

- 1) если при НОД  $M$ , не кратном числу сателлитов  $k$ , сумма аналогов чисел зубьев парных колес  $(C_1 + C_2)$  будет кратна  $k$ ;
- 2) если НОД  $M$  кратен  $k$ .

Таким образом, если для однорядной планетарной передачи типа А задача синтеза имеет только масштабность решения, то для двухрядных — помимо масштабности, возможна и множественность решений.

Подбор значений чисел зубьев колес лучше всего проводить в табличной форме (табл. 2).

### Литература

1. Добровольский В.В. Подбор шестерен для соосных редукторов. — Вестник инженеров и техников, 1936, № 1. 2. Петров Э.В. Метод подбора чисел зубьев в двухрядных планетарных передачах. — Вестник машиностроения, 1970, № 9, с. 25–28. 3. Цитович О.Н. Взаимозаменяемость сателлитов в планетарных передачах. — Автомобилестроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1979, вып. 13, с. 52–58. 4. Шитиков Б.В., Щепетильников В.А. О числе сателлитов в планетарных редукторах. — Труды семинара по ТММ. М., 1949, вып. 21, с. 50–68.

УДК 629.114.2.001

А.Ф. Андреев, канд. техн. наук,  
В.В. Ванцевич, канд. техн. наук,  
А.Х. Лефаров, д-р техн. наук  
(БПИ)

### СВЯЗЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСА ПРИ БОКОВОМ УВОДЕ

Одним из исходных условий при решении задачи распределения тяговых сил по колесам полноприводной машины являются зависимости

для твердых дорог и плотных грунтов [1]

$$r_k = r_k^0 - \gamma P_k; \quad (1)$$

для мягких грунтов [2]

$$\varphi_p = \varphi (1 - e^{-k\delta}), \quad (2)$$

где  $P_k$  — сила тяги колеса,  $\varphi_p = P_k/G$  — реализуемый коэффициент сцепления колеса с вертикальной нагрузкой  $G$ ,  $r_k^0$  — радиус качения в ведомом режиме на асфальте,  $r_k$  — радиус качения в тяговом режиме,  $\gamma$  — коэффициент тан-

генциальной эластичности,  $\delta = \frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0}$  — буксование,  $\varphi$  и  $k$  — эмпирические

константы.

При движении машины на повороте, когда имеет место боковой увод колес, встает вопрос о справедливости уравнений (1) и (2), определяемых при плоском качении колеса без увода. Для его решения необходимо выяснить влияние увода на величины  $r_k^0$ ,  $\gamma$ ,  $\varphi$  и  $\kappa$ .

На рис. 1 изображены траектории АВ и АС движения центра ведомого колеса соответственно без увода и с углом увода  $\psi$ . При качении по АС (т.е. с уводом) элементарное перемещение центра колеса можно рассматривать как результирующее перемещений вдоль линий действия тангенциальной и боковой реакций дороги. Поэтому суммарное перемещение центра колеса АС определяется его качением по АВ и перемещением по ВС. Если  $r_k^0$  не зависит от увода, то его значение при движении без увода по прямой АВ должно равняться радиусу качения в ведомом режиме  $r_{k\psi}^0$ , определенному по составляющей АВ при качении колеса с уводом по пути АС. На рис. 2 даны результаты испытаний колеса с шиной 5.00—10 на стенде с беговым барабаном. Радиус качения в ведомом режиме  $r_{\psi}$  определялся по числу оборотов колеса и барабана. Умножив значения  $r_{\psi}$  на  $\cos \psi$ , получим величины  $r_{k\psi}^0$ , определенные по составляющей АВ на рис. 1. Как видно из рис. 2, отклонения  $r_{k\psi}^0$  от  $r_k^0$  не превышают 1,5%, т.е. влияние увода на  $r_k^0$  находится в пределах погрешности эксперимента и может не учитываться в расчетах. Независимость  $r_k^0$  от  $\psi$  была определена также при дорожных испытаниях МТЗ-80. Трактор с закрепленным рулевым колесом двигался с ползучей скоростью по кругу на асфальте. Увеличением крюковой нагрузки  $P_{кр}$  с помощью загрузочного трактора вызывались увод колес испытуемого трактора и его движение по кругу большего радиуса. Изменение  $P_{кр}$  от 0 до 0,8 кН привело к увеличению радиуса поворота переднего внутреннего колеса от 6,6 до 7,7 м, а число его оборотов осталось неизменным. Полученные результаты совпадают с экспериментальными исследованиями А.С.Литвинова [3], показавшими, что в случае увода при определении скорости колеса по его линейной скорости и радиусу качения следует брать составляющую линейной скорости, совпадающую с плоскостью качения.

А.С.Литвиновым предложена теоретическая зависимость, учитывающая влияние боковой силы на тангенциальную эластичность  $\gamma$  [3]. Позднее А.С.Литвиновым и др. [4], исходя из трапецеидальной эпюры нормальных давлений в контакте колеса с дорогой, получены и экспериментально подтверждены зависимости, связывающие  $\gamma$  с углом увода и другими параметрами колеса. Нами проведены расчеты по формулам [3] и [4] на ЭВМ ЕС-1022 для шины 6.00—16. Полученные данные показывают практическое совпадение результатов по обоим методам (рис. 2).

Результаты экспериментальных исследований для случая нелинейной зависимости (2), приведенные в работе [5], показывают, что при постоянной силе тяги с возрастанием угла увода буксование колеса увеличивается. Для выявления этого влияния обратимся к рис. 1, где дана схема сил и скоростей при уводе, используемая в работах [6] и [7]. Скорости бокового скольжения и буксования равны

$$v_s = v_T (1 - \delta) \operatorname{tg} \psi, \quad v_{\delta} = v_T \delta,$$

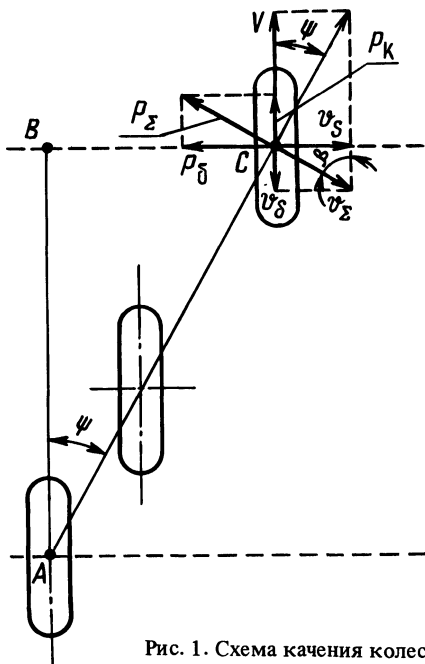


Рис. 1. Схема качения колеса.

Рис. 3. Зависимость  $\varphi_P$  от  $\delta$  колеса с шиной 7,50 - 18 AS ( $p_W=0,16$  МПа), 1 -  $\psi=0$ , 2 -  $\psi=10^\circ$ , 3 -  $\psi=15^\circ$ , — эксперимент [5], ● - расчет по (4) при  $k=5,5, \varphi=0,75$ .

где  $v_T$  — теоретическая скорость.  
Тогда

$$v_\Sigma = \sqrt{v_\delta^2 + v_s^2} = v_T \sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \operatorname{tg}^2 \psi}, \quad (3)$$

где радикал характеризует потери скорости на буксование и боковое скольжение по сравнению с  $v_T$ .

Исходя из изотропности свойств почвы, на основании уравнений (2) и (3) запишем

$$P_\Sigma = \varphi G (1 - e^{-k \sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \operatorname{tg}^2 \psi}}).$$

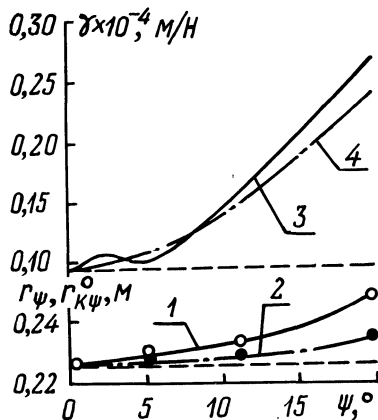
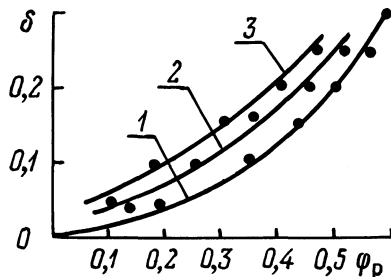


Рис. 2. Зависимость тангенциальной эластичности и радиуса качения в ведомом режиме от угла увода  $\psi$ : 1 и 2 — соответственно  $r_{k\psi}$  и  $r_{k\psi}^0$  колеса с шиной 5,00 - 10; 3 и 4 —  $\gamma$  колеса с шиной 6,00 - 16 соответственно по формулам [3] и [4].



Тогда из рис. 1

$$P_k = P_{\Sigma} \cos \beta = P_{\Sigma} \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \psi}}$$

или окончательно

$$\varphi_P = \frac{\varphi \delta}{\sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \operatorname{tg}^2 \psi}} \cdot (1 - e^{-k \sqrt{\delta^2 + (1-\delta)^2 \operatorname{tg}^2 \psi}}). \quad (4)$$

Из рис. 3 следует удовлетворительное совпадение расчетов по формуле (4) с экспериментальными данными работы [5]. Поэтому выражение (4) может использоваться для определения связи силовых и кинематических параметров колеса при уводе.

### Литература

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. — М., 1950. — 463 с. 2. Guskov V.V. Making the 4 w.d. more competitive Some theoretical aspects of the performance vis a vis the 2 w.d. j. Farm machine design Engineering, Des, 1968, England. 3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. — М., 1971. — 416 с. 4. Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил/ А.С.Литвинов, Ю.Ю.Беленький, А.Б.Азбель и др. — Автомобильная промышленность, 1979, № 2, с. 17–20. 5. Krick G. Fehavicur of Tires Driven in Soft Ground with Side Slip. — Journal of Terramechanics, 1973, v. 9, N 4, pp. 9–30. 6. Андреев А.Ф. Влияние кинематической связи ведущих колес на устойчивость прямолинейного движения колесного трактора: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1972. — 19 с. 7. Грещенко А. Nové výsledky teorie rovinného pohybu kola. — Zeměd. techn., 1975, 21, N 9, 507–524.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, канд. техн. наук (БПИ),  
И.С.Сазонов, инж. (ММП)

### К ВОПРОСУ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА

Исследования по устойчивости движения мобильных машин приобретают особую значимость в связи с применением шин низкого давления, разрабаткой устройств автоматического вождения, тенденцией повышения скоростей движения и т.д. Результаты этих исследований позволяют на стадии проектирования рационально выбрать массово-геометрические параметры мобильных машин в соответствии с заданными условиями эксплуатации, так как многие показатели их работы находятся в непосредственной зависимости от устойчивости движения.