

пользовать динамическое регулирование, которое осуществляется регулятором, изменяющим тормозные силы в зависимости от величины нормальной реакции.

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И., Бугай О.В. Исследование динамики торможения автомобилей с учетом влияния типа подвески. — Автомобильная промышленность, 1976, №3.

УДК 629.11.012.52

А.Т.Скойбеда

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАССОГЛАСОВАНИЯ КОЛЕС МНОГООСНЫХ МАШИН

Исследование тяговых качеств многоосных транспортных средств, как правило, приводит к необходимости обеспечить равенство буксований колес различных ведущих осей [1]. Однако это условие может быть выполнено только при постоянстве кинематических параметров колес и одинаковых характеристиках опорных поверхностей под колесами различных осей.

Работа машин сопровождается изменением деформаций и радиусов качения шин, а при движении колес одного борта по одному следу физико-механические свойства почвы под колесами различных осей существенно отличаются. Это значит, что условие равенства буксований колес различных осей допустимо только в частном случае движения машин с постоянной скоростью без крюковой нагрузки по горизонтальной поверхности. При этом колеса и опорная поверхность принимаются абсолютно жесткими.

В данной работе тяговые качества многоосных систем исследованы на основании гипотезы о необходимости обеспечения равенства касательных напряжений в контактах колес различных ведущих осей.

Многоосные колесные системы при их взаимодействии с опорной поверхностью представляют собой замкнутые силовые потоки, обладающие упругими свойствами. Кинематика движения таких систем имеет общую закономерность, характерную для замкнутых силовых элементов и подчиняющуюся условию неразрывности сплошных сред [2]:

$$m = \rho F v = \text{const}, \quad (1)$$

где m – секундная масса потока; F – поперечное сечение потока; v – скорость потока; ρ – плотность потока.

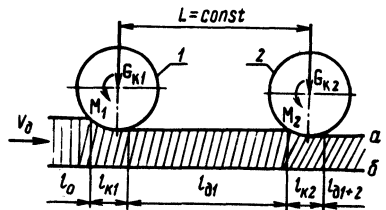
В уравнении (1) $\rho = dM/dV$, где M – масса; V – объем.

Уравнение Кретца-Жуковского, связывающее скорости тела в нормальных к потоку сплошной среды сечениях, имеет вид [3]:

$$\frac{v_1}{1 + \varepsilon_1} = \frac{v_2}{1 + \varepsilon_2} = \dots = \frac{v_i}{1 + \varepsilon_i} = v_D = \text{const}, \quad (2)$$

где v_D – средняя скорость в недеформированном сечении (участок l_0 на рис. 1).

Рис. 1. Схема к применению принципа неразрывности механики сплошных сред к ходовым системам машин: 1, 2 – соответственно передние и задние колеса; а, б – поверхности качения и относительного покоя.



В обращенном движении, т.е. при неподвижной ходовой системе и подвижном опорном слое аб, поверхности а и б (см. рис. 1) имеют различные скорости. Поверхность б имеет скорость, равную действительной скорости движения ($v_b = v_D$). На поверхности а скорости различных участков отличаются друг от друга:

$$\text{на участке } l_{k1} \quad v_{k1} = v_D (1 + \varepsilon_1); \quad (3)$$

$$\text{на участке } l_{k2} \quad v_{k2} = v_D (1 + \varepsilon_2),$$

где v_{k1} , v_{k2} – окружные скорости колес; ε_1 , ε_2 – буксования (сжатия опорной поверхности).

Уравнения (3) показывают, что условие неразрывности (1) может быть выполнено только при равенстве параметров ρ , F , ε для всех колес многоосной ходовой системы. При одинаковых размерах колес равенство сечений потока обеспечивается равенством площадей поперечных сечений эпюр их давлений на опорную поверхность, что может быть получено при различной весовой нагрузке передних и задних колес, если они

катятся по поверхностям, имеющим различную плотность. Плотности потоков в контактах колес также различны вследствие неодинаковых уплотнений почвы колесами различных ведущих осей.

Если шины и весовые нагрузки осей подобраны таким образом, что плотности и сечения силовых потоков равны, тогда для выполнения условия неразрывности необходимо обеспечить равенство буксований колес многоосных ходовых систем. В случае невыполнения этого условия соотношения между буксованиями колес (сжатиями опорной поверхности) определяются следующими зависимостями:

$$\epsilon_1 = \frac{\rho_2 F_2}{\rho_1 F_1} (1 + \epsilon_2) - 1; \quad (4)$$

$$\epsilon_2 = \frac{\rho_1 F_1}{\rho_2 F_2} (1 + \epsilon_1) - 1.$$

Если допустить, что $\rho = k/g$, где k - коэффициент объемного смятия, кг/см^3 ; g - ускорение свободного падения, м/с^2 , тогда

$$\epsilon_1 = \frac{k_2}{k_1} \frac{F_2}{F_1} (1 + \epsilon_2) - 1. \quad (5)$$

При выборе параметров шин, как правило, обеспечивают равенство F_1 и F_2 .

Профессор В.В.Кацыгин получил зависимость между напряжением смятия и деформацией сжатия почвы, которая хорошо согласуется с экспериментальными кривыми (напряжение - сжатие) [4],

$$P = p_0 \operatorname{th} \frac{k}{p_0} h, \quad (6)$$

где p_0 - предельная несущая способность почвы, кг/см^2 .

С учетом зависимости (6) при условии, что $F_1 \approx F_2$, получим

$$\varepsilon_1 = \frac{p_{02} \operatorname{Arth} \frac{p_2}{p_{02}} h_1}{p_{01} \operatorname{Arth} \frac{p_2}{p_{01}} h_2} (1 + \varepsilon_2) - 1. \quad (7)$$

Так как $\frac{p_1}{p_{01}} \approx \frac{p_2}{p_{02}}$, то можно допустить, что

$$\varepsilon_1 \approx \frac{p_{02} h_1}{p_{01} h_2} (1 + \varepsilon_2) - 1, \quad (8)$$

т.е. в реальных условиях движения, когда $p_{01} \neq p_{02}$ и $h_1 \neq h_2$, колеса многоосных систем должны вращаться с различными угловыми скоростями, чтобы обеспечить различные буксования (сжатия почвы) ε_1 и ε_2 .

Величина кинематического рассогласования осей определяется по известной зависимости

$$K_H = \frac{1 - \delta_1}{1 - \delta_2}, \quad (9)$$

где δ_1, δ_2 - буксование соответственно отстающей и забегающей осей.

По аналогии с зависимостью (9) получим

$$K_H = \frac{p_{02} h_1}{p_{01} h_2} = \frac{k_2}{k_1}, \quad (10)$$

т.е. для выполнения условия неразрывности замкнутого силового потока необходимо обеспечить рассогласование угловых скоростей колес различных осей, равное произведению отношений несущих способностей и деформаций почвы (глубин колеи). При этом передние колеса должны забегать, если они катятся по недеформированной поверхности, а задние - по их следу. Для обеспечения кинематического соответствия параметры шин дол-

жны быть выбраны так, чтобы отношение p_{o2} и p_{o1} изменялось обратно пропорционально отношению h_1 и h_2 , т.е. глубина колеи от передних колес должна быть значительно меньше, чем от задних.

На основании зависимости (10) можно сделать важный для практики вывод: в общем случае параметры многоосной ходовой системы можно считать удовлетворительными, если коэффициенты объемного сжатия почвы k_1 и k_2 в контактах колес различных осей равны между собой. В этом случае обеспечивается силовое (динамическое) соответствие колес различных осей.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х., Кабанов В.И. К вопросу о КПД колесного двигателя многоприводного автомобиля. - Автомобильная промышленность, 1976, № 12. 2. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. - М., 1975, с. 44 - 52. 3. Ишлинский А.Ю. Теория сопротивления перекатыванию (трения качения) и смежных явлений. - В кн.: Всесоюз. конф. по трению и износу в машинах. М. - Л., 1940. т. 2. 4. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий. - В кн.: Вопр. с.-х. механики. Минск, 1964, т. XIII.

УДК 629.113:621.43.018.2

А.Т.Скойбеда

О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС МНОГООСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Вопросы взаимодействия ведущих колес многоосных транспортных систем имеют важное значение, так как силовое (динамическое) и кинематическое несоответствие их вызывает перераспределение тяговых сил между мостами и перегрузку приводов отдельных осей, повышает сопротивление движению и эксплуатационный расход топлива, ухудшает управляемость [1, 2].

При исследовании тяговых качеств полноприводных машин некоторые авторы приходят к выводу, что одним из важнейших требований к ходовым системам является равенство бук-