

Из графика видно, что образцы с покрытием имеют лучшие показатели: меньшее время прирабатываемости, меньшую температуру в установившемся режиме, а после прекращения подачи масла в зону трения способны более длительно противостоять износу.

Износ образцов трущегося сопряжения для серийных пар трения составил: гильз – 0,418 г, колец 0,094 г; имеющих покрытие – 0,276 и 0,061 г соответственно.

Выводы

1. Фрикционно-механическое меднение внутренней поверхности гильзы увеличивает микротвердость поверхностного слоя зеркала цилиндра на 63%.
2. Наличие ТСП на образцах гильз цилиндров способствует уменьшению времени прирабатываемости в 1,6 раза и температуры в зоне трения в установившемся режиме и увеличению времени работы трущегося сопряжения в режиме масляного голодания.
3. Износостойкость образцов, обработанных ФАБО при отключении подачи масла, увеличивается в 1,8 раза.

Литература

1. Гаркунов Д.Н. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения.- М.: Машиностроение, 1982. С.17...22.
2. Карпенков В.Ф., Стрельцов В.В., Приходько И.В. и др. Финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО) деталей. – Пушино: МГАУ им. Горячкина, 1996. с.78.
3. Брезгунов Г.В. Теоретическое исследование химических процессов, происходящих при фрикционно-механическом нанесении медных покрытий на зеркало чугуновой гильзы цилиндра // Эксплуатация, ремонт и восстановление сельскохозяйственной техники: Доклады междунар. науч.- практ. конф.– Горки, БСХА, 1997.– С.38...42.
4. Брезгунов Г.В. Влияние концентрации соляной кислоты в глицерине на эффективность фрикционно-механического меднения наружных поверхностей чугуновых деталей // Актуальные проблемы механизации сельскохозяйственного производства. Ч. 2: Матер. междунар. науч.-практ. конф. – Горки, БГСХА, 2001.– С. 167...171.
5. Устройство для фрикционно-механического нанесения покрытий на внутренние поверхности: Пат. 2803 Республики Беларусь, МКИ⁵ С 23С 26/00 / Брезгунов Г.В., Брезгунов А.А. № и 20050702; Заявл. 09.11.2005; Оpubл. 01.03.2006, Официальный бюллетень «Изобретения. Полезные модели. Промышленные образцы» №2 2006, - 2с.: ил.
6. Машина трения: Пат. 2531 Республики Беларусь, МКИ⁵ G 01 N 3/56 / Брезгунов Г.В., Брезгунов А.А. № и 20050297; Заявл. 25.05.2005; Оpubл. 28.02.2006, Официальный бюллетень «Изобретения. Полезные модели. Промышленные образцы» №1 2006, - 2с.: ил.

УДК 629.114.2

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ НА ИЗНОС ШИН

Бобровник А.И., Дивин К.И. (БГАТУ)

В связи с тем, что колеса 80-90% времени катятся по криволинейным траекториям, необходимо обеспечить умеренный износ шин во всем диапазоне углов поворота управляемых колес. В литературе отсутствуют достаточно точные для практики математические описания износа шин — зависимости износа шин в функции различных параметров: углов установки колеса, наклона шкворней, длины цапфы, свойств шин, углов поворота колес и т. д. Необходимо проведение дополнительных исследований для освещения данной проблемы.

Введение

В настоящее время, время стремительного роста цен на сырье и энергоресурсы, необходимо искать новые методы снижения энергоемкости существующих процессов и

создавать новые оптимальные технологии, необходимо стремиться к снижению расхода энергоресурсов не только непосредственно в процессе эксплуатации сельскохозяйственной техники, необходимо снижать расход энергоресурсов за счет увеличения срока эксплуатации сменных узлов и деталей, улучшения качества комплектующих, продления моторесурса техники в целом. Ведь, как общеизвестно, главным потребителем энергии является не сельское хозяйство, а промышленность, и, прежде всего, - машиностроение.

В связи с тем, что колеса 80-90% времени катятся по криволинейным траекториям, необходимо обеспечить умеренный износ шин во всем диапазоне углов поворота управляемых колес, т.к. одной из главных статей расхода при эксплуатации техники, наряду с топливно-смазочными материалами, является и смена покрышек колес вследствие их износа и повреждений.

Влияние параметров рулевого управления на износ шин

Рулевое управление предназначено для обеспечения поворота трактора, поддержания заданного направления его движения и для уменьшения усилия на рулевом колесе при повороте трактора.

Системы рулевых управлений абсолютного большинства тракторов ведущих фирм в диапазоне мощностей 30...500 л.с. выполняются гидрообъемными, в которых передача вращения рулевого колеса к ведущим колесам передается посредством перемещения объема масла.

Роль гидроусилителя в гидрообъемных рулевых управлениях играют насосы-дозаторы, работающие в паре с насосами питания.

Абсолютное большинство насосов-дозаторов состоят из качающего узла (насоса) героторного типа, распределительного узла и системы клапанов.

Роль механизмов поворота в большинстве систем рулевого управления тракторов мощностью до 150 л.с. выполняют двухштоковые гидроцилиндры, крепящиеся на переднем мосту трактора, встроенные в передний мост, а также гидроцилиндры двухстороннего действия, установленные в рулевую трапецию; на тракторах мощностью свыше 150 л.с. устанавливаются два гидроцилиндра, встроенные в рулевую трапецию.

Рассмотрим движение двухосной машины, совершающей идеальный поворот (т. е. колеса машины движутся без скольжения, а рулевая трапеция отсутствует). При этом рассматривается плоская модель, а точками А и В являются точки пересечения осей цапф с осями шкворней (рис. 1). Рассматривая два треугольника APD и BPC , легко выводится зависимость:

$$\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}\alpha = L/M \quad (1)$$

где M - база машины (длина цапфы l при выводе (1) не учитывалась).

Итак, рулевая трапеция нужна для:

- обеспечения поворота управляемых колёс;
- обеспечения такой достаточно жесткой связи между внутренним и внешним колесами, чтобы поворот машины происходил без скольжения колёс, т. е. обеспечивался поворот машины в соответствии с зависимостью (1), именуемой в литературе уравнением котангенсов.

Так как у реальной машины в точке P (рис. 1) не пересекаются перпендикуляры к скоростям центров колёс в точках A и B , то параметры рулевой трапеции не назначаются, а их нужно выбирать такими, чтобы как можно точнее реализовывалась зависимость (1).

Что же касается методик определения параметров рулевых трапеций различных конструкций, то в литературе во второй половине XX в. появилось четыре отличных друг от друга гипотезы выбора геометрии рулевых трапеций. Каждая из гипотез предполагает такую геометрию рулевой трапеции, при использовании которой должен наблюдаться умеренный износ шин в случае криволинейного движения машин.

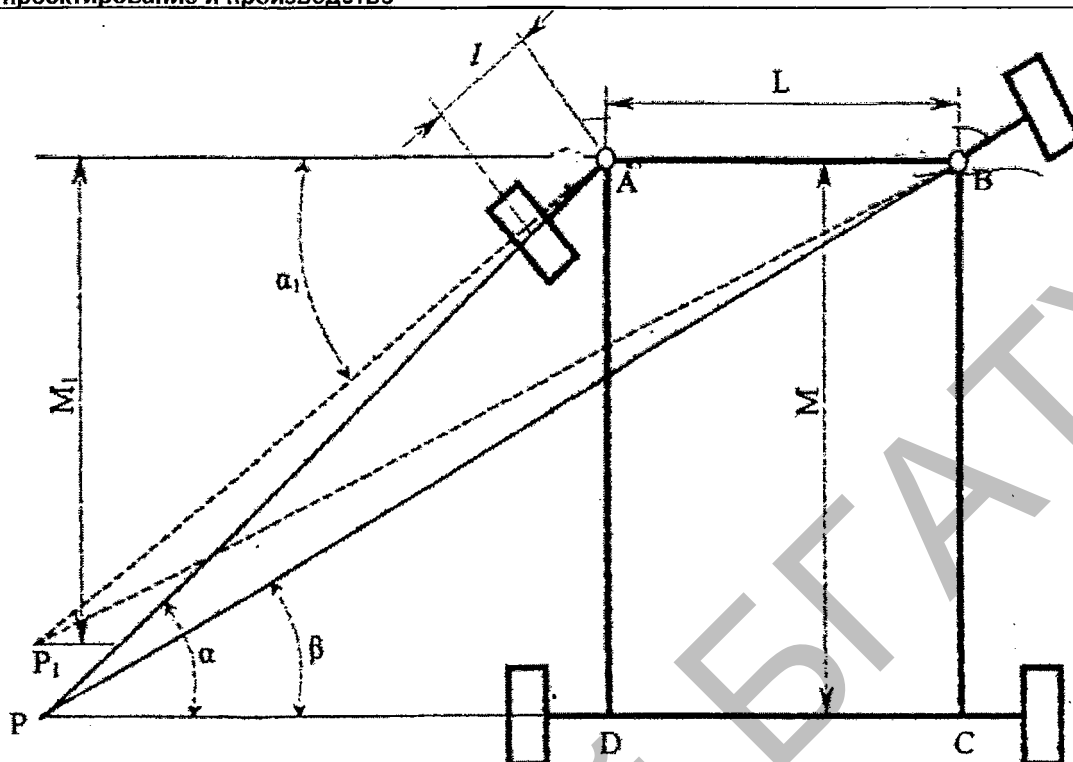


Рисунок 1 - Поворот машины, центр масс которой совершает криволинейное движение (точка P соответствует идеальному повороту, а точка P₁ - повороту машины, осуществленному четырехзвенной или шестизвенной трапецией).

Гипотеза Е.А. Чудакова, основанная на стремлении к равенству боковых сил у управляемых колес.

Гипотеза Е. Фиалы требует равенства удельных боковых сил на управляемых колесах, что возможно при соотношении углов поворота внутреннего и наружного управляемых колес, меньшем единицы. Для этого необходимо, чтобы угол поворота внутреннего колеса изменялся интенсивнее, чем этого требует уравнение котангенсов.

Гипотеза В.Б. Гауха и Р.О. Ширера, предусматривает равенство углов увода управляемых колес (выполняется при поворотах внутреннего и наружного управляемых колес на одинаковые углы).

Гипотеза Н. Хассельгрубера, предусматривает одинаковые мощности, затраченные на боковое скольжение колес (рулевая трапеция должна обеспечивать большую разность углов поворота внутреннего и наружного управляемых колес, чем этого требует уравнение котангенсов).

За последнее время выполнены исследования по оптимизации параметров рулевого привода и по изучению влияния его кинематики на выходные характеристики машин. В результате установлено, что каждая из четырех гипотез справедлива только для какого-то одного из режимов движения автомобиля или трактора; приемлемые показатели управляемости и износа шин для некоторых типов машин достигаются иногда в тех случаях, когда нормальное ускорение центра масс машин, совершающей криволинейное движение не превышает величины, равной 4 м/с^2 , а внешние и внутренние управляемые колеса поворачиваются на углы, которые минимально отличаются от найденных из уравнения котангенсов.

Следовательно, в настоящее время на вооружении проектировщиков имеется пять гипотез, с помощью которых можно выбрать параметры рулевой трапеции самоходной машины.

В литературе имеется несколько различных вариантов процедуры выбора параметров

рулевой трапеции самоходных машин в соответствии с пятой гипотезой. Эти процедуры разработаны В.Я. Аниловичем и Ю.Т. Водолажченко, И.Б. Барским, В.А. Павловым, П.П. Лукиным, Г.А. Гаспарянцем, В.Ф. Родионовым и другими учеными.

Например, в работе П.П. Лукина, Г.А. Гаспарянца и В.Ф. Родионова утверждается, что чем ближе отношение $M^*/M=\lambda$ (рис. 1) к единице, тем совершеннее поворот автомобиля. Центр P смещается на M_1 из-за того, что четырехзвенная или шестизвенная используемые на практике рулевые трапеции приближенно отображают уравнение котангенсов, которое точно отображается лишь четырнадцатизвенной рулевой трапецией. В дальнейшем, комбинируя графические построения и вычисления по математическим зависимостям (для λ) для наиболее употребительных углов поворота управляемых колес выбираются такие параметры рулевой трапеции, при которых зависимость $\alpha(\alpha_1)$ и $\lambda=1$ будут наиболее близки друг к другу (степень близости определяется визуально).

Как видим, даже для проектирования рулевой трапеции – механизма, «отвечающего» по своей сути за поворот - нет единой теоретической базы, не говоря уже о динамическом регулировании и коррекции колес в постоянно изменяющихся дорожных условиях.

Износ шин управляемых колес при движении транспортного средства зависит от значений ряда конструктивных параметров управляемой оси, от углов установки колеса, от свойств шины, от условий эксплуатации и т.д.

$$U = U(\epsilon) + U(\alpha) + U(\beta) + U(\gamma) + U(\text{ГПРТ}) + U(c, n) + \sum_{i=1}^n U_i, \quad (2)$$

где U - износ шин управляемых колес;

$U(\epsilon)$ - износ шин в функции угла схождения;

$U(\alpha)$ - износ шин в функции угла развала;

$U(\beta)$ - износ шин в функции угла поперечного наклона шкворня;

$U(\gamma)$ - износ шин в функции угла продольного наклона шкворня;

$U(\text{ГПРТ})$ - износ шин в функции геометрических параметров рулевых трапеций различных конструкций (ГПРТ - аббревиатура слов геометрические параметры рулевой трапеции);

$U(c, n)$ - износ шин в функции коэффициентов жесткости (c_2) и демпфирования (n_2) рулевой трапеции;

$\sum_{i=1}^n U_i$ - суммарный износ шин, зависящий от свойств шины, от условия эксплуатации

и т.д.

Необходимо подчеркнуть, что различные конструкции рулевых трапеции имеют разное число геометрических параметров.

Теоретических и экспериментальных работ, в которых выполнены исследования по определению рациональной формы рулевой трапеции, ее расположения, влияния параметров на износ шин достаточно много. Анализ этих работ позволил установить следующее:

1. Параметры передних осей влияют на износ шин следующим образом (рис. 2):

- коэффициенты жесткости c и демпфирования n рулевой трапеции оказывают весьма слабое влияние на износ шин;

- угол поперечного наклона шкворня β оказывает слабое влияние на износ шин;

- угол развала α , угол схождения ϵ , угол продольного наклона шкворня γ оказывают среднее по интенсивности влияние на износ шин;

- длина рычага рулевой трапеции r и угол его наклона к продольной оси машины θ (θ, r - геометрические параметры рулевой трапеции) оказывают сильное влияние на износ шин.

2. В литературе отсутствуют достаточно точные для практики математические описания износа шин (зависимости износа шин в функции различных параметров — углов установки колеса, наклона шкворней, длины цапфы, свойств шин и т. д.).

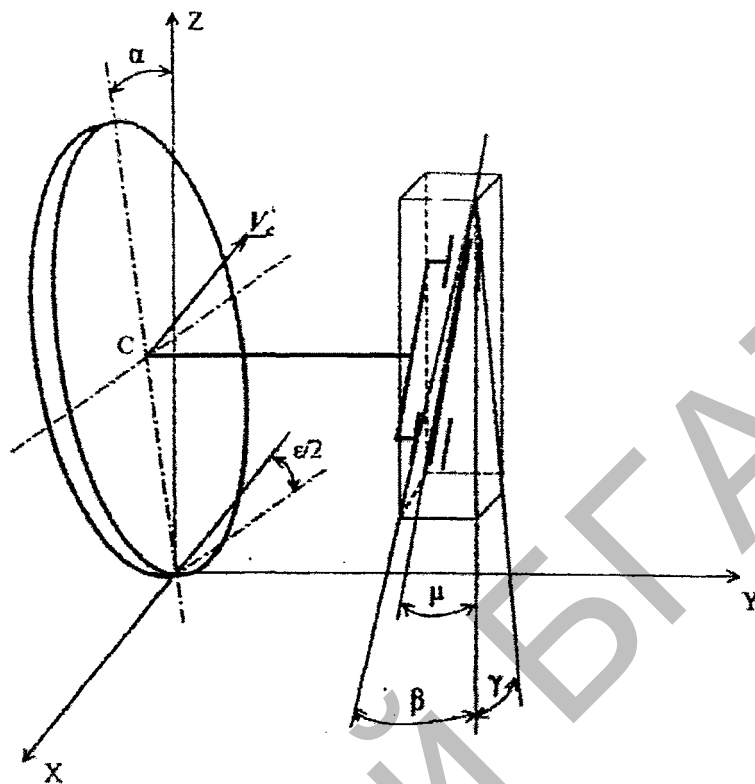


Рисунок 2 - Углы установки колеса

Необходимо проведение дополнительных теоретических и экспериментальных исследований в данном направлении с целью установления подобных зависимостей.

Заключение

Работы и исследования по минимизации износа шин управляемых колес при криволинейном движении ведутся по многим направлениям уже продолжительное время, но поиск решения ведется в основном только на этапе конструирования, т.е. устойчивость движения и стабилизация управляемых колес и другие выходные характеристики машины определяются зачастую только выбором значений геометрических и конструктивных параметров, что не позволяет при дальнейшей эксплуатации эффективно согласовывать динамические характеристики шин с динамическими свойствами переднего моста во всем скоростном диапазоне. При проектировании переднего моста опытно либо методом моделирования на ЭВМ назначаются такие сочетания конструктивных параметров, как углы развала, схождения, наклона шкворней, длины цапфы и балки оси, моменты инерции колеса и балки оси, жесткость рулевой трапеции и упругих элементов подвески, геометрические параметры рулевой трапеции и т.д.

На этом этапе, этапе проектирования, всякое активное реагирование и адаптация к внешним условиям работы колес заканчивается, т.е. при дальнейшей эксплуатации как управляемые колеса, так и весь мост в целом работают по единожды заданному при проектировании закону, который зачастую не охватывает всех условий эксплуатации и не может являться оптимальным по критериям износа шин.

Литература

1. Гурвич Ю.А. Оптимизация параметров шестизвенной рулевой трапеции трактора МТЗ-80 во всем диапазоне длин колеи / Материалы международной 51-й НТК БГПА. – Минск, 1995.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление. – М.: Машиностроение, 1987.
3. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Изд. АН СССР, 1961.