

система управления позволит избежать такого нежелательного явления, как смещение продольной оси прицепного звена относительно продольной оси тягача, которое обусловлено наличием в управляющем золотниковом распределителе отрицательного перекрытия.

При выходе из поворота "закольцовка" силовых магистралей поворотных гидроцилиндров происходит раньше, чем колёса прицепного звена встанут в положение прямолинейного движения (рис. 1). Так как конструкция подвески автопоездов не приспособлена автоматически возвращать колёса в нейтральное положение (отсутствуют сход-развал колёс, наклон шкворня), дальнейшее движение автопоезда происходит со

смещением прицепного звена. (По нормативу допускается смещение его траектории после прохождения поворота не более 3 % от базы полуприцепа.)

Применение электронных систем управления поворотом позволит обеспечить введение корректировки сигнала управляющего поворотом колёс полуприцепа (рис. 2). Регулировка может производиться в зависимости как от постоянных, так и изменяющихся в ходе движения параметров: скорости, типа шин, установленных на тягаче и прицепном звене, массы транспортного средства, дорожных условий (покрытие и его состояние в соответствии с погодными условиями) и др.

УДК 629.365/367(075.8)
ББК 39.34-01-н73

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ДВИЖИТЕЛЯ МНОГОЦЕЛЕВОЙ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ С ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Доктора техн. наук ГУСЬКОВ В.В., БОЙКОВ В.П. и КАРПИЕВИЧ Ю.Д.; СУШНЁВ А.А.

Белорусский НТУ (as.voshod@gmail.com)

Рассматриваются вопросы взаимодействия колёсного движителя со слабонесущей грунтовой поверхностью.

Ключевые слова: колёсный движитель, ведомые и ведущие колёса, законы сжатия и сдвига грунта, тяговая и динамическая характеристика.

Guskov V.V., Boikov V.P., Karpievich Y.D., Sushnirov A.A. INTERACTION OF THE PROPULSOR OF A MULTI-PURPOSE WHEELED VEHICLE WITH A GROUND SURFACE

The first article deals with the interaction of wheel propulsion with the ground surface.

Keywords: wheeled mover, slave and drive wheels, the laws of compression and shear the soil, pulling and dynamic characteristic.

Для освоения заболоченных территорий северной части России — Сибири, Дальнего Востока, Арктических районов — и охраны государственных границ необходимы многоцелевые транспортные средства повышенной проходимости — колёсные и гусеничные. При их создании приходится решать проблему взаимодействия движителей этих машин с грунтовыми поверхностями, обладающими слабой несущей способностью. Рассмотрим её на основе представлений о механике грунтов для динамических процессов, воспользовавшись при этом зависимостями сжатия и сдвига грунтов, предложенными В.В. Кацыгиным, В.Ф. Бабковым и рядом других специалистов.

Процесс неустановившегося движения машины по грунтовой поверхности на подъём рассмотрим на примере автомобиля колёсной формулы 6×4, у которого два передних колеса — ведомые и управляемые, а

четыре задних — ведущие, неуправляемые (рис. 1).

На машину действуют: приложенные к центру колёс толкающая

сила F_T и крутящие моменты M_{ki} ; сила тяжести G ; силы инерции и моменты инерции $J_{ин}$, приложенные к центру масс O_4 и центрам колёс O_1, O_2, O_3 ; сила сопротивления воздуха; крюковая $F_{кр}$ нагрузка и момент $M_{кр}$ от крюковой нагрузки; реакции грунта R_i , разложенные на две составляющие x_i и y_i .

Согласно правилу Д'Аламбера ($\Sigma X = 0; \Sigma Y = 0; \Sigma M_{O_2} = 0$) уравнение движения $\Sigma X = F_{воз} + F_{ин} + F_{кр} + G \sin(\alpha) + x_1 - x_2 - x_3 = 0$ для плоской модели принимает вид 1 (таблица). Здесь $(x_2 + x_3)$ — суммарная реакция колеса, направленная в сторону движения и являющаяся движущей реакцией, а x_1 — сила сопротивления качению колеса за счёт смятия грунта опорной поверхности и образования колеи h_i . В то же время формула

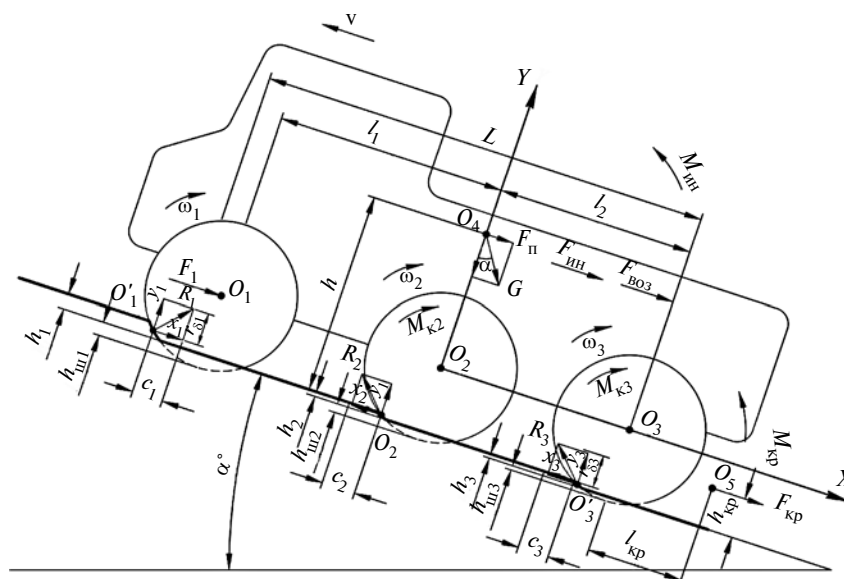


Рис. 1. Схема активных сил и моментов, сил инерции и моментов, силы сопротивления воздуха и крюковой нагрузки и реакции грунтовой поверхности

$\Sigma Y = y_1 + y_2 + y_3 - G \cos(\alpha) = 0$ преобразуется в уравнение 2.

При движении по горизонтальной поверхности в установившемся режиме, уравнения 1 и 2 упрощаются до уравнения силового баланса 3. Умножим обе его части на теоретическую скорость движения $v_T = \omega r_d$

(где ω — угловая скорость, r_d — кинематический радиус колеса) и прибавим к правой части уравнения группу сил $\pm(F_{\text{воз}} + F_{\text{спр}} + F_{\text{кр}})v_d$, умноженную на действительную скорость движения $v_d = v_T(1 - \delta)$.

Получаем уравнение мощностного баланса колёсной машины,

имеющее вид 4. Здесь произведение xv_T представляет собой мощность, подводимую к ведущим колёсам; $(F_{\text{воз}} + F_{\text{спр}} + F_{\text{кр}})(v_T - v_d)$ — мощность, теряемую на буксования или потерю скорости; $F_{\text{спр}}v_d$ — мощность, теряемую на преодоление сопротивления за счёт смятия грунта движителем и образования колеи; $F_{\text{воз}}v_d$ — мощность, теряемую на преодоление сопротивления воздуха; $F_{\text{кр}}v_d$ — мощность, теряемую на преодоление сопротивления прицепа и др.

Для того, чтобы оценить процесс взаимодействия колеса с грунтовой поверхностью примем следующие допущения: колесо движется по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме; грунтовая поверхность определяется физико-механическими свойствами и сопротивлением грунтов смятию и сдвигу; в качестве грунтовой поверхности примем луг суглинка нормальной влажности $W = 14...18\%$; опорная поверхность колеса, участвующая в процессе взаимодействия его с грунтовой поверхностью, имеет сложную конфигурацию, что затрудняет расчёт тяговых свойств колеса.

В качестве законов смятия и сдвига примем зависимости, предложенные профессором В.В. Кацыгиным [4] — формулы 5 и 6 соответственно. Нормальное напряжение при приложении вертикальной нагрузки σ иллюстрирует рис. 2, напряжение сдвига τ — рис. 3.

Для упрощения расчётов ряд исследователей [1, 2, 5] предлагают заменить опорную поверхность ведущего колеса опорной поверхностью жёсткого колеса, имеющего приведённый $D_{\text{пр}}$ диаметр (рис. 4). Здесь $D_{\text{пр}} > D_0$, а длины A и C опорной поверхности реального и приведённого колеса равны. Длина отрезка AB для эластичного и эквивалентного ему жёсткого колеса

$$AB = \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h - h_{\text{ш}})^2} = \sqrt{r_{\text{пр}}^2 - (r_{\text{пр}} - h)^2}$$

или

$$2r_0(h + h_{\text{ш}}) - (h + h_{\text{ш}})^2 = 2r_{\text{пр}}h.$$

Преобразовав выражение, получим формулу 7. Так как второй член её правой части больше нуля и $D_0 > 2h + h_{\text{ш}}$, то $D_{\text{пр}}$ всегда больше D_0 .

№	Формула	Примечания
1	$x_2 + x_3 = F_{\text{воз}} + F_{\text{ин}} + F_{\text{кр}} + G \sin(\alpha) + x_1$	$(x_2 + x_3)$ — суммарная (движущая) реакция колеса; x_1 — сила сопротивления качению
2	$y = G \cos(\alpha)$	$y = y_1 + y_2 + y_3$ — суммарная реакция составляющей силы тяжести
3	$x = F_{\text{воз}} + F_{\text{ин}} + F_{\text{кр}}$	—
4	$xv_T = (F_{\text{воз}} + F_{\text{спр}} + F_{\text{кр}})(v_T - v_d) + F_{\text{кр}}v_d + F_{\text{воз}}v_d$	$v_T = \omega r_d$; ω — угловая скорость, r_d — кинематический радиус колеса
5	$\sigma = \sigma_0 \text{th} \frac{k}{\sigma_0} h$	σ — нормальное напряжение при приложении вертикальной нагрузки; σ_0 — несущая способность грунта; k — коэффициент объёмного смятия грунта; h — глубина погружения штампа
6	$\tau = b f_{\text{ск}} q_x \left(1 + \frac{f_n}{ch \frac{\Delta_x}{k_t}} \right) \text{th} \frac{\delta_x L_{\text{шп}}}{k_t} dx$	τ — напряжение сдвига; b — ширина штампа; q_x — давление Н/м ² ; $f_{\text{ск}}$ и $f_{\text{пр}}$ — коэффициенты трения скольжения и покоя; Δ_x — сдвиг грунта; k_t — коэффициент деформации
7	$D_{\text{пр}} = \frac{D_0(h + h_{\text{ш}}) - h_{\text{ш}}(2h + h_{\text{ш}})}{h} = D_0 + \frac{h_{\text{ш}}}{h} (D_0 - 2h - h_{\text{ш}})$	—
8	$F_{\text{спр}} = \int_0^{h_0} b \sigma_0 \text{th} \left[\frac{k}{2b\sigma_0} \ln \frac{D_0 - h}{D_0 - h_0} \right] dh$	—
9	$G = \int_0^{h_0} \frac{b\sigma(D_0 - 2h)}{2\sqrt{D_0h - h^2}} \text{th} \left[\frac{k}{2b\sigma_0} \ln \frac{D_0 - h}{D_0 - h_0} \right] dh$	—
10	$h_{\text{ш}} = \frac{G}{2\pi p_{\text{ш}} \sqrt{r_0 r_c}}$	$p_{\text{ш}}$ — давление воздуха в шине; r_c — радиус сечения шины ($r_c \cong b/2$); r_0 — номинальный радиус, $r_0 = D_0/2$, м
11	$F_T = x$	—
12	$y = G$	—
13	$\Sigma M_0 = yc - xr_d = 0$	—
14	$x = \frac{c}{r_d} G$	—
15	$x = F_{\text{ост}}$	—
16	$y = G$	—
17	$M_k = yc + xr_d$	—
18	$\frac{M_k}{r_d} = \frac{c}{r_d} y$	—
19	$F_k = x + F_{\text{спр}}$	—
20	$F_k v_T = (x + F_{\text{спр}})v_T \pm (x + F_{\text{спр}})v_d$	—
21	$F_k v_T = (x + F_{\text{спр}})(v_T \pm v_d)$	—
22	$P_{\text{п}} = P_{\text{бук}} + P_c + P_{\text{спр}}$	—

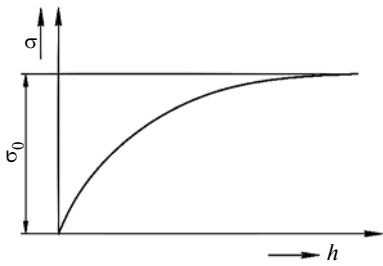


Рис. 2. Зависимость напряжения смятия от глубины погружения штампа

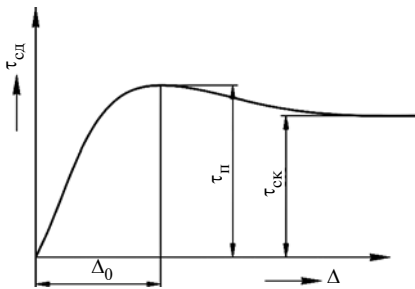


Рис. 3. Сопротивление грунтов сдвигающим нагрузкам

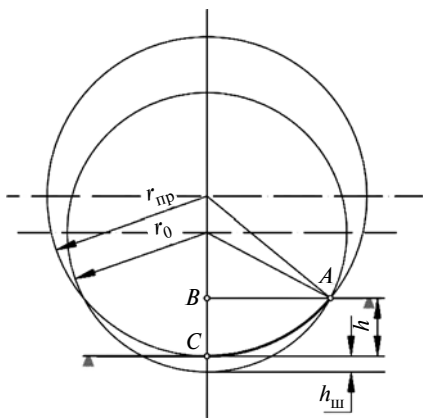


Рис. 4. Схема определения приведённого к жёсткому колесу диаметра эластичного колеса

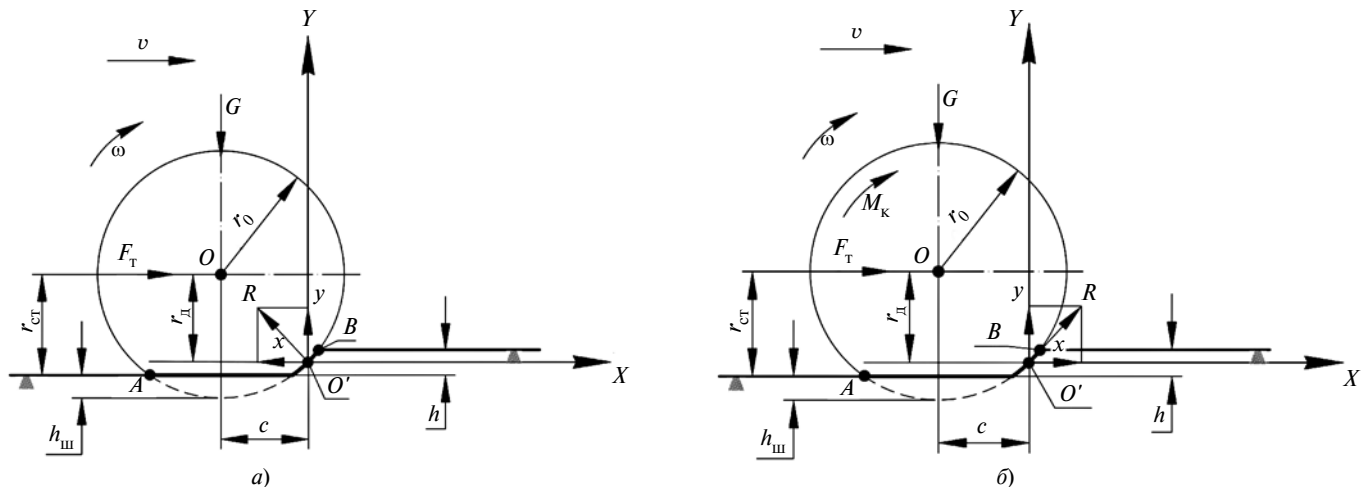


Рис. 5. Схема сил и моментов, приложенных к ведомому (а) и ведущему (б) колёсам, движущимся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме

При $h_{ш} \rightarrow 0$ эластичное колесо приближается к жёсткому. Такой случай имеет место при качении эластичного колеса с большим давлением воздуха в шине по переувлажнённому грунту.

Глубину h колёс можно рассчитать по уравнениям 8 и 9, предложенным В.В. Гуськовым [2]. Деформацию шины $h_{ш}$ можно найти по формуле 10. С учётом этих допущений процесс взаимодействия колеса (ведомого и ведущего) с грунтовой поверхностью представлен на рис. 5. Здесь: r_0 , $r_{ст}$, $r_д$ — номинальный статический и динамический радиусы колеса; c и $r_д$ — координаты точки O' приложения реакции грунтовой поверхности; F_T и M_K — толкающая сила и крутящий момент, приложенные к центру O колёс; $F_{ин}$, $F_{воз}$, $F_{кр}$ — силы инерции, сопротивления воздуха и крюковой нагрузки; h и $h_{ш}$ — глубина колеи и величина прогиба шины под нормальной G нагрузкой.

Рассмотрим подробнее процесс взаимодействия ведомых и ведущих колёс с грунтовой поверхностью.

На ведомое колесо (рис. 5, а) действует толкающая F_T сила, приложенная к центру колеса и направленная в сторону движения. В результате взаимодействия колеса с грунтовой поверхностью возникает реакция R , направленная против движения, составляющими которой являются реакции x и y . Для рассмотрения уравнений процесса взаимодействия поверхности колеса AB с грунтовой поверхностью также используем правило Д'Аламбера и по-

лучим формулы 11, 12, 13. В последнем момент $y \cdot c$ представляет собой момент сопротивления ведомого колеса, возникающий за счёт образования колеи, т.е. $y \cdot c = c \cdot G$. Разделив полученное равенство на динамический радиус $r_д$, получаем формулу сопротивления качению колеса 14. Здесь $c/r_д = f$ — коэффициент сопротивления качению ведомого колеса за счёт образования колеи, а произведение $f \cdot G = F_{спр}$ — сила сопротивления качению за счёт образования колеи, т.е. $x = f \cdot G$.

На ведущее колесо (рис. 5, б) действует крутящий момент M_K , приложенный к центру колеса O , и вращающий колесо по часовой стрелке в сторону движения. Со стороны грунтовой поверхности действует реакция R , приложенная в точке O' и направленная в сторону движения. Согласно правилу Д'Аламбера получаем формулы 15, 16, 17. Разделив полученное равенство на динамический радиус $r_д$, получим формулу 18 сопротивления качению колеса. Здесь $M_K/r_д = F_K$ — касательная сила тяги, приложенная к центру колеса O .

В этом случае $c/y = f_{спр}$ — коэффициент сопротивления колеса и $f_{спр}G = F_{спр}$. Получаем уравнение тягового баланса 19. Для составления баланса мощности ведущего колеса умножим его правую и левую части на теоретическую скорость движения: $v_T = \omega r_к$, где ω — угловая скорость колеса, а $r_к$ — кинематический радиус колеса. Для учёта пробуксовки δ ведущего колеса в правую часть уравнения 18 добавим

и отнимем сумму $x + F_{\text{спр}}$, умноженную на действительную скорость v_d движения, где $v_d = v_T(1 - \delta) = \omega r_k(1 - \delta)$.

При расчётах мощностного баланса ряд исследователей [1, 2] приравнивают радиус r_k качения к динамическому радиусу r_d колеса. С учётом этих допущений, уравнение мощностного баланса ведущего колеса имеет вид 20. Приведа подобные члены, получим уравнение мощностного баланса ведущего колеса с учётом буксования 21, кото-

рое можно записать в форме 22, где: P_{Π} — потенциальная мощность, подводимая к оси ведущего колеса, которая расходуется на преодоление буксования колеса $P_{\text{бук}}$, преодоление сопротивления грунта при его смятии опорной частью ведущего колеса и образования колеи $P_{\text{спр}}$ и на движение колеса при наличии реакции остова P_c , т.е. $xv_T = F_{\text{ост}}v_d$.

Литература

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1951. — 232 с.

2. Гуськов В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов и др.: Под общ. ред. проф. В.В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
3. Литвинов А.С. Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
4. Многоцелевые гусеничные и колёсные машины. Теория / Гуськов В.В. и др.: Под общ. ред. д-ра техн. наук, профессора В.П. Бойкова. — Минск.: Новое знание: М.: ИНФРА-М, 2012. — 543 с.
5. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля. М.: ЮНИТИ, 2001. — 230 с.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин. М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.

УДК 629.113

ЕСТЬ ЛИ БУДУЩЕЕ У ДИАГОНАЛЬНЫХ ШИН?

Д-р техн. наук **БАЛАБИН И.В.**;
кандидаты техн. наук **БАЛАБИН О.И., ЧАБУНИН И.С.**
МНТК производителей и потребителей колёсной
и шинной продукции, МВОКУ (tchabunin@rambler.ru)

Приводится краткое описание истории развития пневматических шин, эволюция конструкции диагональных шин, их достоинства, недостатки и перспективы применения.

Ключевые слова: радиальные шины, диагональные шины, плавность хода, колёсные машины.

Balabin I.V., Balabin O.I., Chabunin I.S. IS THERE A FUTURE FOR DIAGONAL TIRES?

A brief description of the history of the development of pneumatic tires, the evolution of the design of diagonal tires, their advantages, disadvantages and prospects

Keywords: radial tires, diagonal tires, the smoothness of the car, wheeled vehicle.

Первая пневматическая шина имела, как известно, диагональное построение силового каркаса. Такая конструкция пришла на смену сплошной резиновой шине и позволила качественно изменить механику взаимодействия мобильной машины с неровностями дороги. В результате автомобиль вышел из скоростного коридора, характерного для гужевого транспорта. То есть именно диагональная пневматическая шина позволила состояться современному скоростному и комфортабельному автомобилю.

Достойны восхищения те титанические усилия специалистов, благодаря которым стало возможным обеспечить надёжное соединение эластичной пневматической шины с жёстким ободом колеса, равно как создание беспрецедентного нового материала в виде армированной нитями резиновой оболочки со сжатым воздухом, податливой при взаимодействии с дорогой, обеспечивающей эффективное демпфирование ударного действия неровностей, с одной стороны, и чрезвычайную прочность и жёсткость на растяжение, без чего невозможно было бы обеспечить строгую кине-

матику, прочностные качества и безусловную надёжность столь ответственного узла.

Рождение резинокордной оболочки потребовало преодоления многочисленных трудностей, связанных с решением множества проблем по упрочнению природного каучука. Потребовалась большая и кропотливая работа, которая предшествовала появлению нового синтезированного материала — резины, обладающей гиперупругостью — новым неизвестным ранее свойством восстановления первоначальных размеров после снятия нагрузки, при действии которой материал испытывает чрезвычайно большие деформации в сравнении с другими конструкционными материалами — металлом, деревом и др. При этом сохранялась идеальная упругость при нелинейном процессе деформирования, что также выходило за рамки тогдашних представлений об упругости как обязательном линейном законе деформирования, характерном для упомянутых выше материалов. Именно эта особенность резинокордной оболочки, наполненной сжатым газом и обеспечила тот грандиозный успех, который сопутствовал автомобильному колесу с пневматической шиной. Находящийся под избыточным давлением внутри оболочки воздух взял на себя функцию упругого элемента, а резинокордная оболочка обеспечила его удержание и противостояла внешним силовым воздействиям со стороны автомобиля и дороги благодаря силовому каркасу из нитей прорезиненного корда — нового вида безуточной ткани. И для того, чтобы эта безуточная ткань могла эффективно противостоять действующим в её стенках усилиям, нити ткани должны были быть ориентированы под некоторым (близким к 45°) углом к экватору покрывки (рис. 1, а). Только в этом случае представлялось возможным обеспечение равнопрочности силового каркаса, стенки которого работают в условиях двухосного напряжённого состояния, воспринимая окружные и радиальные усилия.

Найденное решение на тот момент было единственным возможным и вошло во все нормативы и учебники. Несколько позже в тогдашнем НИИ шинной промышленности под руководством д.т.н., проф. В.Л. Би-