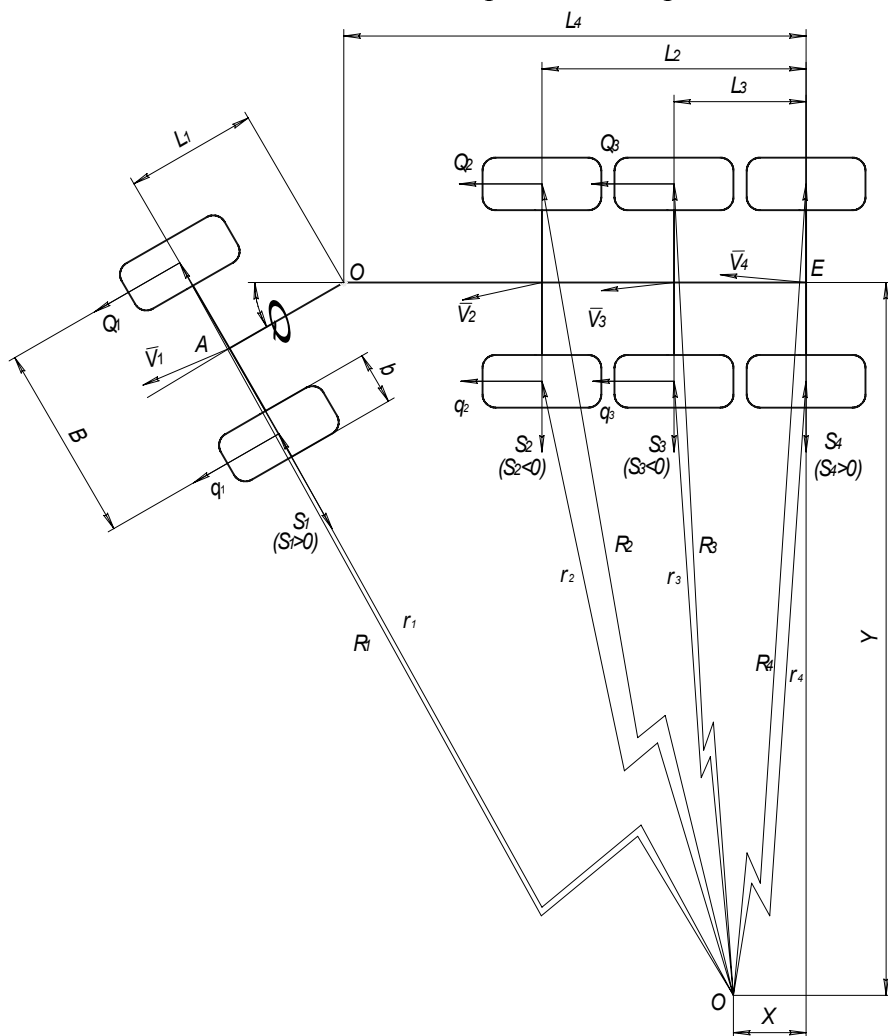


Рис. 1. Схема для определения радиуса поворота колесной машины

Чтобы просчитать все возможные конструкции трансмиссии, была создана новая расчетная схема (рис. 1). По ней определяются радиусы качения каждого колеса, т.к. боковые и вертикальные силы, действующие на колёса, в общем случае не равны, а значит и не равны углы бокового увода шин. Введём продольные тяговые (тормозные) силы на всех колесах. С их помощью достаточно просто моделировать различные устройства в трансмиссии (дифференциалы, муфты свободного хода и т.п.). На схеме q_i – продольная сила на внутреннем колесе, Q_i – продольная сила на наружном колесе, S_i – боковая сила на оси, остальные обозначения понятны из рис. 1. Для составления уравнения поворота запишем уравнение моментов относительно точки E, составим уравнения проекций всех сил на вертикальную и горизонтальную оси и запишем распределение боковых сил S_i от мгновенного центра поворота через X , Y , L_i и K_{Yi} . (X и Y – координаты центра поворота, K_{Yi} – коэффициенты бокового увода шин, зависящие от S_i и G_i). При первом вычислении, коэффициенты бокового увода можно считать постоянными, а затем вычислить новые значения K_{Yi} и так методом последовательных приближений добиться решения с заданной степенью точности. Наложим ограничения, характеризующие конструкцию трансмиссии. Уравнение, учитывающее симметричный конический межколесный дифференциал 1-го моста $q_1 = Q_1$. Для других агрегатов трансмиссии – аналогично. Выразим радиусы поворота каждого колеса через величины L_i , X , Y , B , θ . Запишем связь между наружным и внутренним радиусами поворота с учетом коэффициента буксования, зависящего от продольной силы на колесе и вертикальной нагрузки на колесо. Решая полученную систему уравнений (например, в MathCADe) для разных значений угла θ от 0 до 30°, получаем значения q_i , Q_i , g_i , R_i , S_i , X , Y . Вычитая радиус качения внутреннего колеса 4-й оси из радиуса качения наружного колеса 1-й оси, определяем габаритный коридор. Для сравнения с экспериментальными данными определим давление в гидроцилиндрах, которое существенно зависит от типов механизмов в трансмиссии машины.

$$p = \frac{M_{c1} - S_1 \cdot L_1 + (q_1 - Q_1) \cdot \frac{B}{2}}{i_p},$$

где M_{c1} – момент сопротивления повороту колес 1-й оси; i_p – передаточная функция механизма рулевого управления, которая линейно зависит от угла складывания полурам θ .

В итоге, для каждой схемы трансмиссии получаем ряд параметров, характеризующих поворотливость машины, такие как габаритный радиус поворота, габаритный коридор, давление в гидроцилиндрах.

Результаты, которые позволяет получить данная методика расчета поворота, очень близки к результатам экспериментальных данных, полученных при испытаниях трактора К-703 и колесной машины К-703МТП-127Г.

Таким образом, радиусы поворота секций трактора и колесной машины зависят от углов увода колес, а установка межколесных дифференциалов в ведущие мосты трактора и машины, вместо муфт свободного хода, в процессе поворота снижает пиковые значения крутящих моментов на полуосях в 2 раза и давление масла в напорной полости гидроцилиндров поворота – в 1,3 раза.

Разработанная методика расчета поворота многоосной колесной машины с шарнирно-сочлененной рамой используется на ОАО «Спецмаш» при расчете поворота серийных и перспективных колесных машин.