

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОПИСАНИЯ ДИНАМИКИ МНОГООСНЫХ И ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ МАШИН ПО КРИТЕРИЯМ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ

Гурвич Ю.А., Сафронов К.И.

Анализ дорожно-строительной и специальной техники позволяет заключить, что шарнирно-сочлененные и многоосные машины занимают достаточно большой сегмент рынка техники. Данный вид техники активно используется не только на закрытых карьерах, производственных и строительных площадках, но и на дорогах общего пользования, при этом транспортные скорости движения машин специального назначения постоянно растут. Исходя из этого, следует актуальность исследования характеристик поворота шарнирно-сочлененных и многоосных машин по критериям управляемости и устойчивости.

При создании различных по сложности и объему расчетно-методических аппаратов (РМА) соответственно используют различные совокупности специальных методов, заимствованных из разных наук:

- механики (теоретической и аналитической механики, механики неголономных систем, теории устойчивости движения, теории качения колеса [2,3], теории автоматического регулирования, теории механизмов и машин, теории движения мобильных машин [1] и т.д.);
- математического моделирования;
- многокритериального синтеза, множество Парето;
- теории идентификации;
- теории вероятности и математической статистики;
- теории приближения функций и многих других теорий.

Таким образом, каждый из РМА будет состоять из различных наборов специальных методов, взятых из разных наук и «сшитых» в единое целое. В результате РМА представляет набор методик, алгоритмов и программ одно- и многокритериального синтеза. Подчеркнем, что процесс «сшивания» при формировании новых методик синтеза исключительно трудоемкий, требует вовлечения различных специалистов из многих областей науки и техники, способствует развитию новых методов, критериев, формул и так далее.

В данной статье описаны предварительные результаты создания РМА процесса поворота: двух- и трехосных шарнирно-сочлененных машин; двух-, трех- и четырехосных мобильных машин. Созданные механико-математические модели установившегося и неустойчивого поворота машин позволяют определить кинематические и силовые характеристики поворота шарнирно-сочлененных и многоосных машин в функции угла поворота при каждом режиме работы привода ведущих колес.

Общая концепция создания РМА для шарнирно-сочлененных и многоосных машин состоит в следующем. Машина схематизируется пространственной моделью с системой координат, зафиксированной в проекции центра заднего моста на опорную плоскость (рисунок 2). Ось x направлена вперед, вдоль продольной оси задней тележки, а ось z направлена вверх перпендикулярно опорной поверхности (перпендикулярно плоскости рисунка 2).

Подчеркнем, что метод расчета параметров кругового движения колесной машины излагается без упрощающих допущений об углах увода, обычно используе-

мых в теории поворота колесных машин, а также с учетом различных характеристик шин и грунта.

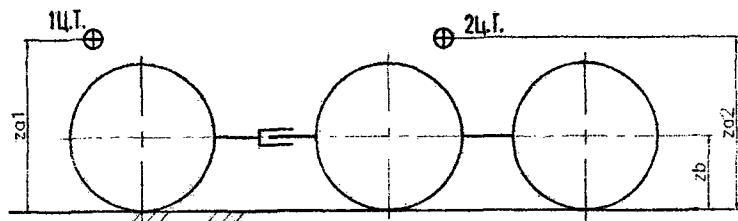


Рисунок 1 - Схема поворота шарнирно-сочлененной машины бхб (вид сбоку)

Разложим скорость начала координат V_o на две составляющие:

V_x и V_y , направленные вдоль осей x и y .

Определим координаты центров масс передней и задней тележек, а также центра контакта каждого с дорогой колеса в плоскости xOy .

Центробежные силы, приложенные к центрам масс тележек, разложим на составляющие, направленные вдоль осей x и y .

$$J_{x1} = m_1 \frac{V_x^2}{R} \frac{x_{a1} - x_c}{R} = m_1 \frac{V_x^2}{R} \Psi_{a1}, \quad J_{y1} = m_1 \frac{V_y^2}{R} \frac{R - y_{a1}}{R},$$

$$J_{x2} = m_2 \frac{V_x^2}{R} \frac{x_{a2} - x_c}{R} = m_2 \frac{V_x^2}{R} \Psi_{a2}, \quad J_{y2} = m_2 \frac{V_y^2}{R} \frac{R - y_{a2}}{R},$$

где m_1 и m_2 - массы каждой тележки (согласно рисунку 1); ψ - угол увода; R - радиус поворота.

Касательная (полная окружная) сила колеса F_{ki} и боковая сила S_i связаны с коэффициентом буксования δ_i и углом увода ψ_i следующими зависимостями:

$$F_{ki} = \varphi_i G_i \left\{ 1 - \frac{\delta_{0i}}{2|\delta_i|} \left[1 + \exp\left(-\frac{2|\delta_i|}{\delta_{0i}}\right) \right] \right\} \text{sgn} \delta_i, \quad S_i = \varphi_i G_i \text{th} \frac{\Psi_i}{\Psi_{0i}},$$

где φ_i - коэффициент сцепления; δ_{0i} - характеристический коэффициент буксования; Ψ_{0i} - характеристический угол увода, i - номер колеса.

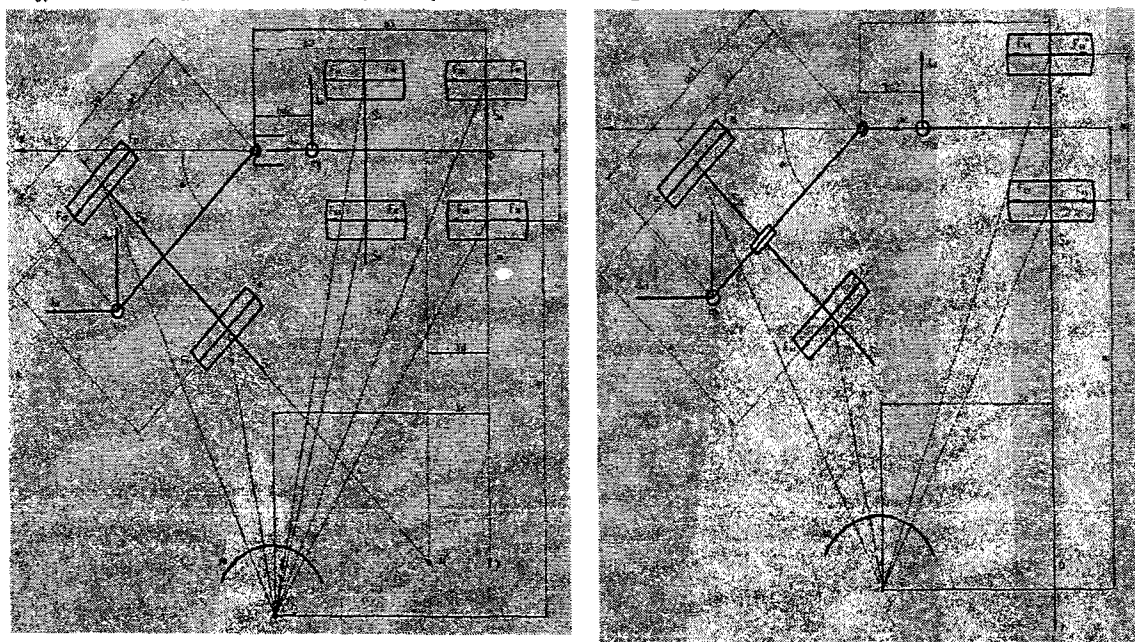


Рисунок 2 - Схема поворота шарнирно-сочлененных машин бхб и 4х4

Для определения нормальных сил G_i , действующих на колеса машины, используются уравнения равновесия машины в плоскостях xOy и xOz , выведенные с учетом ее конструкции.

Отметим, что коэффициент распределения касательных сил тяги по колесам машины зависит от системы распределения мощности по ведущим колесам, методика определения которой будет приведена ниже.

Рассмотрим схему механизма поворота шарнирно-сочлененной машины, изображенную на рисунке 3.

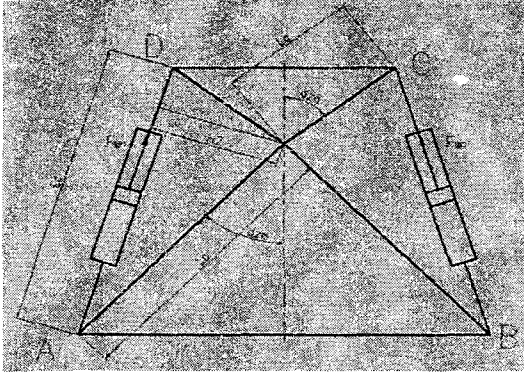


Рисунок 3 – Механизм поворота

Буквами A и B обозначены точки крепления гидроцилиндров к передней полураме. Буквами C и D обозначены точки крепления гидроцилиндров к задней полураме; F_{u1} и F_{u2} – усилия на штоке, развиваемые гидроцилиндрами; h_1 и h_2 – плечи приложения сил F_{u1} и F_{u2} соответственно; a , b и c – длина сторон треугольников AOD и BCO .

Момент, создаваемый гидроцилиндрами, имеет вид:

$$M_{ц} = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_{зм} \left[h_1 + h_2 \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right) \right],$$

где p – рабочее давление жидкости в гидроцилиндре; d – диаметр штока; D – диаметр поршня; $\eta_{зм}$ – гидромеханический КПД гидроцилиндра.

На рисунке 4 приведена структурная схема системы распределения мощности трёхосного автомобиля, состоящая из пяти узлов деления мощности (УДМ).

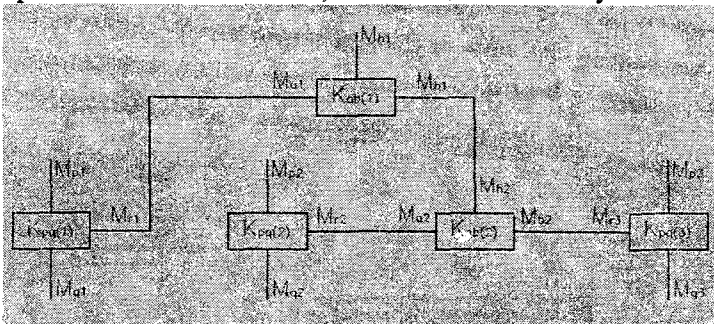


Рисунок 4 – Схема распределения мощности

Каждый УДМ является трёхзвенным планетарным механизмом (ТПМ), которые используются как межосевые и межколёсные дифференциалы. Основные звенья ТПМ, используемого в качестве межосевого дифференциала, обозначены: a , b – центральные зубчатые колёса; h – водило.

Основные звенья ТПМ, используемого в качестве межколёсного дифференциала, обозначены: p , q – центральные зубчатые колёса; r – водило.

Моменты, действующие на звенья j -го межосевого дифференциала (в безразмерных единицах) найдены из уравнений равновесия звеньев ТПМ, составленных без учёта потерь в относительном движении зубчатых колёс

$$i_{ab_j} \overline{M}_{aj} + \overline{M}_{bj} = 0, \quad (1 - i_{ab_j}) \overline{M}_{aj} + \overline{M}_{bj} = 0,$$

где i_{ab_j} – внутреннее передаточное отношение.

Блокированный привод ведущих колёс является основным средством обеспечения проходимости колёсной машины. С другой стороны блокированный привод ведущих колёс создаёт значительное препятствие повороту машины. Поэтому целесообразно рассмотреть вопрос о распределении касательных сил тяги по ведущим

колесам при блокированном, а также и при комбинированном приводе ведущих колес.

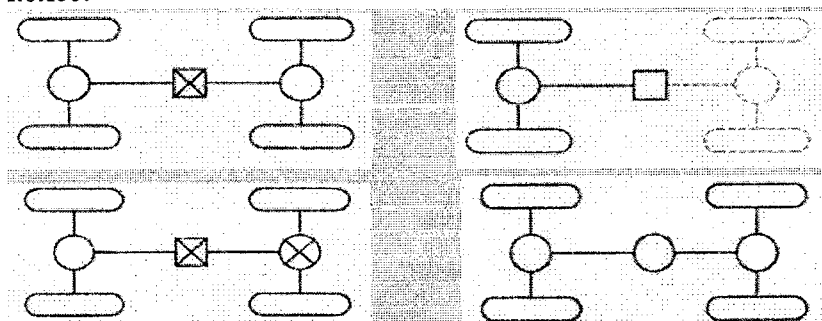


Рисунок 5 – Схемы привода колес двухосной шарнирно-сочлененной машины

Наиболее часто используемые схемы привода колес двух- и трехосных шарнирно-сочлененных машин показаны на рисунке 5 и на рисунке 6 соответственно.

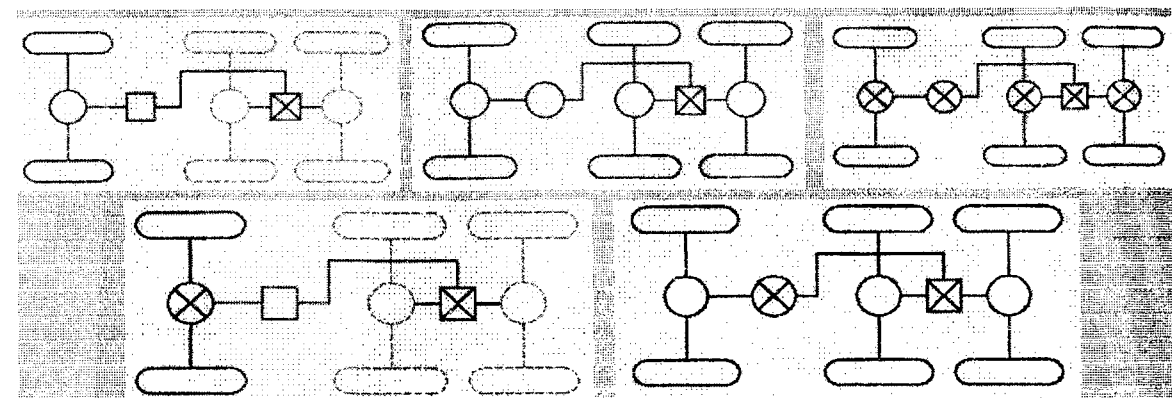


Рисунок 6 – Схемы привода колес трехосной шарнирно-сочлененной машины

В качестве предварительных результатов расчетов на рисунках 7 и 8 приведены кинематические и силовые характеристики поворота шарнирно-сочлененной машины в функции угла складывания при каждом режиме работы привода ведущих колес.

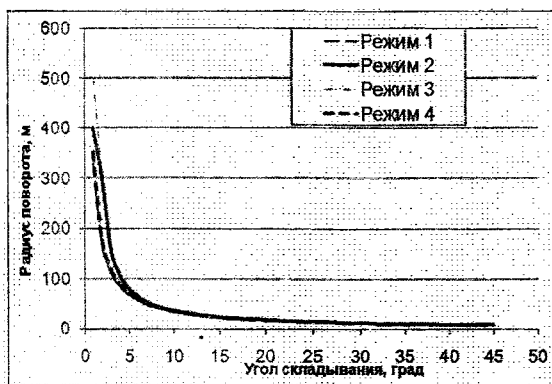


Рисунок 7 – График зависимости радиуса поворота шарнирно-сочлененной машины 4x4 от угла складывания при различных режимах работы трансмиссии

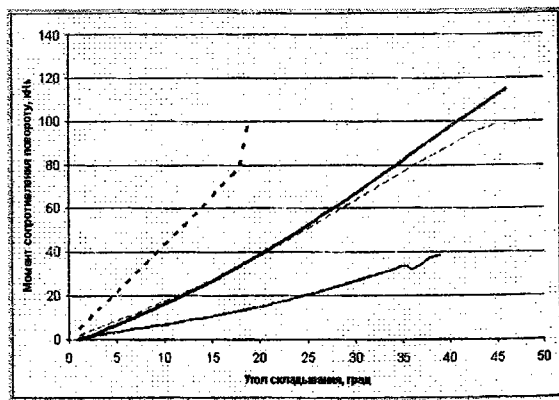


Рисунок 8 – График зависимости момента сопротивления повороту шарнирно-сочлененной машины 4x4 от угла складывания при различных режимах работы трансмиссии

Для определения сил, действующих на колеса многоосных машин, схемы которых приведены на рисунках 9 и 10, используются уравнения равновесия машины в плоскостях xOz и yOz , выведенные с учетом конструкции и характеристик подвески. Задаваясь законом распределения касательной силы по колесам машины, можно решить уравнение (1) относительно F_{ki} , например, в случае дифференциальной кинематической связи колес. Поскольку трение в симметричном межколесном дифферен-

циале значительно влияет на управляемость, то все межколесные дифференциалы рассматриваем как дифференциалы повышенного трения с удельным моментом трения K_t .

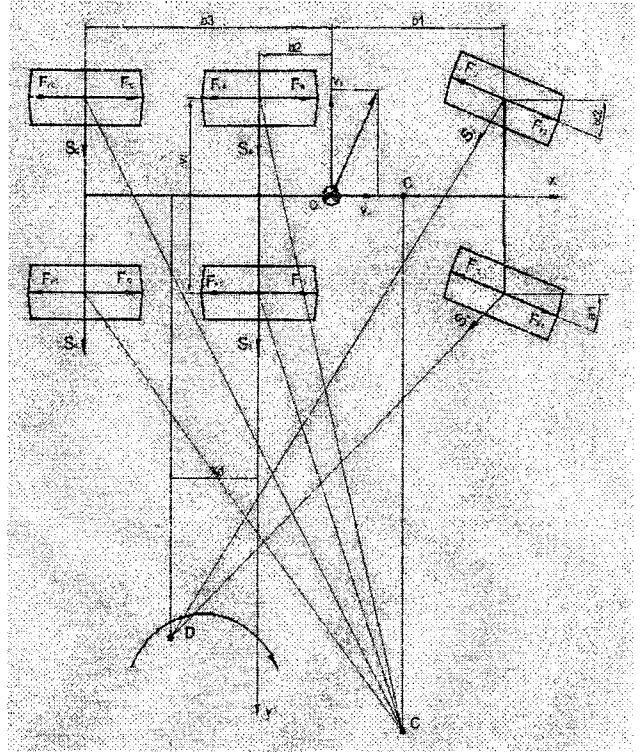
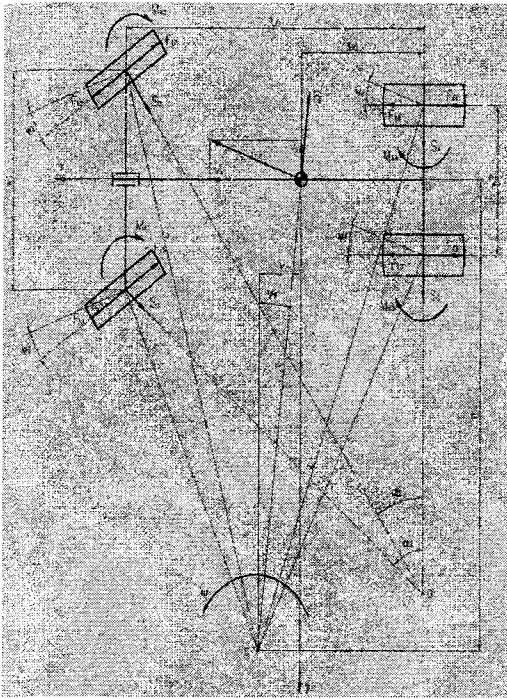


Рисунок 9 – Схемы поворота двух- и трехосных транспортных средств

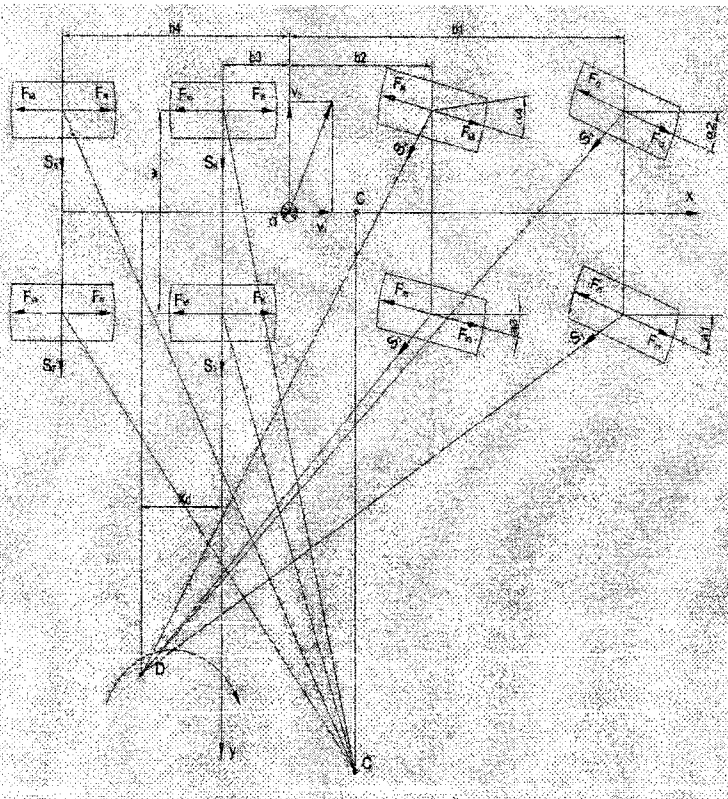


Рисунок 10 – Схемы поворота четырехосных транспортных средств

Чтобы оценить качество рулевого управления при конструировании машин, целесообразно выполнить математическое исследование силовых и кинематических параметров рулевого привода в зависимости от углов поворота управляемых колес. Для повышения эффективности такого исследования необходимо более точно определять значения сил и моментов, действующих на управляемые колеса машины при ее повороте.

После определения аналитических выражений для сил и моментов, формулируются уравнения составляющих стабилизирующего момента, действующего на поворотную цапфу управляемого колеса.

Результаты предварительного исследования приведены на рисунках 11-14.

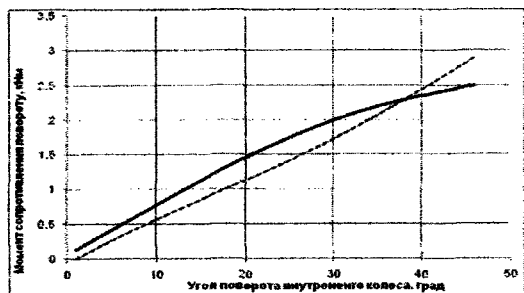


Рисунок 11 – Зависимость момента сопротивления повороту на внутреннем и внешнем колесе при круговом движении машины

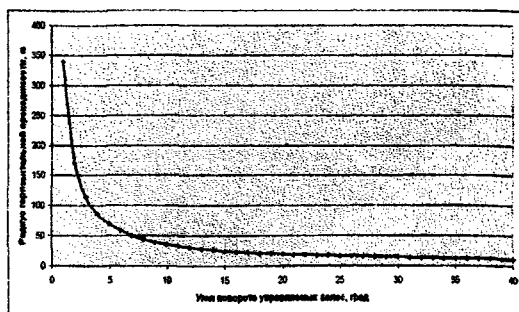


Рисунок 12 – График зависимости радиуса поворота четырехосной машины от угла поворота управляемых колес

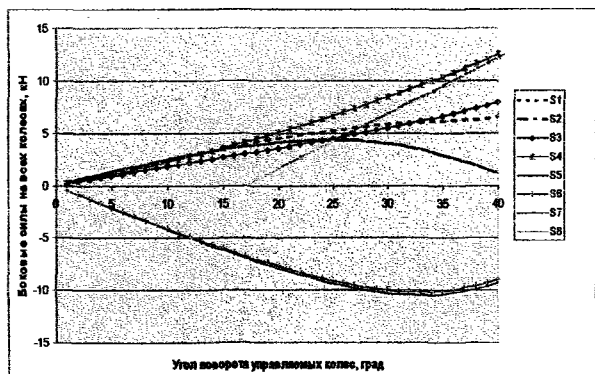


Рисунок 13 – График боковых сил, действующих на колеса машины, при повороте четырехосной машины

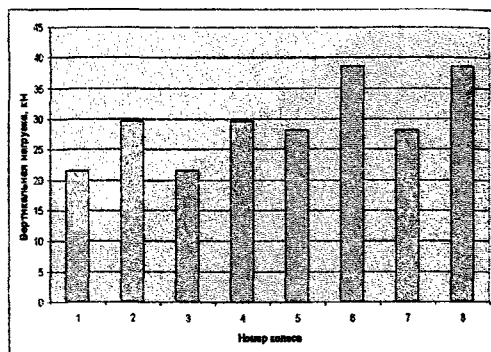


Рисунок 14 – Распределение максимальной вертикальной нагрузки по колесам четырехосной машины

Выполненные исследования характеристик поворота машин позволяют предложить: расчетный метод определения сил и моментов, действующих в контактах колес с дорогой при круговом движении автомобиля и новую методику расчета стабилизирующих моментов на поворотных цапфах управляемых колес.

По разработанным механико-математическим моделям можно определить следующие кинематические и силовые характеристики поворота машин на стадии их проектирования в функции угла складывания: координаты центра поворота и радиус поворота машины; вертикальная нагрузка на каждом из колес машины; различные характеристики взаимодействия каждой шины с дорогой в зависимости от нагрузки на колесо; касательную силу тяги, боковую силу, коэффициент буксования на каждом из колес машины и многие другие характеристики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
2. Андреев, А.Ф. О взаимодействии колеса с опорной поверхностью / А.Ф. Андреев // Автомобиле- и тракторостроение: Динамика и долговечность тягово-транспортных машин. – 1974. – Вып. 5. – С. 51–58.
3. Гурвич, Ю.А. Экспериментально-аналитический метод определения динамических характеристик шин в эксплуатационных режимах движения транспортных средств / Ю.А. Гурвич // Теоретическая и прикладная механика. – Минск: 2005. – С. 72–76.

Поступила 15.11.11