

УДК 629.113

Д.А. Бутин, В.В. Беляков

## ЧАСТОТНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МНОГОМАССОВОЙ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЯ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Рассматривается способ исследования курсовой устойчивости автомобиля по частотному методу. Исследование проводится при помощи многомассовой имитационной модели автомобиля. Установлены зависимости чувствительности управляемости автомобиля от скорости движения, частоты поворота и амплитуды поворота рулевого колеса. Анализ курсовой устойчивости проводился по критериям Найквиста-Михайлова. Чувствительность управления имеет прямую зависимость от продольной скорости движения автомобиля и обратную зависимость от амплитуды поворота рулевого колеса. Определено, что при критической частоте и амплитуде  $90^\circ$  критическая скорость движения  $75$  км/ч. При превышении этой скорости высока вероятность потери управляемости. Критическая амплитуда поворота рулевого колеса составляет  $290^\circ$ . При превышении этого угла происходит расхождение входных и выходных параметров системы, движение автомобиля считается неустойчивым.

*Ключевые слова:* курсовая устойчивость, автомобиль, транспортное средство, частотный метод, имитационное моделирование.

### Введение

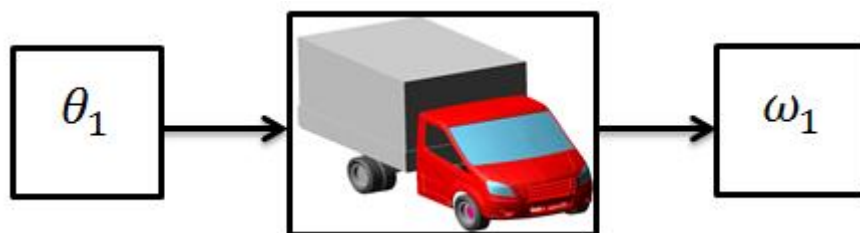
Курсовая устойчивость автомобиля является важным фактором обеспечения безопасной и надежной эксплуатации транспорта. Данное понятие подразумевает свойство сохранять в заданных пределах, независимо от скорости движения и действия внешних, инерционных и гравитационных сил, направление скорости движения и ориентацию продольной и вертикальной осей при определенном управлении, закрепленном в свободном руле. Методами оценки устойчивости могут выступать: алгебраические, частотные, оценочные показатели и специализированные методы. Алгебраические критерии устанавливают необходимые и достаточные условия отрицательности корней в форме ограничений, накладываемых на определенные комбинации коэффициентов характеристического уравнения. Авторами алгебраических критериев устойчивости являются А.М. Ляпунов [1], Гурвиц, Раус. Частотные критерии, определяющие связь между устойчивостью системы и формой частотных характеристик, разработаны Г. Найквистом [2] и А.В. Михайловым [3]. Оценочные испытания проводятся при сертификационных испытаниях ТС в соответствии с правилами ГОСТ 31507-2012 [4] или правилами ЕЭК №13Н [5]. Специализированные методы оценки курсовой устойчивости (переходные функции А.С. Литвинова [6], силовые диаграммы) применяют в своих работах Е.А. Чудаков [7], С.В. Бахмутов [8], А.А. Ахмедов и др.

Частотный критерий для оценки курсовой устойчивости автомобилей представляет интерес с точки зрения прозрачности условий устойчивости системы. Для оценки устойчивости автомобиля по графикам логарифмической амплитудно-фазовой частотной характеристики (ЛАФЧХ) возможно использование критерия Найквиста-Михайлова, согласно которому система устойчива, если при достижении фазовой частотной характеристикой значения  $-180^\circ$  логарифмическая амплитудная характеристика будет отрицательной. Можно обозначить следующие преимущества данного критерия:

- 1) возможность оценки устойчивости замкнутой системы по АФХ разомкнутой системы;
- 2) возможность определения АФХ разомкнутой системы или отдельных ее звеньев экспериментальным путем;
- 3) возможность количественной оценки запасов устойчивости по модулю и фазе.

Критерий Найквиста-Михайлова применяют для оценки устойчивости автомобиля Ю.Н. Санкин [9-12], С.В. Бахмутов, В.Н. Лата [13], Vu. Trieu Minh [14]. Во всех данных работах частотный критерий оценки курсовой устойчивости используется в рамках моделей, представляющих собой систему дифференциальных уравнений, решаемых преобразованием по Лапласу. Отмечается, что использование программных пакетов имитационного моделирования движения автомобиля (ADAMS/Car, Универсальный механизм, Эйлер и др.) не позволяет получить решение в частотном виде, и решение задач устойчивости становится возможным только по алгебраическим, оценочным или специализированным критериям.

Это проблема решается, если представить имитационную модель в виде системы с входным и выходным параметром [15-17]. Для исследования курсовой устойчивости входным параметром является угол поворота рулевого колеса, а выходным – угловая скорость поворота кузова автомобиля вокруг вертикальной оси. Расчетная схема представлена на рис. 1.



**Рис. 1. Схема расчета ЛАЧХ и ФЧХ при частотном анализе курсовой устойчивости автомобиля:**

$\theta$  – угол поворота рулевого колеса, °;  $\omega$  – скорость рысканья автомобиля, °/с

### **Основные допущения предлагаемой расчетной схемы**

Имитационная модель автомобиля учитывает все факторы, оказывающие влияние на показатели управляемости и устойчивости в рамках заданной погрешности. Излишняя детализация модели приводит к ее усложнению, в то время как недостаточно подробная – к ложным результатам, не позволяющим выявить определенные зависимости. Поэтому при принятии допущений модели необходимо не допустить крайностей и получить адекватно сложную модель.

*Опорное основание.* В расчетах движения имитационной модели опорное основание принимается абсолютно ровным, недеформируемым и расположенным строго горизонтально. Коэффициент сцепления с шинами постоянен на всей поверхности.

*Пневматические шины.* Модель создавалась на основе теории шины и ее моделирования Г.Б. Пасейки. Она имеет точечный контакт с опорной поверхностью, а расчет сил в пятне контакта основывается на «Магической формуле». Модель адекватно работает на скоростях от 10 до 120 км/ч, допускает качение с углами увода до 90 °, учитывает вертикальную жесткость и ее изменение при действии продольных и поперечных сил, а также поперечного угла наклона. Кроме вертикальной жесткости, в модели учитываются продольная и боковая жесткость. Допускается изменение поперечный угол наклона в пределах от –15° до +15 °, при этом учитывается влияние наклона на развиваемую боковую и продольную силу. В модели шины также заложено запаздывание нарастания силы. Кроме жесткостных характеристик, модель учитывает демпфирующие свойства. Шины имеют массу и моменты инерции, а при вращении учитывается также гироскопический стабилизирующий момент. Модель шины учитывает неудерживающую силу, т.е., колесо может отрываться от опорной поверхности. У исследуемого автомобиля на задней оси установлены сдвоенные колеса, в расчете каждая шина считалась индивидуальной моделью.

*Рама автомобиля.* Рама считается абсолютно недеформируемым телом, и в ней не учитываются упругие свойства материалов.

*Массы и инерции.* Модель является многомассовой, к этому типу относятся: колеса, мосты, рычаги подвески, мост, рессоры, несущая рама, кабина, груз, грузовая платформа, двигатель с КПП. Массы и моменты инерции тел были получены путем взвешивания, расчета, а также из конструкторской документации.

*Подвеска.* Модель подвески имеет направляющий механизм, упругие и демпфирующие элементы. Геометрия элементов направляющего механизма создавалась на основании конструкторской документации. Свойства упругих и демпфирующих элементов были получены путем натурных исследований. Сайлентблоки используются для соединения элементов подвески, они имеют как жесткостные, так и демпфирующие характеристики, которые также были получены путем натурных исследований. Влияние закрутки сайлентблока на его жесткость не учитывалось, как и гистерезисные явления в амортизаторах, т.е., они имеют одну зависимость для прямого и обратного хода. Модели рессор и стабилизаторов поперечной устойчивости являются упругими выполненными конечными элементами.

*Сопrotивление воздуха.* В модели автомобиля учитывается только сопротивление от встречного потока воздуха. Боковые силы, возникающие при движении в повороте, подъемная сила и опрокидывающий момент не учитываются. Сопrotивление воздуха в модели представляется в виде силы действующий на раму автомобиля в метацентре аэродинамических сил. Вектор находится в плоскости поперечной симметрии автомобиля, параллельно опорного основанию. Коэффициенты аэродинамического сопротивления были получены путем виртуального исследования модели автомобиля.

*Двигатель и трансмиссия.* Характеристики двигателя учитываются в модели в виде двойной зависимости крутящего момента от оборотов и степени нажатия на педаль газа. Данные с характеристиками двигателя были получены в результате натурных исследований двигателя на мощностном стенде. Во время испытаний имитационная модель автомобиля движется с постоянной скоростью, рулевое колесо поворачивается по гармоническому закону  $\theta_t = 90 \cdot \sin(0,0166 \cdot t)$ , где частота возбуждающих колебаний изменяется в диапазоне от 0 до 10 Гц с амплитудой 90°. Зависимость поворота рулевого колеса представлена в графическом виде на рис. 2. Во время испытания непрерывно фиксируется угловая скорость автомобиля относительно вертикальной оси, результаты представлены в графическом виде на рис. 3.

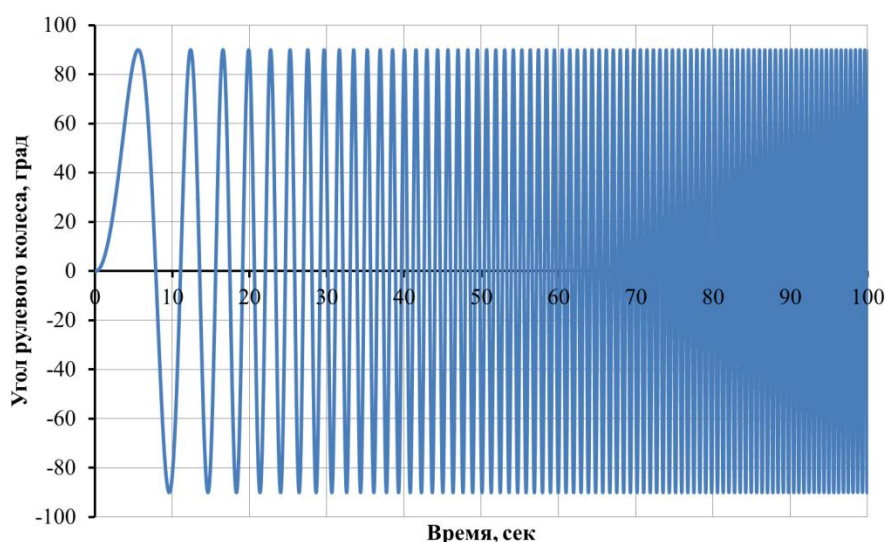


Рис. 2. График поворота рулевого колеса от времени

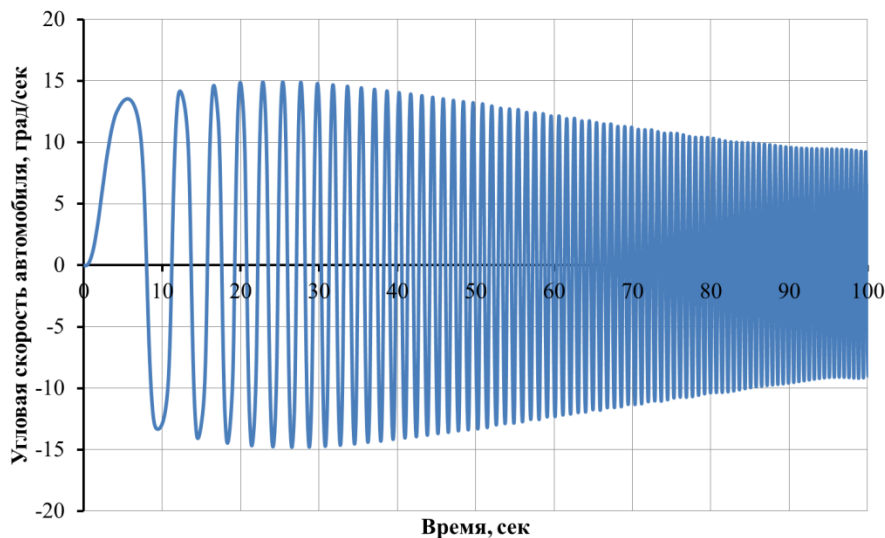


Рис. 3. График угловой скорости автомобиля от времени

Проводить прямой анализ и расчет по графику с колебаниями невозможно, поэтому используются огибающие сигнала, получаемые путем нахождения точек экстремумов в синусоидальных сигналах угла поворота РК и угловой скорости автомобиля. Каждая точка экстремума имеет информацию о положении в виде значения и времени, что представлено четырьмя рядами:  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ ;  $t_{\omega 1}, t_{\omega 2}, \dots, t_{\omega n}$ ;  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ ;  $t_{\theta 1}, t_{\theta 2}, \dots, t_{\theta n}$ . Далее по формулам (1-3) рассчитываются частота поворота РК, логарифмическая амплитуда чувствительности управления и сдвиг фазы между поворотом РК и реакцией угловой скорости поворота транспортного средства (ТС).

$$v = \frac{1}{t_2^\theta - t_1^\theta}, \quad (1)$$

$$A(v) = 20 \cdot \log\left(\frac{\omega_1}{\theta_1}\right), \quad (2)$$

$$\varphi(v) = 360^\circ \cdot \frac{t_1^\theta - t_1^\omega}{t_2^\omega - t_1^\omega}. \quad (3)$$

Результаты расчета представлены диаграмме Боде в виде графиков с логарифмической амплитудно-частотной характеристикой на рис. 4 и фазо-частотной характеристикой на рис. 5. Из графиков ЛАФЧХ с результатами частотного исследования курсовой устойчивости автомобиля методом имитационного моделирования видно, что автомобиль устойчив. При 0 Гц управляемость автомобиля составляет –16,5 дБ без фазовой задержки. С повышением частоты чувствительность курсовой устойчивости снижается до –33 дБ при 10 Гц. Максимальная чувствительность курсовой управляемости автомобиля –15,6 дБ при частоте 0,4 Гц. Фазовая задержка с повышением частоты изменяется от 0 до 80 ° и после 2 Гц перестает изменяться от частоты и составляет около 88 °.

Дополнительные частотные исследования проводились на частоте входного синусоидального колебания 0,4 Гц. Эта частота была выбрана как наиболее опасная и критическая при управлении автомобилем по результатам анализа диаграммы Боде. На этой частоте были проведены исследования устойчивости от скорости и амплитуды угла поворота РК. При исследовании чувствительности управления ТС от скорости движения, частота и амплитуда поворота рулевого колеса не менялись и составляли 0,4 Гц и 90 °.

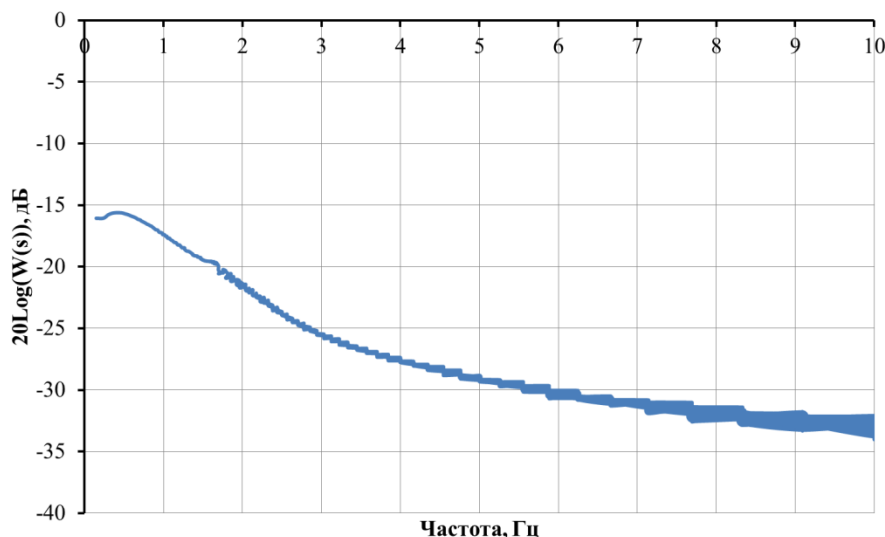


Рис. 4. Логарифмическая амплитудно-частотная характеристика угловой скорости автомобиля

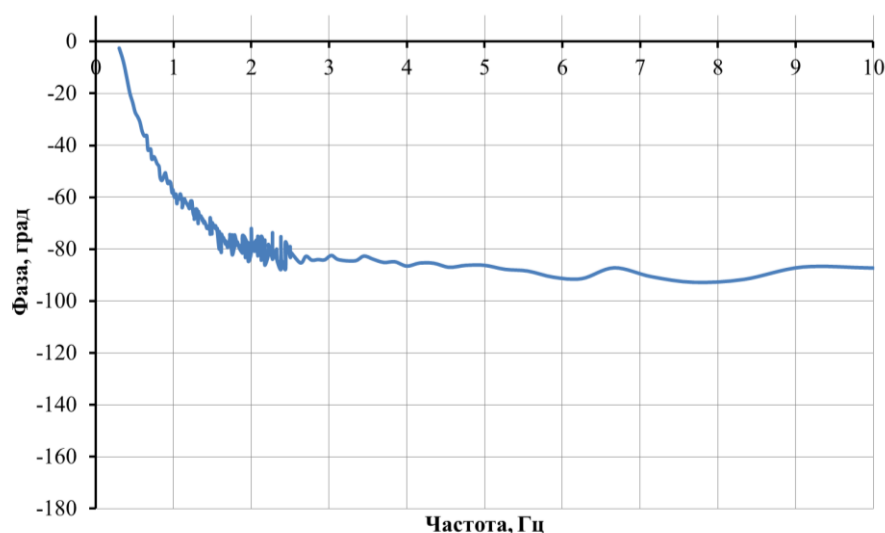


Рис. 5. Фазо-частотная характеристика угловой скорости автомобиля

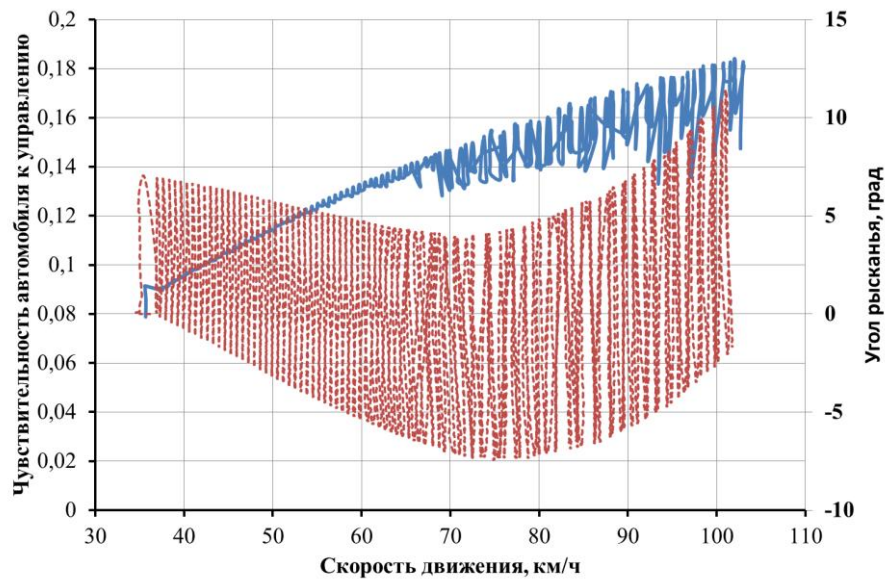
При этом скорость плавно увеличивалась с 36 км/ч до 105 км/ч и фиксировались угловая скорость и угол рысканья автомобиля относительно вертикальной оси. Чувствительность угловой скорости рассчитывалась по формуле (4).

$$A = \frac{\omega_1}{\theta_1}, \tag{4}$$

где  $A$  – чувствительность к управлению;  $\omega$  – угловая скорость, °/с;  $\theta$  – угол поворота РК, °.

Результаты исследования чувствительности автомобиля к управлению в зависимости от скорости, при постоянном гармоническом управляющем воздействии на рулевое колесо, представлены на рис. 6.

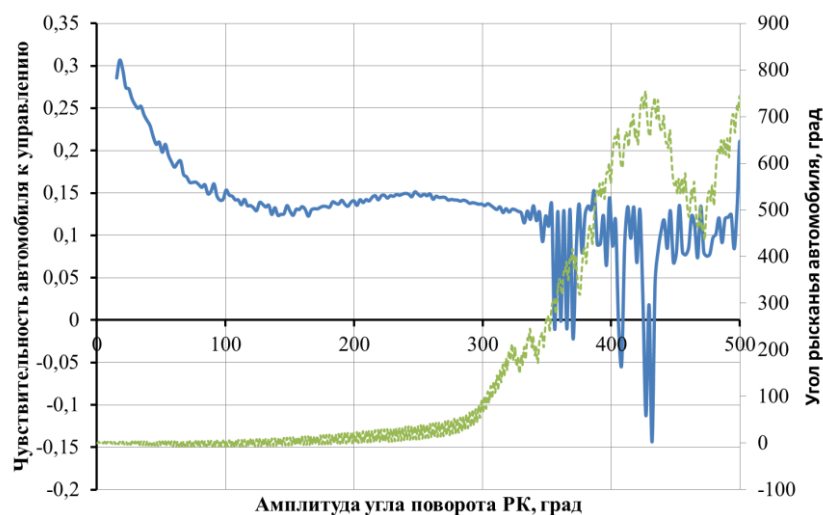
Чувствительность управляемости автомобиля имеет прямую зависимость от скорости. Зависимость чувствительности от скорости составляет около 0,002 ч/км. При превышении скорости 67 км/ч начинаются скачки в сторону нулевого значения, это означает кратковременную потерю управляемости ТС. В интервале скорости от 70 до 80 ° происходит смена общего курса движения автомобиля, что свидетельствует о возникшем неустойчивом движении.



**Рис. 6. Зависимость чувствительности автомобиля к управлению от скорости движения**

где: — чувствительность автомобиля управлению;  
 — угол рысканья автомобиля

При исследовании чувствительности управления ТС от амплитуды поворота РК частота поворота рулевого колеса и скорость движения ТС не менялись и составляли 0,4 Гц и 80 км/ч. При этом амплитуда поворота РК плавно увеличивалась от 0 до 500°. При этом фиксировалась угловая скорость и угол рысканья автомобиля относительно вертикальной оси. Результаты исследования чувствительности автомобиля к управлению в зависимости от амплитуды, результаты представлены на рис. 7.



**Рис. 7. Зависимость чувствительности автомобиля к управлению от амплитуды управляющего воздействия**

где: — чувствительность автомобиля управлению;  
 — угол рысканья автомобиля

Из графика чувствительности к управлению от амплитуды поворота РК видно, что наибольшая чувствительность при минимальной амплитуде, с увеличением амплитуды чувствительность снижается и после 130° практически не зависит от амплитуды. При амплитуде поворота РК более 350° происходит рассогласование выходного сигнала с входным, можно сказать что автомобиль кратковременно теряет управляемость. В интервале амплитуд



от 290 до 300 ° происходит смена общего курса движения автомобиля, что свидетельствует о возникшем неустойчивом движении. Следующее увеличение амплитуды также сопровождается пилообразными, резкими сменами направления. Эти смены курса сопровождаются также скачками на графике чувствительности управления в сторону нулевого значения или даже скачка в отрицательную область при амплитуде более 350 °, что означает склонность к недостаточной управляемости при больших амплитудах поворота.

### Выводы

Проведено исследование курсовой устойчивости автомобиля частотным методом при помощи многомассовой имитационной модели. Анализ, выполненный по критерию Найквиста-Михайлова, показал, что автомобиль устойчив. Определить запас курсовой устойчивости не удалось в связи с тем, что фаза не принимает значения  $-180^\circ$ . Анализ логарифмической частотной характеристики выявил заброс чувствительности на 5,45 % при частоте 0,4 Гц. Дополнительный частотный анализ управляемости на критической частоте выявил следующие закономерности: чувствительность управления имеет прямую зависимость от продольной скорости движения автомобиля и обратную зависимость от амплитуды поворота рулевого колеса. В результате частотного анализа устойчивости движения автомобиля установлено, что критическая частота управления 0,4 Гц; при этом значении установлены границы устойчивой области управления автомобилем. Определено, что при критической частоте и амплитуде  $90^\circ$  критическая скорость движения 75 км/ч. При превышении этой скорости высока вероятность потери управляемости. При критической частоте и скорости движения 80 км/ч критическая амплитуда поворота рулевого колеса составляет  $290^\circ$ . При превышении этого угла происходит рассогласование входных и выходных параметров системы, движение автомобиля становится неустойчивым.

### Библиографический список

1. **Ляпунов, А.М.** Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 472 с.
2. **Nyquist, H.** Regeneration theory / H. Nyquist // Bell System Technical Journal. № 11, 1932. – P. 126-147.
3. **Михайлов, А.В.** О новом подходе исследования замкнутых регулируемых систем / А.В. Михайлов // Автоматика и телемеханика. – 1973. – № 8.
4. ГОСТ 31507-2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. Введ. 2013-09-01.
5. ЕЭК ООН N 13-Н Единые предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения. Введ. 2007-11-10.
6. **Литвинов, А.С.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
7. **Чудаков, Е.А.** Устойчивость автомобиля против заноса / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1949. – 145 с.
8. **Бахмутов, С.В.** Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости: дисс... д. техн. наук: 05.05.03. – Москва, 2001. – 354 с.
9. **Санкин, Ю.Н.** Динамика несущих систем металлорежущих станков / Ю.Н. Санкин. – М.: Машиностроение, 1986. – 96 с.
10. **Санкин, Ю.Н.** Динамические характеристики выско-упругих систем с распределенными параметрами / Ю.Н. Санкин. – Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1977. – 312 с.
11. **Санкин, Ю.Н.** Исследование устойчивости линейного автомобиля как системы со многими степенями свободы методом вырожденных дифференциальных уравнений / Ю.Н. Санкин, М.В. Гурьянов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2003. – № 1/2. – С. 25-28.
12. **Санкин, Ю.Н.** Частотный метод оценки курсовой устойчивости автомобиля как системы со многими степенями свобод / Ю.Н. Санкин, М.В. Гурьянов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2004. – №3. – С. 20-23.

13. **Лата, В.Н.** Основы моделирования управляемого движения автомобиля: учебное пособие / В.Н. Лата. – Тольятти: Изд-во ТГУ, 2012. – 67 с.
14. Vu, Trieu Minh Vehicle steering dynamic calculation and simulation // Annals & Proceedings of DAAAM International. – 2012. – № 23.
15. **Tumasov, A.V.** Influence of lcv bearing stiffness on its static and dynamic characteristics of stability and steerability / A.V. Tumasov, S.Y. Kostin, D.A. Butin, A.A. Vasiliev, P.V. Sereda // Materials Physics and Mechanics. – 2019. – №41. – С. 111-115.
16. **Tumasov, A.** Estimation of light commercial vehiles dynamics by means of real time simulation / A. Tumasov, A. Vasiliev, D. Butin, A. Vashurin, Y. Trusov, P. Moshkov // 19th international and 14th european-african regional conference of the istvs 2017. – 2017.
17. **Butin, D.A.** Influence of LCV bearing structure stiffness on its static and dynamic properties of stability and steerability / D.A. Butin, A.V. Tumasov, P.V. Sereda // Университетский научный журнал. – 2016. – №22. – С. 20-28.

*Дата поступления  
в редакцию: 24.12.2019*

**D.A. Butin, V.V. Belyakov**

## **FREQUENCY METHOD FOR ESTIMATING THE COURSE STABILITY OF A MULTI-MASS SIMULATION MODEL OF A CAR**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

**Purpose:** In this paper, we consider a method for studying the car's course stability using the frequency method. The study is carried out using a multi-mass simulation model of the car. In research, the steering wheel was considered the input link, and the yaw rate was considered the output link. Studies were conducted and the dependence of the sensitivity of the car's handling on the steering wheel frequency, speed and steering wheel amplitude was established.

**Research implications:** The sensitivity of the car to control was evaluated in relation to the yaw rate to the steering angle. The results of the study are presented in the form of a Bode diagram, as well as graphs with control sensitivity. The analysis of exchange rate stability was carried out according to the Nyquist-Mikhailov criteria. It was not possible to determine the stock of exchange rate stability due to the fact that the phase does not take the value  $-180^\circ$ . Analysis of the logarithmic frequency response revealed a sensitivity drop of 5,45 % at a frequency of 0,4 Hz. Additional frequency analysis of handling at the critical frequency investigated the following dependencies: the sensitivity of the control on the speed of the car and the amplitude of the steering wheel. The control sensitivity is directly dependent on the vehicle's longitudinal speed. The control sensitivity is inversely dependent on the steering wheel rotation amplitude. It was determined that at a critical frequency and amplitude of  $90^\circ$ , the critical speed of 75 km/h. if this speed is exceeded, the probability of loss of controllability is high. The critical amplitude of the steering wheel is  $290^\circ$ . If this angle is exceeded, the input and output parameters of the system mismatch, and the vehicle is considered unstable.

*Key words:* course stability, car, vehicle, frequency method, simulation modeling, multi-mass model, steering, steer control.