

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ В БОРТОВОЙ ИНФОРМАЦИОННО- УПРАВЛЯЮЩЕЙ СИСТЕМЕ

А.З. Асанов

МИРЭА–Российский технологический университет
Россия, 119454, Москва, Проспект Вернадского, 78
E-mail: asanov@mirea.ru

Е.О. Гурьянова

МИРЭА–Российский технологический университет
Россия, 119454, Москва, Проспект Вернадского, 78
E-mail: guryanova-e.o@yandex.ru

Ключевые слова: математическая модель большегрузного автомобиля, бортовые информационно-управляющие системы, продольно-боковая динамика модели, роботизированные БГА

Аннотация: В данной работе описывается назначение математических моделей для бортовых информационно-управляющих систем автономных транспортных комплексов. Рассмотрена модель продольно-боковой динамики большегрузного автомобиля, на основе которой была проведена параметризация, и реализован компьютерный эксперимент. Приведены результаты компьютерного эксперимента и сделаны выводы об адекватности данной математической модели в задачах управления.

Бортовая информационно-управляющая система (БИУС) роботизированных большегрузных автомобилей (БГА) представляет собой сложную многоуровневую иерархическую систему [1]. В нее входит целый ряд крупных подсистем, обеспечивающих как собственно движение БГА (система курсовой устойчивости, система автоматического экстренного торможения, система соблюдения или изменения полосы движения и т.д.), так и подсистемы, обеспечивающие оптимизацию режимов работы основных узлов и агрегатов БГА (система оптимизации режимов работы двигателя, система выбора оптимальных режимов работы трансмиссии и др.). Практически все эти подсистемы БИУС в той или иной мере используют в своей работе, наряду с данными с реальных датчиков БГА, и информацию из бортовой модели движения автомобиля; многие алгоритмы управления подсистемами БИУС базируются на этих моделях пространственной динамики автомобиля. Поэтому представляется важным разработка модели динамики БГА, учитывающей особенности, условия, ограничения, накладываемые бортовыми процессорами БИУС БГА.

Существует значительное число различных моделей динамики автомобилей, например, [2-4]. Как правило, это модели, участвующие в решении определенных задач. Необходимость создания модели динамики БГА, особенно магистральных, обусловлена потребностью учесть особенности такого транспортного средства (значительные диапазоны изменения веса, скорости движения, высоко расположенный и изменяющийся в

зависимости от веса груза центр масс, значительные различия в нагруженности различных осей автомобиля и др.).

Рассматривается криволинейное (продольно-поперечное) движение автомобиля с продольной скоростью V_x . Математическая модель автомобиля описывается дифференциальными уравнениями движения, где число и порядок уравнений, необходимых для описания динамической модели автомобиля, определяется характером и целями использования модели. В целях упрощения и с учетом как ограниченных вычислительных возможностей БИУС, так и неопределенностей ряда параметров БГА задачах применяется простая линейная симметричная математическая модель автомобиля в инерциальной системе координат (т.н. модель Рокара). В модели Рокара [5] отсутствует подвеска, кузов не имеет крена, рулевое управление и колеса жестко закреплены. Кроме того, используются допущения, что: движение происходит непрерывно, все колеса каждой из сторон автомобиля катятся по одной колее с постоянным запаздыванием по длине, колеса не обладают массой, применима теория малых колебаний. Боковой увод возникает за счет деформации пневматических колес, оцениваемых их боковой жесткостью.

Особенности рассматриваемой модели динамики БГА, учитывающей факторы существенные для синтеза локальных систем БИУС, – масса БГА, криволинейность траектории движения, боковое смещение не только за счет деформации эластичных колес, но и за счет бокового скольжения. Также, для БГА характерно существенное смещение центра масс в продольном направлении, зависящее от степени загрузки автомобиля и ветровой нагрузки (фактически от скорости) автомобиля. Предполагается, что для эффективного применения модели решена задача по определению степени загрузки автомобиля. Кроме того, принято допущение, что внешние и внутренние параметры колес (давление в шинах, коэффициенты жесткости, нагрузка, деформация и коэффициенты трения), находящихся на одной оси, но с разных бортов одинаковые.

Существует два основных подхода в построении модели продольно-боковой динамики автомобиля [6]. Первый метод основан на вычислении скорости вращения колес на основе преобразования скорости центра тяжести автомобиля в двухколейную модель. Скорость в точке контакта колеса с дорогой в такой модели будет определять вектором скорости центра тяжести автомобиля и вектором угловой скорости рыскания вертикальной оси. Вторым подходом значительно проще («велосипедная модель») – движение БГА рассматривается относительно мгновенного центра скоростей, траекторная кривая для каждого колеса вычисляется отдельно, но модель принципиально не является двухколейной.

Модель колеса описана полуэмпирическим методом, получившим название модель Dugoff [8]. В модели приняты допущения: коэффициенты продольной и боковой жесткости приняты постоянными величинами, коэффициент сцепления μ соответствует характеристике асфальтобетонного покрытия.

Для целей управления математическая модель движения БГА должна соответствовать следующим требованиям: быть двухколейной, позволять рассчитать угол скольжения, использовать те переменные величины, которые можно измерить непосредственно или оценены с помощью алгоритмов наблюдения.

В данной работе за основу была взята четырехколесная модель автомобиля с продольно-боковой динамикой [7], матрично-векторная форма которой, в обозначениях рис. 1, имеет вид (1).

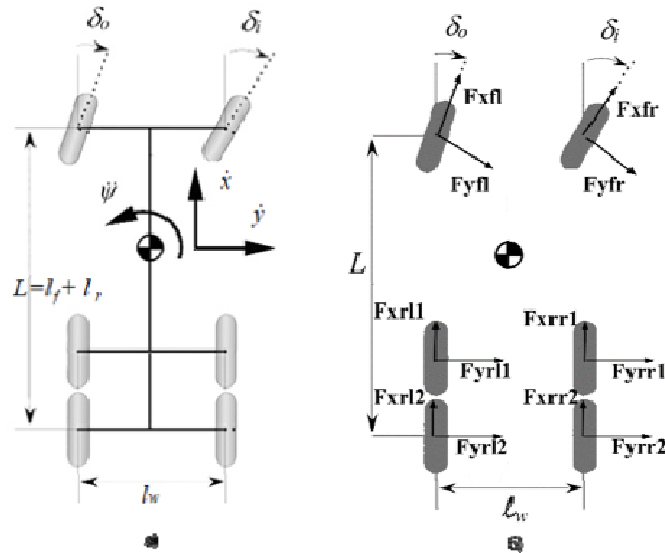


Рис. 1. а) Ось координат, привязанная к раме автомобиля, б) Силы, действующие на колеса автомобиля во время движения, где $F_{xfr}, F_{xfl}, F_{xrr}, F_{xrl}$ соответственно продольные силы, действующие на колеса автомобиля.

$$(1) \quad \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ y_1 \\ y_2 \\ \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ y_1 \\ y_2 \\ \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 \\ \psi_2 y_2 \\ 0 \\ -\psi_2 x_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \left((F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \cos(\delta) + F_{xrl} + F_{xrr} - (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \sin(\delta) \right) \\ 0 \\ \frac{1}{m} \left(F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \sin(\delta) + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \cos(\delta) \right) \\ 0 \\ \frac{1}{J} \left(l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \sin(\delta) + l_f (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \cos(\delta) - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) + \right. \\ \left. \frac{l_w}{2} (F_{xfr} - F_{xfl}) \cdot \cos(\delta) + \frac{l_w}{2} (F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{l_w}{2} (F_{yfl} - F_{yfr}) \cdot \sin(\delta) \right) \end{bmatrix},$$

где $F_{yfr}, F_{yfl}, F_{yrr}, F_{yrl}$ – поперечные силы, действующие на колеса автомобиля (рис. 1, б), δ_0 и δ_i углы поворота правого и левого управляемых колес соответственно $\delta = (\delta_0 + \delta_i) / 2$, l_{r1} и l_{r2} соответственно расстояния от центра масс до ближней и дальней (относительно водителя) задней пары колес.

Продольные и поперечные силы, действующие на колеса высчитываются из следующих соотношений: $F_x = \frac{\sigma}{1+\sigma} f(\lambda)$, $F_y = C_\alpha \frac{\tan(\alpha)}{1+\sigma} f(\lambda)$, где C_σ и C_α продольная и поперечная жесткости соответствующих колес [8].

$$(2) \quad \lambda = \frac{\mu F_z (1+\sigma)}{2 \sqrt{(C_\sigma \sigma)^2 + (C_\alpha \tan(\alpha))^2}} \begin{cases} f(\lambda) = (2 - \lambda)\lambda, \text{ если } \lambda < 1 \\ f(\lambda) = 1 \text{ если } \lambda \geq 1 \end{cases},$$

где μ – коэффициент трения между колесом и дорожным покрытием.

Для расчета нормальной жесткости была использована зависимость [9]:

$$C_\sigma = (0,32 \div 0,45) \frac{1}{\sqrt{R_t D_t}},$$

где R_t – радиус кривизны протектора, D_t – наружный диаметр шины.

Углы скольжения для передней и задней осей находятся из следующих выражений [8]: $\alpha_f = \delta - \frac{y+l_f\psi}{x}$, $\alpha_r = -\frac{y+l_r\psi}{x}$, $\sigma = \frac{r_{eff}\omega - x}{x}$ (при разгоне), $\sigma = \frac{r_{eff}\omega - x}{r_{eff}\omega}$ (при торможении), где σ_x – коэффициент скольжения, ω_w – скорость вращения колеса.

Коэффициент скольжения используется для определения состояния проскальзывания одного из колес. Для этого различают два режима движения автомобиля: ведущий и тормозной. В ведущем режиме полное скольжение будет при буксующем колесе и при неподвижном автомобиле ($r_{eff}=0$), а при тормозном режиме – при движении колеса юзом ($r_{eff}=\infty$).

Определение угловой скорости колеса находится из уравнений равновесия вращательного момента

$$(3) \quad J_w \dot{\omega}_{fl} = T_{dfl} - T_{bfl} - r_{eff} F_{xfl}, \quad J_w \dot{\omega} = T_{dfr} - T_{bfr} - r_{eff} F_{xfr}, \\ J_w \dot{\omega} = T_{drl} - T_{brl} - r_{eff} F_{xrl}, \quad J_w \dot{\omega} = T_{drr} - T_{brr} - r_{eff} F_{xrr},$$

где T_{dfl} , T_{dfr} , T_{drl} , T_{drr} – крутящий момент, передаваемый на левое колесо передней оси, правое колесо передней оси, левое колесо задней оси и правое колесо задней оси.

Кроме того, можно учесть [10], что справедливо соотношение, $\psi = \frac{V}{R}$ где V – скорость движения рамы в продольном направлении, R – мгновенный радиус поворота автомобиля:

$$R = \frac{l_f + \frac{l_{r1} + l_{r2}}{2} + \frac{m x^2 \left(\left(\frac{l_{r1} + l_{r2}}{2} \right) C_{ar} - l_f C_{af} \right)}{2 C_{ar} C_{af} L}}{\delta}.$$

Таким образом, при построении траектории движения, может быть использованы только текущая скорость автомобиля и угол поворота колес, и можно точно сказать какова угловая скорость вращения автомобиля относительно центра масс в каждой момент времени.

Переход от неинерциальной системы координат в инерциальной системе координат может быть выполнен следующим образом:

$$(4) \quad \begin{cases} X = V \cdot \cos \cdot (\psi + \beta) \\ Y = V \cdot \sin \cdot (\psi + \beta) \end{cases},$$

где: X и Y скорости движения рамы по оси абсцисс и оси ординат в глобальной системе координат, β – угол между рамой автомобиля и вектором его скорости.

Таким образом, модель не включает в себя различные силы сопротивления внутренние и внешние, которые несущественно влияют на описание динамики БГА (силы сопротивления вращению колеса внутри подвески и др.), но в модели учтена сила трения колеса в поперечном направлении, так как именно она непосредственно влияет на смещение автомобиля с заданной водителем траектории.

Были проведены тестовые численные эксперименты при следующих параметрах БГА: полная масса $m=40000$ Кг, ширина базы $l_w=2,5$ м, расстояние от центра масс до передней оси $l_f=2,43$ м, расстояние от центра масс до задней оси $l_r=3,7$ м, радиус качения $r_{eff}=0,55$ м, продольная жесткость колеса $C_\sigma=490000$ Н/м, боковая жесткость колеса $C_\alpha=431200$ Н/м [11], момент инерции колеса $J_w=13,5$ кг/м².

Как можно наблюдать на графике (рис. 2, а) после преобразования координат автомобиля к декартовой системе координат траектория движения автомобиля представляет из себя клотоидную спираль (спираль Эйлера). Такие кривые применяются в задачах планирования маршрута и говорят о том, насколько плавно изменяется центрбежная

сила, как движется транспортное средство, так как на рисунке кривая смыкается, это говорит о том, что модель адекватно описывает движение транспортного средства. В результате эксперимента были получены значения углов бокового скольжения для колес передней и задней оси (рис 2, б). Значения к концу модельного времени сильно отличаются, это можно объяснить тем, что влияние боковых воздействий на ведомые колеса увеличивается.

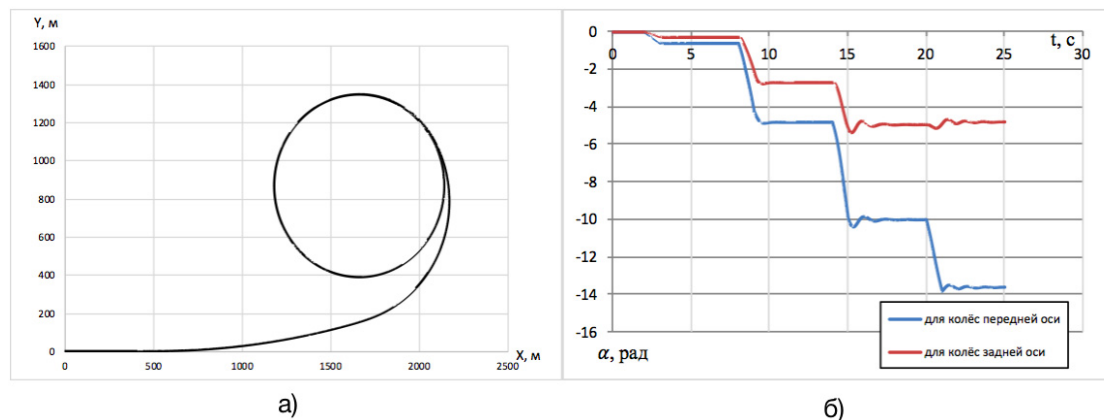


Рис. 2. а) Результаты моделирования траектории движения БГА б) Изменение угла бокового скольжения для колес задней и передней оси.

В результате проведенного исследования разработана компьютерная модель продольно-боковой динамики БГА, проведена параметризация и численный эксперимент, в результате которого сделаны выводы об адекватности предложенной модели для задач динамической стабилизации.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант 17-08-00516).

Список литературы

1. Асанов А.З. Архитектура бортовых информационно-управляющих систем, роботизированных большегрузных магистральных автомобилей // Российский технологический журнал. 2017. № 3. С. 106-113.
2. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. М.: Высшая школа, 1986. 208 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / 2 изд. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
4. Тарасов В.Ю., Асанов А.З. Математическая модель движения большегрузного автомобиля в задаче управления курсовой устойчивостью // Труды XIX Международной конференции «Проблемы управления и моделирования в сложных системах». Самара: Офорт. 2017. С. 230-236. ISBN 978-5-473-01154-8.
5. Рокар И. Неустойчивость в механике. Автомобили, самолеты, висячие мосты. М.: Изд-во ин. лит-ры, 1959. 288 с.
6. Kiencke U., Nielsen L. Automotive Control Systems. Springer, 2005. 521 p.
7. Rajamani R. Vehicle dynamics and control. Springer, 2011. 500 с.
8. Dugoff H., Fancher P.S., Segal L. Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. Final Report. US National Bureau of Standards, 1969.
9. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения.
10. Pacejka H. B. Lateral dynamics of road vehicles // International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 2007. P. 75-120.
11. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972.