Оглавление

[Разработка кинематической схемы рулевого привода 2](#_Toc533680508)

[Расчет потребной мощности для поворота колеса 3](#_Toc533680509)

[Список используемой литературы 5](#_Toc533680510)

# Разработка кинематической схемы рулевого привода

Особенности при проектировании подвески зависят от типа и размера электромашины, а также от дополнительных агрегатов.

Существуют не сколько конструктивных подходов для проектирования рулевого привода. 1) Если колесо имеет большие размеры, то электромашину можно разместить внутри обода, но это может привести к значительному увеличению непосредственной массы, что приведет к ухудшению управляемости и устойчивости. Требуется переработка направляющего аппарата подвески, силовой структуры крепления элементов подвески, потребуются работы по оптимизации собственной частотной характеристики системы подрессования. Данный конструктивный подход характерен для большегрузных автомобилей. 2) Если пространства внутри обода недостаточно и не удается скомпоновать электромашину вблизи колеса, то применяют привод электромашин к колёсам через оси в этом случае электромашины подрессорены и изолируются от кузова при помощи эластичных элементов.

Так как в данной диссертации рулевой привод колеса разрабатывается для большегрузного электротягача. То было решено разместить электропривод поворота колеса разместить вне обода колеса, не увеличивая массу колеса. На рисунке X изображена примерная кинематическая схема.

|  |
| --- |
|  |
| Рисунке1. Кинематическая схема рулевого привода. |

# Расчет потребной мощности для поворота колеса

Движение любого колеса при повороте машины можно рассматривать состоящим из движения в направлении в продольной плоскостью оси, совпадающей с центральной продольной плоскостью колеса, и поворота относительно вертикальной оси на некоторый угол, увеличивающийся с увеличением кривизны траектории движения колеса. При малых углах поворота имеются лишь упругие деформации шины. При этом возникает момент сопротивления повороту, пропорциональный как углу поворота колеса в плоскости дороги, так и угловой жесткости шины в поперечной плоскости.

Однако при углах поворота колеса, больше 2…3°,происходит скольжение отпечатка шины по опорной поверхности, которое вызывает дополнительный момент сопротивления повороту колеса, зависящий от сцепления колеса с опорной поверхностью. Этот момент можно представить моментом пары сил сопротивления скольжению, представляющих собой равнодействующие сумм удельных сил сцепления, распределенных по всей площади отпечтка, соответственно с различными для каждой пары плеч. Поэтому усилия для поворота колеса считается по формуле:

Где ­ ­– площадь отпечатка, имеющего эллиптическую форму, – суммарная векторная сумма сил приложенных к колесу; – коэффициент сцепления.

Для расчета площади отпечатка колеса необходимы параметры колеса. По ГОСТ 5513-97 «Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов» выбран размер 425/65R22,5: наружный диаметр – 1122 мм, ширина профиля – 425 мм, статический радиус – 525 мм, максимально допустимая нагрузка для одинарных колес – 50,52 кН. Для определения пятна

Поэтому площадь отпечатка колеса рассчитывается по формуле:

Значит необходимое усилие для поворота колеса равно:

Задаемся скоростью поворота колеса для данного колеса. Так как максимальный угол поворота составляет 30° и максимальное время 1с.

Поэтому максимальная скорость поворота колеса равна:

Рассчитываем механическую мощность:

Значит максимальная мощность для ситуации, когда колесо поворачивается на месте равно 378,77 Вт.

# Список используемой литературы

1. И.Балабин,В.Путин «Автомобильные колеса и тракторные колеса» 1963 г.
2. Г.А. Смирнов « Теория движения колесных движениях» 1990 г.
3. А.И.Бокарев Статья « перспективы использования индивидуального регулируемого силового электропривода в системах активной безопасности» 2015 г.