

работанные метод, алгоритм и программа расчета кинетики сгорания газообразного топлива в поршневых двигателях, адекватно отражают реальные физические и химические процессы, происходящие при работе двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басевич В. Я., Веденеев В. И., Арутюнов В. С. Моделирование задержек самовоспламенения метановоздушных смесей в двигателе внутреннего сгорания // ФГВ, 1994. — № 2. — С. 7—14.
2. Бочков М. В., Ловачев Л. А., Четверушкин Б. Н. Химическая кинетика образования NO_x при горении метана в воздухе. — М.: Всесоюзный Центр Математического Моделирования АН СССР, 1992. — №25. — 48 с.
3. Алексеев В. П., Вырубов Д. Н. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. — 84 с.
4. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. — М.: Машиностроение, 1977. — 277 с.
5. Генкин К. И. Газовые двигатели. — М.: Машиностроение, 1977.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1984. — 372 с.
7. Golub A., Ghoniem A. Modeling NO_x Formation in a Small Bore, Lean Natural Gas, Spark Ignition Engine. SAE paper 1999-01-3480.
8. Miller J. A., Bowman C. T. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion // Progress in energy and combustion science, 1989. — V. 15. — № 4. — Pp. 287—338.
9. Smoot L. D., Hecker W. C., Williams G. A. Prediction of propagation methane-air flames // Combustion and flame. 1976. — V. 26. — № 3. — Pp. 323—342.
10. Tsatsaronis G. Prediction of propagation laminar flames in methane, oxygen, nitrogen mixtures // Combustion and flame. 1978. — V. 33. — № 3. — Pp. 217—239.
11. Westbrook C. K. Inhibition of laminar methane-air and methanol-air flames by hydrogen bromide // Combustion science and technology, 1980. — V. 23. — № 5—6. — Pp. 194—202.
12. Westbrook C. K., Dryer F. L., Prediction of laminar flame properties of methanol-air mixtures // Combustion and flame. 1980. — V. 37. — № 2. — Pp. 171—192.

629.1.02

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С КОЛЕСНОЙ ФОРМУЛОЙ 6×6 ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗАКОНАХ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ КОЛЕС ЗАДНЕЙ ОСИ

Асп. В.А. ГОРЕЛОВ, д-р техн. наук, проф. Г.О. КОТИЕВ

Представлено описание математической модели автомобиля с колесной формулой 6×6 и равномерным распределением осей, которая позволяет исследовать характеристики криволинейного движения при различных алгоритмах управления поворотом задней оси. Представлены порядок проведения, соответствующий ОСТ на натурные испытания и результаты численного моделирования при функционировании одного из известных законов управления задней осью.

The article contains mathematical model of the automobile with the wheels formula 6×6 and uniform distribution of axes which allows to investigate characteristics of curvilinear movement at various algorithms of steering of turn by a back axis. The stages of carrying out, according to OST on typical maneuvers, and results of numerical modeling at functioning one of known laws of steering by a back axis are represented.

В настоящее время известны специальные колесные шасси с колесной формулой 6×6, равномерным распределением осей и жесткой связью между углами поворота передних и задних колес (БАЗ-5922, БАЗ-5937, БАЗ-5939, ЗИЛ-4906, ЗИЛ-497205, ЗИЛ-4975). Опыт

эксплуатации этих машин показывает, что характеристики устойчивости и управляемости не отвечают современным требованиям по скорости и безопасности выполнения маневров. Одно из направлений улучшения данных свойств — управление поворотом задней оси в зависимости от кинематических характеристик выполняемого маневра.

Созданная на основе имитационного математического моделирования модель предназначена для прогнозирования характеристик криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 6×6, с равномерным распределением осей по базе при различных законах управления поворотом колес задней оси, направленных на повышение устойчивости и управляемости при выполнении маневров.

Движение автомобиля как твердого тела рассматривается в горизонтальной плоскости на ровной недеформируемой опорной поверхности и складывается из поступательного движения центра масс и вращательного движения вокруг центра масс (рис. 1). Система уравнений (1), описывающая данное движение, позволяет рассчитать текущие скорости и ускорения по значениям сил и моментов, действующих на автомобиль,

$$\left\{ \begin{array}{l} a_x = \frac{dv_x}{dt} - \omega_z v_y = \frac{1}{m} \left(P_{wx} + \sum_{i=1}^6 R_{xi} \right) \\ a_y = \frac{dv_y}{dt} + \omega_z v_x = \frac{1}{m} \left(P_{wy} + \sum_{i=1}^6 R_{yi} \right) \\ J_z \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^6 M_{пкi} + \sum_{i=1}^6 M(\bar{R}_i) \\ v_{x'} = \frac{dx'}{dt} = v_x \cos \theta - v_y \sin \theta \\ v_{y'} = \frac{dy'}{dt} = v_x \sin \theta + v_y \cos \theta \\ \omega_z = \frac{d\theta}{dt} \end{array} \right. \quad (1)$$

где m — масса автомобиля; J_z — момент инерции автомобиля относительно оси z ; \bar{v} — вектор скорости центра масс автомобиля; \bar{a} — вектор ускорения центра масс автомобиля (абсолютная производная от вектора скорости центра масс автомобиля);

$\frac{d\bar{v}}{dt}$ — относительная производная от вектора скорости центра масс автомобиля;

$\bar{\omega}$ — вектор угловой скорости поворота автомобиля; θ — угол поворота автомобиля относительно оси x' ; x' , y' — координаты центра масс автомобиля в неподвижной системе координат; \bar{R}_i — вектор силы взаимодействия с грунтом, действующей на i -тое колесо; \bar{P}_w — вектор силы сопротивления воздуха; $M_{пкi}$ — момент сопротивления повороту i -го колеса.

Рассмотрим одно из колес автомобиля (рис. 2). Вектор скорости скольжения нижней точки колеса $\bar{v}_{ск}''$ в системе координат $x'' - y''$, связанной с колесом, определяется следующим выражением:

$$\bar{v}_{ск}'' = \bar{v}_{пер}'' + \bar{v}_{отп}'' \quad (2)$$

где $\vec{v}_{пер}''$ — вектор переносной скорости в системе координат $x'' - y''$, $\vec{v}_{отн}''$ — вектор относительной скорости в системе координат $x'' - y''$.

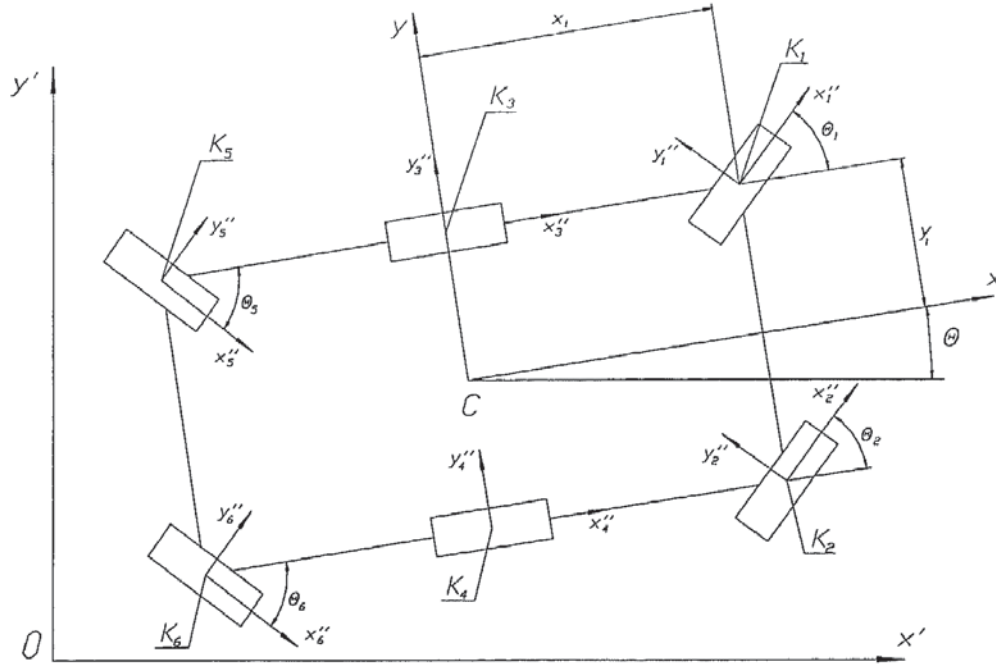


Рис. 1. Системы координат

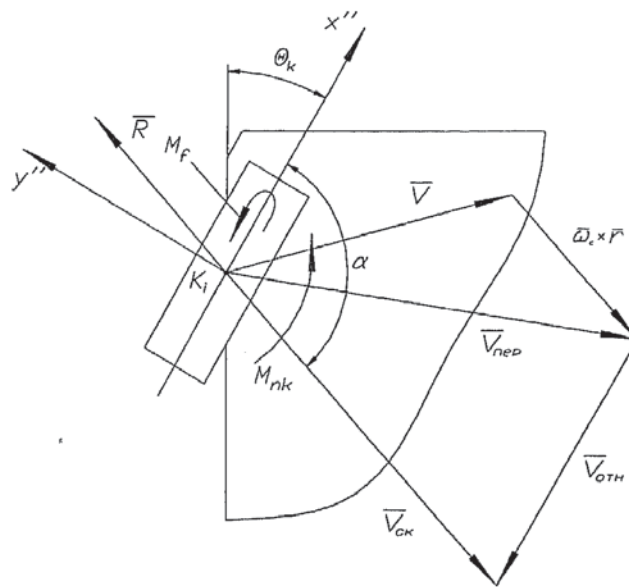


Рис. 2. Расчетная схема колеса

Проекции вектора переносной скорости на оси системы координат $x-y$ будут

$$\begin{aligned} v_{перx} &= v_x - \omega_z y_k, \\ v_{перy} &= v_y + \omega_z x_k, \end{aligned} \tag{3}$$

где v_x, v_y — проекции вектора скорости центра масс автомобиля на оси системы координат $x-y$; ω_z — угловая скорость поворота автомобиля; x_k, y_k — координаты колеса в системе координат $x-y$.

Поясним выражения (3). Известно, что вектор переносной скорости некоторой точки равен сумме вектора скорости точки начала подвижной системы координат (ПСК) и векторного произведения вектора угловой скорости вращения $\vec{\omega}_c$ ПСК относительно неподвижной системы координат (НСК) на радиус-вектор \vec{r} , определяющий положение рассматриваемой точки в ПСК [1], т.е. $\vec{v}_{пер} = \vec{v} + \vec{\omega}_c \times \vec{r}$ (рис. 2).

Проекции вектора переносной скорости на оси системы координат $x''-y''$:

$$\begin{aligned} v_{перx''} &= (v_x - \omega_z y_k) \cos \theta_k + (v_y + \omega_z x_k) \sin \theta_k, \\ v_{перy''} &= -(v_x - \omega_z y_k) \sin \theta_k + (v_y + \omega_z x_k) \cos \theta_k, \end{aligned} \quad (4)$$

где θ_k — угол поворота колеса относительно корпуса автомобиля.

Проекции вектора относительной скорости на оси системы координат $x''-y''$ будут

$$\begin{aligned} v_{отлx''} &= -\omega_k r_d, \\ v_{отлы''} &= 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где r_d — динамический радиус колеса, ω_k — угловая скорость вращения колеса. Динамический радиус колеса r_d зависит от величины нормальной реакции Q .

Тогда проекции вектора скорости скольжения на оси системы координат $x''-y''$ будут иметь вид

$$\begin{aligned} v_{скx''} &= (v_x - \omega_z y_k) \cos \theta_k + (v_y + \omega_z x_k) \sin \theta_k - \omega_k r_d, \\ v_{скy''} &= -(v_x - \omega_z y_k) \sin \theta_k + (v_y + \omega_z x_k) \cos \theta_k. \end{aligned} \quad (6)$$

Угол поворота вектора скорости скольжения относительно оси x'' α определяется следующими выражениями:

$$\begin{aligned} \sin \alpha &= \frac{v_{скy''}}{v_{ск}}, \\ \cos \alpha &= \frac{v_{скx''}}{v_{ск}}, \\ v_{ск} &= \sqrt{v_{скx''}^2 + v_{скy''}^2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Величина силы взаимодействия с грунтом:

$$R = \mu_s Q_i, \quad (8)$$

где μ_s — коэффициент трения частичного скольжения, Q_i — нормальная реакция.

Для несвязных грунтов характерна следующая зависимость коэффициента трения частичного скольжения от коэффициента буксования:

$$\mu_s = \mu_{s\alpha\max} \left(1 - e^{-\frac{S_k}{S_0}} \right), \quad (9)$$

где $\mu_{s\alpha\max}$ — коэффициент трения полного скольжения для данного угла поворота вектора скорости скольжения относительно оси x'' α ; S_k — коэффициент буксования; S_0 — константа.

Величина $\mu_{s\alpha\max}$ определяет максимальное значение функции $\mu_s(S_k)$, а в совокупности с константой S_0 — градиент функции $\mu_s(S_k)$ в начале координат.

Для связных грунтов справедливо следующее выражение для $\mu_s(S_k)$:

$$\mu_s = \mu_{s\alpha\max} \left(1 - e^{-\frac{S_k}{S_0}} \right) \left(1 + e^{-\frac{S_k}{S_1}} \right), \quad (10)$$

где $\mu_{s\alpha\max}$ — коэффициент трения полного скольжения для данного угла поворота вектора скорости скольжения относительно оси x'' ; S_k — коэффициент буксования; S_0 и S_1 — константы.

Величина $\mu_{s\alpha\max}$ определяет значение функции $\mu_s(S_k)$ при $S_k \rightarrow \infty$, а в совокупности с константами S_0 и S_1 — координаты точки экстремума функции $\mu_s(S_k)$ (S_{extr} , μ_{extr}).

Коэффициент трения полного скольжения:

$$\mu_{s\alpha\max} = \frac{\mu_{sx\max} \mu_{sy\max}}{\sqrt{\mu_{sx\max}^2 \sin^2 \alpha + \mu_{sy\max}^2 \cos^2 \alpha}}, \quad (11)$$

где $\mu_{sx\max}$, $\mu_{sy\max}$ — параметры эллипса трения (рис. 3). При изменении величины нормальной реакции Q параметры эллипса трения меняются.

Коэффициент скольжения

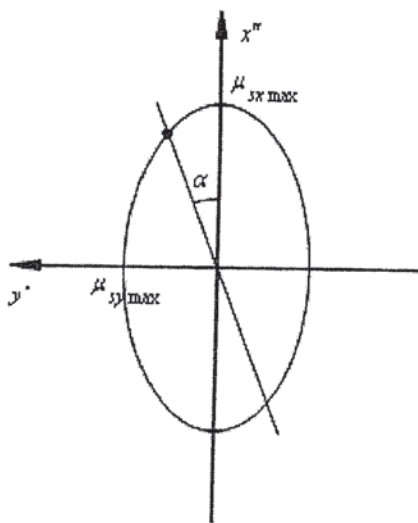
$$S = \frac{v_{ск}}{\omega_{ск} r_d}. \quad (12)$$

Вектор силы взаимодействия с грунтом \vec{R}'' направлен противоположно вектору скорости скольжения $\vec{v}_{ск}''$.

Проекции вектора силы взаимодействия с грунтом на оси системы координат $x'' - y''$ будут

$$\begin{aligned} R_{x''} &= -R \cos \alpha, \\ R_{y''} &= -R \sin \alpha. \end{aligned} \quad (13)$$

Проекции вектора силы взаимодействия с грунтом на оси системы координат $x - y$



$$\begin{aligned} R_x &= R_{x''} \cos \theta_k - R_{y''} \sin \theta_k, \\ R_y &= R_{x''} \sin \theta_k + R_{y''} \cos \theta_k. \end{aligned} \quad (14)$$

Момент сопротивления качению колеса, действующий в плоскости его вращения,

$$M_f = f Q r_d, \quad (15)$$

где f — коэффициент сопротивления прямолинейному движению колеса.

Для колесной машины при определении момента сопротивления повороту $M_{икл}$ для подставки в (1) целесообразно воспользоваться не теорией бокового увода, а использовать следующие зависимости [2]:

Рис. 3. Эллипс трения

$$\begin{cases} M_{\text{пк}} = \frac{M_{\text{пкМАХ}}}{1 + \frac{0,15}{k(s)B_K}} \\ M_{\text{пкМАХ}} = 0,375\mu_{\text{мак}}Q\sqrt{\frac{\pi L_K B_K}{4}} \end{cases} \quad (16)$$

где $M_{\text{пк}}$ — момент сопротивления повороту одиночного колеса, катящегося по дуге кривизной $k(s)$, $M_{\text{пкМАХ}}$ — максимальный момент сопротивления повороту на месте одиночного колеса, L_K и B_K — длина и ширина отпечатка шины.

Выбранное описание силы взаимодействия наиболее точно характеризует движение колесной машины (КМ) с большими углами увода. Такой подход предложен Ю.Л. Рождественским [3] и А.Б. Диком.

Вектор силы сопротивления воздуха \vec{P}_w направлен противоположно вектору скорости центра масс автомобиля \vec{v} . Величина силы сопротивления воздуха зависит от аэродинамических свойств автомобиля, величины скорости центра масс автомобиля и свойств воздушной среды.

Нормальные реакции Q_i определяем следующим образом:

$$\begin{cases} Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = mg \\ Q_1x_1 + Q_2x_2 + Q_3x_3 + Q_4x_4 + Q_5x_5 + Q_6x_6 = -ma_xH_z \\ Q_1y_1 + Q_2y_2 + Q_3y_3 + Q_4y_4 + Q_5y_5 + Q_6y_6 = -ma_yH_z \end{cases} \quad (17)$$

где x_i, y_i — координаты i -го колеса в подвижной системе координат $x-y$; H_z — высота, на которой находится центр масс автомобиля.

Предположив, что подвеска каждого колеса эквивалентна идеальной линейной пружине с жесткостью k , не сопротивляющейся поперечно, и пренебрегая динамикой колебаний корпуса, можно записать следующие соотношения совместности деформаций упругих элементов:

$$\begin{cases} \frac{Q_1}{k} = z + x_1 \text{tg}\phi + y_1 \text{tg}\psi \\ \frac{Q_2}{k} = z + x_2 \text{tg}\phi + y_2 \text{tg}\psi \\ \frac{Q_3}{k} = z + x_3 \text{tg}\phi + y_3 \text{tg}\psi \\ \frac{Q_4}{k} = z + x_4 \text{tg}\phi + y_4 \text{tg}\psi \\ \frac{Q_5}{k} = z + x_5 \text{tg}\phi + y_5 \text{tg}\psi \\ \frac{Q_6}{k} = z + x_6 \text{tg}\phi + y_6 \text{tg}\psi \end{cases} \quad (18)$$

Обозначим $A = k \text{tg}\phi$; $B = k \text{tg}\psi$; $D = kz$. Тогда систему уравнений совместности деформаций можно переписать в виде

$$\begin{cases} Ax_1 + By_1 - Q_1 + D = 0 \\ Ax_2 + By_2 - Q_2 + D = 0 \\ Ax_3 + By_3 - Q_3 + D = 0 \\ Ax_4 + By_4 - Q_4 + D = 0 \\ Ax_5 + By_5 - Q_5 + D = 0 \\ Ax_6 + By_6 - Q_6 + D = 0 \end{cases} \quad (19)$$

Таким образом, мы получили шесть уравнений одной и той же плоскости. Следовательно, концы векторов нормальных реакций лежат в одной плоскости. Совместное решение систем (17) и (19) позволяет определить значения нормальной реакции грунта под каждым колесом.

Известно, что связь колеса с грунтом не является удерживающей, поэтому решения, содержащие отрицательные значения нормальных реакций грунта, лишены физического смысла. Если одна (или несколько) из нормальных реакций получается отрицательной, то она (они) принимается равной нулю и система решается заново (соответственно число уравнений уменьшается). Если при решении системы получаем несколько отрицательных значений Q_i (три и более), то останавливаем процесс численного моделирования, так как этот режим соответствует опрокидыванию автомобиля.

Динамика трансмиссии с раздачей мощности по бортам и межбортовым дифференциалом, как правило, использующейся на машинах с рассмотренной кинематической схемой, описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_{тл} \dot{\omega}_л = \frac{M_c}{2} - M_л \\ J_{тп} \dot{\omega}_п = \frac{M_c}{2} - M_п \\ \dot{\omega}_д = \frac{\dot{\omega}_л + \dot{\omega}_п}{2} \\ J_л \dot{\omega}_д = M_л - M_c \\ M_л = M_{к1} + M_{к3} + M_{к5} \\ M_п = M_{к2} + M_{к4} + M_{к6} \\ \omega_л = \omega_{к1} = \omega_{к3} = \omega_{к5} \\ \omega_п = \omega_{к2} = \omega_{к4} = \omega_{к6} \end{cases} \quad (20)$$

где $J_{тп}$ — момент инерции вала трансмиссии правого борта, $J_{тл}$ — момент инерции вала трансмиссии левого борта, $J_л$ — момент инерции двигателя, $\dot{\omega}_л$ — угловое ускорение вращения вала трансмиссии левого борта, $\dot{\omega}_п$ — угловое ускорение вращения вала трансмиссии правого борта, $M_л$ — момент сопротивления, приведенный к валу трансмиссии левого борта, $M_п$ — момент сопротивления, приведенный к валу трансмиссии правого борта, $\dot{\omega}_д$ — угловое ускорение вращения вала двигателя, $M_л$ — момент, развиваемый двигателем на выходном валу коробки передач, M_c — момент сопротивления, приведенный к валу двигателя, ω_{ki} — угловая скорость i -го колеса. Момент сопротивления на i -ом колесе будет

$$M_{ki} = -R_{кi} r_{лi} - M_{тi} - M_{fi}, \quad (21)$$

где M_{Ti} — тормозной момент на i -ом колесе.

Схема трансмиссии представлена на рис. 4. Система уравнений (20) устанавливает связь между моментом двигателя, моментами, приложенными к колесам, угловой скоростью вращения вала двигателя и угловыми скоростями вращения колес. В модели может быть реализована любая схема трансмиссии.

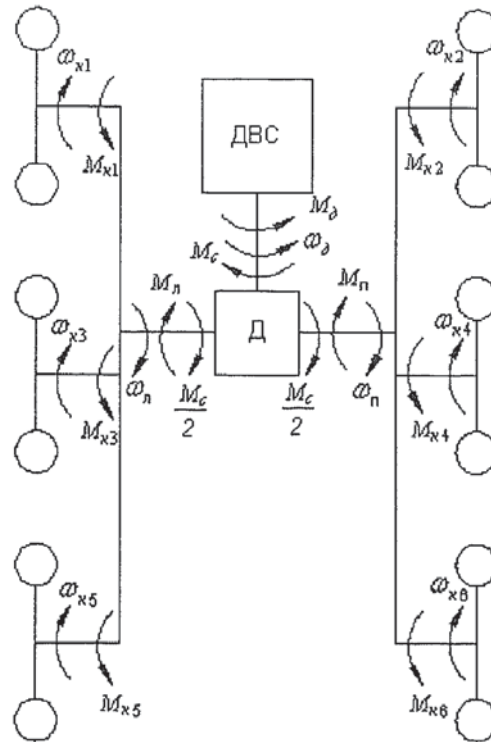


Рис. 4. Схема трансмиссии с раздачей мощности по бортам

Использование регуляторной характеристики двигателя позволяет максимально быстро выводить его на заданную частоту вращения

$$M_d = -d(\omega_d - \omega_0), \tag{22}$$

где ω_0 — заданная частота вращения двигателя; d — коэффициент, определяющий угол наклона характеристики двигателя.

Так как целью создания данной модели — исследование характеристик криволинейного движения автомобиля при различных законах управления колесами задней оси, а также создание и отработка новых законов, то при реализации модели в среде Simulink были созданы отдельные блоки для управления колесами автомобиля, в которых реализованы разные алгоритмы, в том числе и для всеколесного управления.

В том случае, когда средняя ось неповоротная, рулевая трапеция для первой оси задается следующим образом. Предполагается, что задан угол поворота правого переднего колеса $\theta_{\kappa 2}$ (рис. 5).

Тогда расстояние до полюса поворота P , являющееся радиусом поворота при равенстве углов поворота колес передней и задней осей, определяется так:

$$R_r = \frac{L/2}{\text{tg}(\theta_{\kappa 2})} + B/2, \tag{23}$$

где L — база автомобиля, B — колея автомобиля.

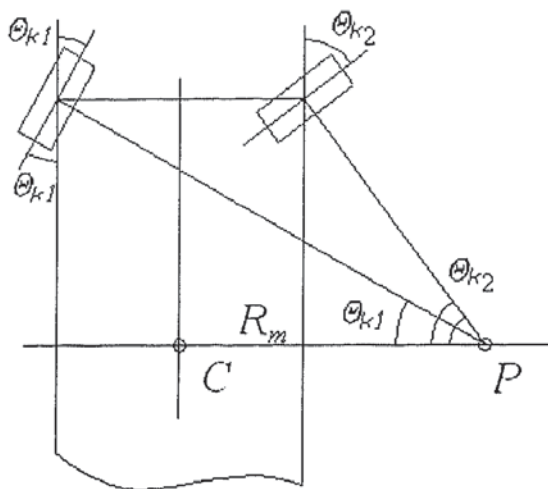


Рис. 5. Кинематика поворота колес передней оси

Угол поворота колеса 1 рассчитывается по зависимости

$$\operatorname{tg}(\theta_{к1}) = \frac{L/2}{R_r + B/2}. \quad (24)$$

Одним из возможных вариантов управления колесами задней оси является предложенный в [4, 5] закон, направленный на повышение устойчивости движения при переходных процессах, когда поворот задних колес начинается с некоторым запаздыванием относительно передних. Параметром, определяющим степень запаздывания, является угол поворота задающего колеса передней оси θ_p

$$\theta_{\text{зад}} = \frac{(\theta_p - \theta_{\text{зад}}) \theta_{\text{max}}}{(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{зад}})}, \quad (25)$$

где θ_{max} — максимальный угол поворота задающего колеса; $\theta_{\text{зад}}$ — угол запаздывания поворота задних колес.

Ниже представлены результаты численного моделирования движения автомобиля с раздачей мощности по бортам и межбортовым дифференциалом, с реализацией закона запаздывания при управлении колесами задней оси относительно колес передней с целью определения предельной скорости выполнения маневра «поворот $R = 25$ м».

Массовые и геометрические параметры исследуемого автомобиля соответствуют реальному объекту, разработанному и созданному в МГТУ им. Н. Э. Баумана на кафедре колесных машин (рис. 6). Основные технические характеристики шасси приведены в табл. 1.

На рис. 7 изображены траектории движения центров передней и задней осей автомобиля при выполнении типового маневра «поворот» на опорном основании «грунтовое основание» ($\mu_{\text{sxmax}} = 0,6$; $\mu_{\text{symax}} = 0,6$; $S_0 = 0,05$; $S_1 = 0,1$; $f = 0,05$).

Так как колеса передней и задней осей независимы друг от друга во всем диапазоне функционирования, кроме $\theta_p = \theta_{\text{max}}$ и образуют свой кинематический центр поворота, а общий достигается за счет дополнительного увода шин [4, 5], моделирование проводим

в таком порядке. На режиме «ползучей» скорости (≈ 5 км/ч) вводим модель автомобиля в режим криволинейного движения и подбираем задающий угол, необходимый для выполнения маневра. Далее увеличиваем скорость от заезда к заезду (на 1—3 км/ч) с целью определения предельной скорости. Маневр считается выполненным, если фактический радиус поворота не превышает теоретического значения на 5 %. Принимаем $\theta_{\text{зан}} = 5^\circ$; $\theta_{\text{max}} = 30^\circ$; $\theta_p = 8^\circ$. Время моделирования $t = 30$ с.

Таблица 1

№	Наименование показателей	Значение показателей
1	Колесная формула	6x6
2	Снаряженная масса, кг, не более	2400
3	Допускаемая полная масса ВТС, кг, не более	3500
4	Тип двигателя	дизельный
5	Мощность двигателя, кВт (л.с.)	72(98)
6	Максимальная скорость, км/ч, не менее	80
7.1	Габаритные размеры, мм	
7.2	Длина, не более	6075
7.3	Ширина, не более	2500
8	Высота, не более	2400
9	База, мм	4750
10	Колея, мм	1890
11	Минимальный радиус поворота по оси следа наружного колеса, м, не более	7

Результаты для предельной скорости по выполнению маневра при начальной скорости v_{xo} приведены в табл. 2.

Таблица 2

v_{xo} , км/ч	$v_{уст}$, км/ч	R , м	ω , рад/с	a_y , м/с ²	$N_{дв}$, кВт	θ_p , град
39	38,5	25,9	0,41	4,42	18,2	8

где $N_{дв}$ — мощность двигателя, затрачиваемая на выполнение маневра.

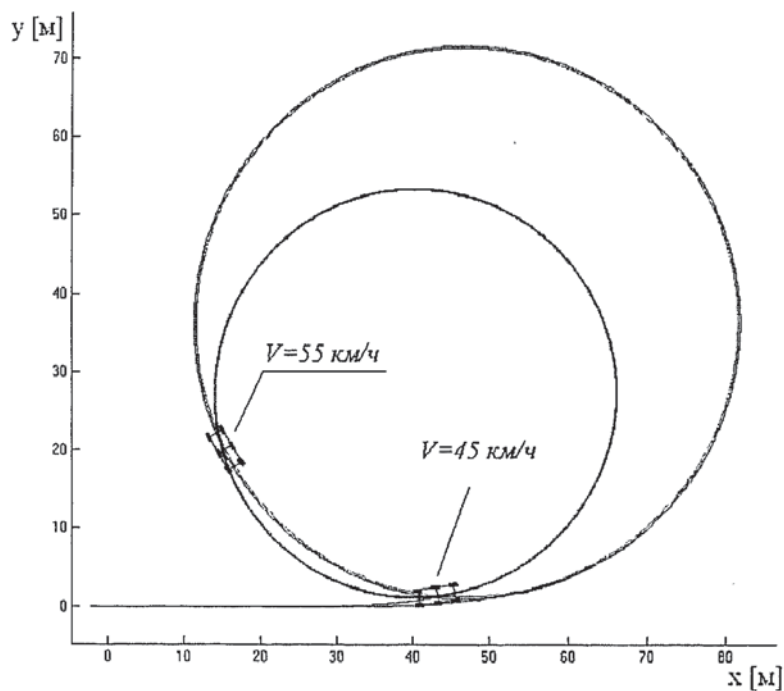
Увеличение задающего угла на $0,5^\circ$ до значения $8,5^\circ$ позволяет осуществить маневр на более высокой предельной скорости, но с заносом. Результаты представлены в табл. 3.

Таблица 3

v_{xo} , км/ч	$v_{уст}$, км/ч	R , м	ω , рад/с	a_y , м/с ²	$N_{дв}$, кВт	θ_p , град
45	44,2	25,9	0,47	5,8	26	8,5



Рис. 6. Общий вид автомобиля

Рис. 7. Траектория движения автомобиля при $v = 45$ и 55 км/ч

Дальнейшее увеличение скорости маневра приводит к невозможности его выполнения с требуемыми характеристиками. Дополнительный доворот рулевого колеса приводит только к увеличению рассогласования в траекториях передней и задней осей, что, в свою очередь, означает усиление заноса автомобиля (рис. 7, для $v = 55$ км/ч).

В ходе сравнения экспериментальных данных, полученных при испытании объекта, с расчетными было выявлено, что при движении в повороте и при переставке разница показаний по основным кинематическим характеристикам не превысила 15%. Полученная разница вызвана разбросом характеристик взаимодействия движителя с опорным основанием. Таким образом, можно сделать вывод об адекватности предложенной моде-

ли и пригодности ее для проведения практических расчетов при исследовании свойств устойчивости и управляемости и при отработке алгоритмов управления поворотом колес задней оси.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Павловский М. А., Путята Т. В. Теоретическая механика. — Киев: Вища Школа, 1985. — 327 с.
2. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроительных специальностей вузов. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Рождественский Ю. Л., Машков К. Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию / Труды МВТУ. — 1982. — № 390. — С. 56—64.
4. Аксенов П. В. Многоосные автомобили. — М.: Машиностроение, 1980. — 206 с.
5. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.

629.431.73.62-752

РАСЧЕТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНЫМ ДОРОГАМ И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ МУФТЫ

Канд. техн. наук, проф. В. В. ЛОМАКИН, асп. НГУЕН ГУЙ ЧЫОНГ

Представлена методика расчета крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля при его движении по неровным дорогам. Предложена оптимизация параметров демпфирующей муфты.

The article relates to the torsional vibration calculation method in transmissions of the car when it moves on the rough roads. Also optimization of dampening muff parameters is offered.

Силовой агрегат автомобиля состоит из значительного количества частей: двигателя, маховых масс, соединяющихся через редукторы валами, муфтой и другими элементами с различной угловой жесткостью (рис. 1). Эти конструктивные элементы в совокупности образуют колебательные системы с рассредоточенными массами, поэтому силовой агрегат является одним из значительных источников колебаний в автомобиле.

Для уменьшения резонансов и снижения динамической нагруженности в трансмиссии автомобиля применяются упругодемпфирующие муфты. Важнейшим направлением эффективного использования пассивной виброизоляции муфты является оптимизация ее параметров.

Методика расчета крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля при его движении по неровным дорогам

Динамическая модель для расчета колебаний в трансмиссии полноприводного легкового автомобиля (рис. 1), предложенная в работе, отражает взаимосвязи между крутильными колебаниями силового агрегата, трансмиссии, вертикальными, продольно-угловыми колебаниями масс автомобиля и силового агрегата. В предложенной модели также учитываются возмущающие воздействия на автомобиль со стороны неровностей дороги [1].