

18. Standart Banka Rossii STO BR IBBS-1.2-2014 Obespechenie informatsionnoy bezopasnosti organizatsiy bankovskoy sistemy Rossiyskoy Federatsii. Metodika otsenki sootvetstviya informatsionnoy bezopasnosti organizatsiy bankovskoy sistemy Rossiyskoy Federatsii trebovaniyam STO BR IBBS-1.0-2014 [Standard of the Bank of Russia STO BR IBBS-1.2-2014 Ensuring information security of organizations of the banking system of the Russian Federation. Methodology for assessing the compliance of information security of organizations of the banking system of the Russian Federation with the requirements of STO BR IBBS-1.0-2014]. Introd.: 2014-06-01. Moscow, 2014, 101 p.
19. GOST R 57580.2-2018 Bezopasnost' finansovykh (bankovskikh) operatsiy. Zashchita informatsii finansovykh organizatsiy. Metodika otsenki sootvetstviya [GOST R 57580.2-2018 Security of financial (banking) transactions. Protection of information of financial organizations. Conformity assessment methodology]. Introd. 2018-03-28. Moscow: Standartinform, 2018, 23 p.
20. Repin V. Otsenka zrelosti sistemy upravleniya biznes-protsessami kompanii [Evaluation of the maturity of the company's business process management system], 2020. Available at: https://www.businessstudio.ru/articles/article/otsenka_zrelosti_sistemy_upravleniya_biznes_pr_otsessami_repin/ (accessed 29 May 2023).

Статью рекомендовал к опубликованию д.т.н., профессор В.В. Курейчик.

Велигодский Сергей Сергеевич – Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»; e-mail: SSVeligodsky@sberbank.ru; г. Москва, Россия; тел.: 89263868400; инженер.

Милославская Наталья Георгиевна – e-mail: NGMiloslavskaya@mephi.ru; тел.: 89166776599; д.т.н.; доцент; профессор.

Veligodskiy Sergey Sergeevich – National Research Nuclear University MPhI; e-mail: SSVeligodsky@sberbank.ru; Moscow, Russia; phone: +79263868400; engineer.

Miloslavskaya Natalia Georgievna – e-mail: NGMiloslavskaya@mephi.ru; phone: +79166776599; dr. of eng. sc.; associate professor; professor.

УДК 621.3.078:519.713

DOI 10.18522/2311-3103-2023-3-172-188

В.В. Соловьев, А.Я. Номерчук

АВТОМАТНАЯ МОДЕЛЬ КРУИЗ-КОНТРОЛЯ ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Целью данной работы является разработка автоматной модели круиз-контроля автомобиля, модели его прямолинейного движения и их комплексного исследования. Данная работа является актуальной в связи с отсутствием систем адаптивного круиз-контроля на отечественных автомобилях, высокой загруженности магистралей и утомительному для водителя движению в пробках. Для достижения поставленной цели в работе решена задача разработки автоматной модели системы круиз-контроля, включающей десять возможных состояний с учетом взаимодействия с штатными подсистемами автомобиля и радаром. В модели учтены диапазоны изменения скоростей движения автомобиля в зависимости от оборотов двигателя, а также оценивается длительность торможения в зависимости от дорожной обстановки и состояния подсистем автомобиля. На основе автоматной модели получены шесть сценариев работы системы круиз-контроля, учитывающие возможные ошибки и управляющие воздействия на подсистемы автомобиля в зависимости от текущей ситуации. При разработке модели прямолинейного движения учитывались силы трения и сопротивления воздуха, сила тяжести, сила тяги и сила инерции. Модель дополнена зависимостью крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала, полученной путем аппроксимации, а также углом изменения наклона дорожного полотна. В процессе исследований установлено, что для повышения адекватности модели требуется учитывать динамику двигателя и трансмиссии. Данный недостаток устранен путем введения двух дополнительных дифференциальных уравнений первого порядка. При

исследовании комплексной модели круиз-контроля в качестве регулятора скорости использовался ПИД-регулятор и П-регулятор в качестве контроллера препятствий. Настройка параметров регуляторов выполнялась с использованием генетических алгоритмов из пакета MATLAB. Экспериментальные исследования на имитационной модели показали высокую эффективность разработанных моделей и алгоритмов.

Система круиз-контроля; адаптивная система; аппроксимация крутящего момента; конечный автомат состояний.

V.V. Soloviev, A.Ya. Nomerchuk

AUTOMATIC CRUISE CONTROL MODEL FOR A CAR

The purpose of this work is to develop an automatic model of cruise control of a car, a model of its rectilinear motion and their comprehensive study. This work is relevant due to the lack of adaptive cruise control systems on domestic cars, high traffic congestion and tedious traffic jams for the driver. To achieve this goal, the task of developing an automatic model of the cruise control system, including ten possible states, taking into account the interaction with the standard subsystems of the car and the radar, has been solved. The model takes into account the ranges of changes in vehicle speeds depending on the engine speed, and also estimates the duration of braking depending on the road situation and the condition of the vehicle subsystems. On the based automatic model were received six scenarios of the cruise control system operation obtained, taking into account possible errors and control effects on the vehicle subsystems, depending on the current situation. During the development of the rectilinear motion model, the forces of friction and air resistance, gravity, traction force and inertia force were taken into account. The model is supplemented by the dependence of the torque on the rotational speed of the crankshaft, obtained by approximation and angle of change in the slope of the roadway. In research was found that in order to increase the adequacy of the model, it is necessary to take into account the dynamics of the engine and transmission. This disadvantage is eliminated by introducing two additional first-order differential equations. In the study of the complex cruise control model, a PID controller and a P-controller as an obstacle controller were used as a speed controller. Adjustment of the parameters of the regulators was performed using genetic algorithms from the MATLAB package. Experimental studies on the simulation model have shown the high efficiency of the developed models and algorithms.

Cruise control system; adaptive system; torque approximation; finite state automaton.

Введение. Современный автомобиль является сложной технической системой, содержащей несколько подсистем управления: расходом топлива, расходом воздуха, частотой вращения коленчатого вала, климат контролем и прочими. Одной из подсистем, которая используется в современных автомобилях является система круиз-контроля [1]. Система круиз-контроля в современных зарубежных автомобилях очень популярна. Она представляет собой программно-аппаратный комплекс, который позволяет поддерживать скорость движения автомобиля на постоянном уровне [2]. Данная система очень удобна при движении автомобиля за городом, в случае, когда он движется с постоянной скоростью на протяженных участках маршрута движения. Фактически при включении круиз-контроля водителю нет необходимости нажимать на педаль газа и, в некотором смысле, автомобиль движется автоматически.

Система круиз-контроля не только облегчает водителю управление автомобилем, но и уменьшает расход топлива. По информации из различных источников система круиз-контроля позволяет экономить до 7% топлива. Также в источнике [2] отмечается, что при систематическом использовании системы круиз-контроля удается снизить износ деталей автомобиля и уменьшить эксплуатационные расходы на 1,5%.

В составе пассивной система круиз-контроля можно выделить сервопривод, который присоединен к механизму подачи топлива через трос или тягу. У сервопривода организована обратная связь через датчик положения педали газа. Если

автомобиль движется с постоянной скоростью по дороге, то педаль газа находится под определенным углом, который не изменяется. Если данная скорость устраивает водителя, то он нажатием кнопки на панели приборов или рычага на руле включает систему круиз-контроля и электронный блок управления запоминает положение педали газа и фиксируется скорость автомобиля.

В отличие от пассивной системы активная система круиз-контроля регулирует скорость движения, а также изменяет ее в зависимости от дорожной ситуации и наличии препятствий перед автомобилем. Для этих целей в активной системе дополнительно применяется датчик измерения расстояния до препятствий. В качестве датчика до препятствий применяются радары, которые могут работать при любых погодных условиях. Радар устанавливается в передней части автомобиля за решеткой радиатора и постоянно генерирует импульсы и измеряет расстояние до препятствий.

Ниже представлен обзор публикаций, которые посвящены разработке систем круиз-контроля автомобилей.

В работе [3] автор описал функционирование системы адаптивного круиз-контроля автомобиля при движении в условиях возникновения препятствий и изменения скорости впереди едущего автомобиля. Описан порядок торможения двигателем и дисковыми тормозами в зависимости от замедления автомобиля на дороге.

Авторы работы [4] представили систему управления для адаптивного круиз-контроля автомобиля, основанную на нечеткой логике. Для измерения дистанции до препятствий использован 3D-сканер. Предложена комбинированная схема системы управления, включающая ПИД-регулятор с обратными связями по скорости движения автомобиля и позиции педали газа и блока расчета корректирующих сигналов, основанного на нечеткой логике.

В отечественном ГОСТ [5] приведены основные понятия и определения касающиеся системы адаптивного круиз-контроля. Определены характеристики системы и составные части в составе автомобиля. Определена предельная величина замедления равная $3,5 \text{ м/с}^2$ и величина ускорения равная $2,0 \text{ м/с}^2$.

В статье [6] авторы рассматривают два подхода к разработке систем адаптивного круиз-контроля автомобиля. При создании системы адаптивного круиз-контроля предложено измерять не только расстояние до препятствия, но и скорость его движения, чтобы с упреждением формировать сигналы на изменение скорости движения своего транспортного средства.

В работе [7] представлено описание системы круиз-контроля. Автор представил график измерения расстояния до препятствий, который характеризуется большим количеством помех, требующих фильтрации. Показана необходимость применения алгоритмов первичной обработки сигналов с радара, чтобы получить достоверную информацию.

В статье [8] рассматривались особенности применения систем адаптивного круиз-контроля в колоннах транспортных средств. Авторы учитывали запаздывание в канале измерения расстояния до впереди едущих транспортных средств и запаздывание при обработке информации управляющем контроллере автомобиля.

По результатам обзора публикаций можно сделать следующие выводы:

- ♦ модели и методы управления системой круиз-контроля еще недостаточно развиты;
- ♦ для повышения эксплуатационных качеств системы круиз-контроля необходимо использовать множество источников информации о дистанции, скорости движения, оборотов двигателя и т.п.;
- ♦ не найдены автоматные модели круиз-контроля, допускающие масштабирование и гибкую настройку.

В связи с этим в данной работе предложена автоматная модель системы круиз-контроля и модель прямолинейного движения автомобиля с учетом наклона дорожного полотна, позволяющие выполнять комплексные исследования по данной тематике.

Постановка задачи. Задачу разработки моделей системы круиз-контроля рассмотрим применительно для автомобиля Лада Веста [9], который выпускается в нашей стране уже более пяти лет. Автомобиль оснащается автоматизированной трансмиссией, что допускает разработку и установку системы адаптивного круиз-контроля.

Дано:

- ♦ автомобиль Лада Веста с автоматизированной трансмиссией и двигателем 122 л.с. и оснащенный радаром миллиметрового диапазона;
- ♦ доступна информация со всех датчиков автомобиля, включая ABS, трансмиссию и двигатель.

Требуется:

- ♦ разработать автоматную модель системы адаптивного круиз-контроля;
- ♦ разработать модель прямолинейного движения автомобиля, учитывающую наклон дорожного полотна;
- ♦ предложить структуру системы круиз-контроля;
- ♦ провести модельные эксперименты и оценить эффективность предложенных решений.

Автоматная модель системы круиз-контроля. Согласно описанию принципа функционирования системы адаптивного круиз-контроля и обзору публикаций по теме работы можно определить следующий состав системы: блок управления, лидар или радар для определения дистанций, штатные датчики скорости автомобиля, датчик угла наклона педали газа, датчик давления в тормозной системе, датчик оборотов двигателя.

Структурная схема системы адаптивного круиз-контроля представлена на рис. 1.

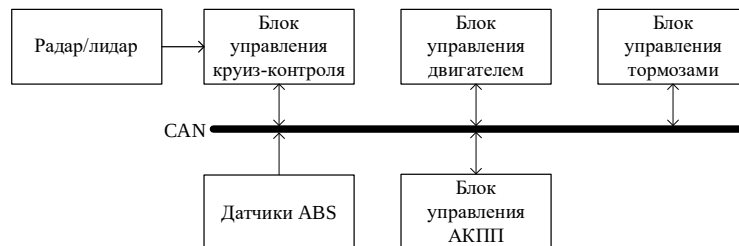


Рис. 1. Структурная схема системы адаптивного круиз-контроля

Согласно структурной схеме, датчик дистанций до препятствий подключается непосредственно к блоку управления круиз-контроля. Датчики ABS измеряют частоту вращения колес, на основе которой, можно вычислить скорость движения автомобиля. Блок управления двигателем, тормозами и автоматической коробкой передач принимают сигналы задания от блока управления круиз-контроля, направленные на коррекцию скорости движения автомобиля.

Согласно структурной схеме, в зависимости от текущей ситуации, система круиз-контроля может формировать сигналы управления на одну или несколько подсистем. Например, в одном случае достаточно уменьшить расход топлива и автомобиль медленно начнет снижать скорость движения. В другом случае, при возникновении препятствий в непосредственной близости перед автомобилем, необходимо задействовать тормозную систему.

Удобной и наглядной формой представления принципа функционирования системы круиз-контроля является конечный автомат. Конечный автомат является машиной состояний, которая переходит из состояния в состояние при возникновении некоторых условий [10].

Определим для системы круиз-контроля следующие состояния: s_0 – система выключена, s_1 – система ожидает ввода данных, s_2 – расчет текущей скорости движения автомобиля, s_3 – считывание показаний тахометра, s_4 – расчет дистанций до препятствий, s_5 – расчет изменения скорости движения, s_6 – расчет изменения передаточного отношения АКПП, s_7 – расчет длительности торможения, s_8 – формирование управляющих сигналов, s_9 – сигнализация водителю, s_{10} – ошибка системы.

В состоянии s_1 система ожидает активации со стороны водителя при этом фиксируется текущая скорость движения автомобиля, как желаемая.

В состоянии s_2 выполняется вычисление текущей скорости движения на основе информации от датчиков ABS автомобиля:

$$v = \frac{\sum_{i=1}^4 n_i}{4 \cdot \pi} \cdot R, \quad (1)$$

где n_i – частота вращения колеса (об/сек), R – радиус колеса (м).

По выражению (1) можно вычислить линейную скорость движения автомобиля по показаниям датчиков ABS.

В состоянии s_3 считываются показатели оборотов двигателя с датчика частоты вращения.

В состоянии s_4 считываются координаты препятствий с радара.

В состоянии s_5 на основании текущей скорости автомобиля, заданной скорости от водителя и информации о препятствиях рассчитывается изменение скорости автомобиля.

Здесь целесообразно было бы руководствоваться ГОСТ Р ИСО 15622-2017 [4], который регламентирует расстояния, на которых система круиз-контроля переходит в разные состояния, как представлено на рис. 2.

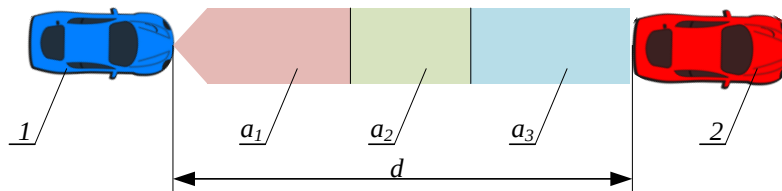


Рис. 2. Зоны работы системы круиз-контроля

На рисунке представлено два автомобиля следующие друг за другом. В автомобиле 1 установлена система круиз-контроля. Согласно ГОСТ:

- ♦ если автомобиль 2 находится в зоне a_3 , то требуется измерение расстояния до него;
- ♦ если автомобиль 2 находится в зоне a_2 , то требуется его обнаружение;
- ♦ если автомобиль 2 находится в зоне a_1 , не требуется обнаружение автомобиля.

Таким образом, ГОСТ ориентирован только на системы-круиз контроля для поддержания расстояния до впереди едущего автомобиля, и никак не затрагивает вопросы предупреждения столкновения. По аналогии с ГОСТ предлагается схема деления на зоны работы системы круиз-контроля, предполагающая следующую логику:

♦ при возникновении препятствия в зоне a_3 изменяется расход топлива для изменения скорости автомобиля при сохранении оборотов двигателя в интервале 1500-2000 об/мин;

♦ при возникновении препятствия в зоне a_2 изменяется расход топлива для изменения скорости автомобиля и передаточное отношение АКПП для сохранения оборотов двигателя в интервале 1500-2000 об/мин;

♦ при возникновении препятствия в зоне a_1 изменяется расход топлива для изменения скорости автомобиля, передаточное отношение АКПП и подключается тормозная система для предупреждения столкновения;

♦ при отсутствии препятствий в зоне действия радара изменяется расход топлива, и может, передаточное отношение АКПП для поддержания требуемой скорости движения автомобиля.

В публикации [11] представлена диаграмма направленности радара миллиметрового диапазона, выпускаемого серийно для систем круиз-контроля. Согласно диаграмме, дальность действия радара составляет более 150 м, а ширина поля зрения превышает ± 10 м. Очевидно, что в зависимости от текущей скорости движения и от расстояния до препятствий размеры зон $a_1 - a_3$ изменяются в процессе движения.

Согласно источнику [12] скорость движения можно определить по формуле:

$$v = \frac{2\pi \cdot R}{k_{\text{гл}} \cdot k_x} \cdot \frac{N}{60}, \quad (2)$$

где R – радиус колеса (м); $k_{\text{гл}}$ – передаточное отношение главной пары коробки передач; k_x – передаточное отношение выбранной передачи; N – число оборотов двигателя (об/с).

Тогда, с помощью выражения (2) можно определять диапазоны скоростей движения автомобиля на заданной передаче и оборотах двигателя или для определения оборотов двигателя при заданной скорости и заданной передаче в зонах a_2 и a_3 :

$$v_{\min} = \frac{2\pi \cdot R}{k_{\text{гл}} \cdot k_x} \cdot \frac{N_{\min}}{60}, \quad (3)$$

$$v_{\max} = \frac{2\pi \cdot R}{k_{\text{гл}} \cdot k_x} \cdot \frac{N_{\max}}{60}, \quad (4)$$

$$N = \frac{60 \cdot v \cdot k_{\text{гл}} \cdot k_x}{2\pi \cdot R}, \quad (5)$$

$$k_x = \frac{2\pi \cdot R \cdot N}{60 \cdot v \cdot k_{\text{гл}}}. \quad (6)$$

Длину тормозного пути автомобиля S_T можно найти по формуле [13]:

$$S_T = v_0 \cdot t_3 + \frac{v_0^2}{2 \cdot a_3}, \quad (7)$$

где v_0 – скорость автомобиля в начале торможения; t_3 – время запаздывания тормозной системы; a_3 – замедление автомобиля.

Тогда на основании выражения (7) можно оценить размер зоны a_1 как $2 \cdot S_T$ при предельном замедлении $3,5 \text{ м/с}^2$, регламентированным ГОСТ [4].

Требуемую длительность торможения автомобиля t_T можно найти из уравнения:

$$0,5 \cdot a \cdot t_T^2 + v_0 t_T - 0,5 S_T = 0. \quad (8)$$

Здесь принято, что тормозная система отрабатывает в течение половины длины расчетного тормозного пути, что соответствует в четыре раза большему расстоянию до препятствия.

В состоянии s_6 в системе по формуле (6) рассчитывается передаточное отношение АКПП.

В состоянии s_7 в системе из формулы (8) рассчитывается длительность торможения автомобиля.

В состоянии s_8 формируются управляющие воздействия на блок управления двигателем, АКПП и тормозной системой.

В состоянии s_9 формируются сигналы водителю о текущем состоянии системы круиз-контроля и окружающей обстановке.

В состоянии s_{10} выводится сообщение об ошибке системы, если хотя бы одна из составных частей выдала сбой.

Для определения перехода из состояния в состояние в системе круиз-контроля можно сформировать следующий перечень условий: c_0 – подано напряжение питания, c_1 – ожидание команды, c_2 – получено задание от водителя, c_3 – рассчитана текущая скорость автомобиля, c_4 – считаны показания тахометра, c_5 – рассчитана дистанция до препятствий d_o , c_6 – рассчитана длина тормозного пути S_T и она меньше $0,5 \cdot d_o$, c_7 – рассчитана длина тормозного пути S_T и она больше $0,5 \cdot d_o$, c_8 – требуется изменение передаточного отношения АКПП, c_9 – рассчитано изменение передаточного отношения АКПП, c_{10} – рассчитано изменение скорости движения, c_{11} – рассчитана длительность торможения, c_{12} – рассчитываются управляющие сигналы, c_{13} – сформированы пакеты данных, c_{14} – послана команда сигнализации водителю, c_{15} – системная ошибка, c_{16} – сформирован пакет данных об ошибке, c_{17} – послано сообщение об ошибке.

Тогда на основании перечня состояний и условий перехода система круиз-контроля может описываться автоматом состояний, представленным на рис. 3.

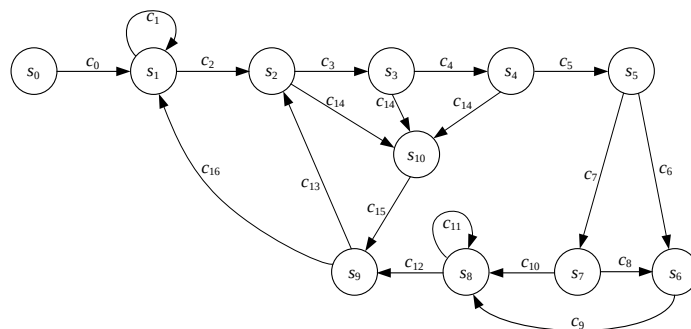


Рис. 3. Конечный автомат интеллектуальной системы круиз-контроля

Согласно разработанной схеме возможны следующие сценарии работы конечного автомата:

- ◆ $s_0 \rightarrow s_1 \rightarrow s_2 \rightarrow s_{10} \rightarrow s_9 \rightarrow s_1$ – ошибка расчета текущей скорости автомобиля;
- ◆ $s_0 \rightarrow s_1 \rightarrow s_2 \rightarrow s_3 \rightarrow s_{10} \rightarrow s_9 \rightarrow s_1$ – ошибка считывания показаний тахометра;
- ◆ $s_0 \rightarrow s_1 \rightarrow s_2 \rightarrow s_3 \rightarrow s_4 \rightarrow s_{10} \rightarrow s_9 \rightarrow s_1$ – ошибка расчета дистанций до препятствий;
- ◆ $s_0 \rightarrow s_1 \rightarrow s_2 \rightarrow s_3 \rightarrow s_4 \rightarrow s_5 \rightarrow s_8 \rightarrow s_9 \rightarrow s_2$ – скорректирована скорость движения автомобиля;
- ◆ $s_0 \rightarrow s_1 \rightarrow s_2 \rightarrow s_3 \rightarrow s_4 \rightarrow s_5 \rightarrow s_6 \rightarrow s_8 \rightarrow s_9 \rightarrow s_2$ – скорректирована скорость движения автомобиля и передаточное число АКПП;
- ◆ $s_0 \rightarrow s_1 \rightarrow s_2 \rightarrow s_3 \rightarrow s_4 \rightarrow s_5 \rightarrow s_7 \rightarrow s_6 \rightarrow s_8 \rightarrow s_9 \rightarrow s_2$ – скорректирована скорость движения, передаточное число АКПП и торможение автомобиля.

Математическая модель прямолинейного движения автомобиля. Рассмотрим силы, действующие на автомобиль при прямолинейном движении по дороге без поворотов [12, 14]: сила тяжести F_T , которая приложена к центру тяжести автомобиля, сила сопротивления воздуха F_B , сила тяги $F_{\text{тяг}}$, силы реакции дороги на передние колеса R_1 , на задние колеса R_2 , сила трения $F_{\text{тр}}$, сила инерции F_j .

Для упрощения рассуждений при выводе математической модели необходимо принять следующее: колеса, находящиеся на одной оси, можно считать, как одно колесо; участок дороги прямолинейный и может иметь подъемы и спуски; силы реакции дороги приложены к осям колес; силы упругости и деформации шин не учитываются.

Сила трения препятствует вращению колес и может быть выражена через силу реакции со стороны дороги по формуле:

$$F_{\text{тр}} = \mu \cdot R = \mu \cdot m \cdot g, \quad (9)$$

где μ – коэффициент трения.

Далее будем рассматривать движение по сухому асфальту, для которого коэффициент трения равен $\mu_0 = 0,1 - 0,3$. Также на коэффициент трения влияет скорость движения автомобиля в соответствии с выражением:

$$\mu = \mu_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right),$$

где v – скорость движения автомобиля.

Сила тяжести автомобиля связана с его массой m :

$$F_T = m \cdot g, \quad (10)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Сила инерции определяется из второго закона Ньютона по формуле:

$$F_j = m \cdot a,$$

где a – ускорение автомобиля.

Из-за того, что в автомобиле имеются вращающиеся массы (колеса, маховик), необходимо учитывать их влияние на инерцию автомобиля. Для этих целей введем коэффициент учета вращающихся масс δ , который учитывается в силе инерции:

$$F_j = m \cdot a \cdot \delta.$$

Коэффициент учета вращающихся масс можно вычислить по формуле [15]:

$$\delta = 1 + \frac{(J_M \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot i_t^2 + J_k)}{m \cdot r_k^2}, \quad (11)$$

где J_M – момент инерции маховика; J_k – момент инерции колес автомобиля; r_k – радиус колеса; $\eta_{\text{тр}}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии; i_t – коэффициент передачи трансмиссии.

Из-за того, что моменты инерции колес и маховика могут быть не известны, можно воспользоваться упрощенным выражением для коэффициента учета вращающихся масс:

$$\delta = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot i_t^2) \frac{m_n}{m}, \quad (12)$$

где $\delta_1 \approx \delta_2$ в интервале от 0,03 до 0,05; m_n – масса полностью загруженного автомобиля.

Сила сопротивления воздуха оказывает влияние при движении автомобиля. Очевидно, что чем более обтекаемый автомобиль, тем меньшее сопротивление оказывает эта сила.

Для расчета силы сопротивления можно воспользоваться выражением следующего вида [15]:

$$F_B = \rho \cdot \gamma \cdot S \cdot v^2, \quad (13)$$

где γ – коэффициент сопротивления, который зависит от форм обводов автомобиля; v – скорость движения автомобиля; ρ – плотность воздуха; S – площадь поперечной проекции автомобиля.

Если спроектировать все силы на плоскость по направлению движения автомобиля, то получим выражение:

$$F_{\text{тяг}} = F_B + F_{\text{тр}} + F_j. \quad (14)$$

Движение будет выполняться в прямом направлении если $F_{\text{тяг}} > F_B + F_{\text{тр}}$. Также следует учитывать тот факт, что движение возможно до тех пор, пока колеса не начнут буксовать, то есть будет осуществляться контакт и сцепление с дорожным полотном. Если силы сопротивления превысят силу тяги, то двигатель автомобиля остановится. Если сила тяги превысит силу сцепления колес с поверхностью, то начнется пробуксовка.

Подставив (9)–(13) в выражение (14) получим математическую модель прямолинейного движения автомобиля:

$$F_{\text{тяг}} = \rho \cdot \gamma \cdot S \cdot v^2 + \mu_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right) \cdot m \cdot g + m \cdot a \cdot \left(1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot i_T^2) \frac{m_n}{m} \right). \quad (15)$$

Выражение (15) не удобно для моделирования, т.к. входным воздействием в системе фактически является не сила тяги, а частота вращения двигателя, передаточное число трансмиссии и момент двигателя.

Согласно источнику [15] силу тяги автомобиля можно представить в виде выражения:

$$F_{\text{тяг}} = \frac{M_d \cdot i_T \cdot i_0 \cdot \eta_T}{r_k}, \quad (16)$$

где M_d – крутящий момент двигателя; i_0 – передаточное число главной передачи; i_T – текущее передаточное число; η_T – КПД трансмиссии; r_k – отношение линейной к угловой скорости колеса.

Раскрываем выражение для силы тяги, получаем:

$$F_{\text{тяг}} = \frac{M_d \cdot i_T \cdot i_0 \cdot \eta_T \cdot n}{2\pi \cdot v}, \quad (17)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Подставляем (17) в (15) и выражая ускорение через скорость, получим математическую модель прямолинейного движения:

$$\begin{aligned} \frac{M_d \cdot i_T \cdot i_0 \cdot \eta_T \cdot n}{2\pi \cdot v} = \rho \cdot \gamma \cdot S \cdot v^2 + \mu_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right) \cdot m \cdot g + \\ + m \cdot \dot{v} \cdot \left(1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot i_T^2) \frac{m_n}{m} \right). \end{aligned} \quad (18)$$

Следует отметить, что выражение (18) не позволяет моделировать движение на спусках и подъемах, поэтому введем угол α , положительные значения которого отражают угол подъема, а отрицательные – угол спуска и представим силу тяжести в проекциях на оси в виде:

$$F_x = m \cdot g \cdot \cos \alpha, F_y = m \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad (19)$$

Учтем выражение (19) в (18), получим:

$$\begin{aligned} \frac{M_d \cdot i_T \cdot i_0 \cdot \eta_T \cdot n}{2\pi \cdot v} = \rho \cdot \gamma \cdot S \cdot v^2 + \mu_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right) \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha + \\ + m \cdot g \cdot \sin \alpha + m \cdot \dot{v} \cdot \left(1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot i_T^2) \frac{m_n}{m} \right). \end{aligned} \quad (20)$$

Выражение (20) является математической моделью прямолинейного движения автомобиля с учетом изменения угла наклона дорожного полотна.

Для формирования входных сигналов при исследовании математической модели можно использовать график зависимости крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала [16]. Согласно зависимости крутящего момента, диапазон рабочих оборотов коленчатого вала составляет от 1000 до 6000 об/мин. Для исследования модели (20) представим зависимость в аналитическом виде путем аппроксимации полиномом:

$$M_d = -9,14 \cdot 10^{-15} \cdot n^{12} + 1,18 \cdot 10^{-11} \cdot n^{11} - 6,95 \cdot 10^{-9} \cdot n^{10} + 2,45 \cdot 10^{-6} \cdot n^9 - 5,78 \cdot 10^{-4} \cdot n^8 + 9,59 \cdot 10^{-2} \cdot n^7 - 11,49 \cdot n^6 + 1000,55 \cdot n^5 - 62833,23 \cdot n^4 + 2,77 \cdot 10^7 \cdot n^3 - 8,18 \cdot 10^8 \cdot n^2 + 1,44 \cdot 10^{10} \cdot n - 1,15 \cdot 10^{11}, \quad (21)$$

позволяющим вычислить крутящий момент двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с отклонением ± 1 Н·м.

Результаты экспериментов. Для исследования моделей разработана программа в среде MatLab [17].

Эксперимент 1. Исследование прямолинейного движения. Для интегрирования дифференциального уравнения (21) оно было переписано в виде:

$$\dot{v} = k_1(-k_2 \cdot v^2 - k_3 \left(1 + \frac{v^2}{1500}\right) - k_4 + \frac{k_5 \cdot n}{v}). \quad (22)$$

где $k_1 = \frac{1}{m(1+(\delta_1+\delta_2 \cdot i_T^2) \frac{m_{ш}}{m})}$, $k_2 = \rho \cdot \gamma \cdot S$, $k_3 = \mu_0 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha$, $k_4 = m \cdot g \cdot \sin \alpha$, $k_5 = \frac{M_d \cdot i_T \cdot i_0 \cdot \eta_T}{2\pi}$.

Для проверки адекватности модели изменялись следующие параметры: $v_0 = \{36, 72, 108\}$ км/ч, $i_T = \{3,873, 2, 0,532\}$, $n = \{1000, 3000, 6000\}$ об/мин.

При моделировании построено по три графика для каждого параметра, при условии фиксации остальных в первоначальных значениях, как представлено на рис. 4, а-в.

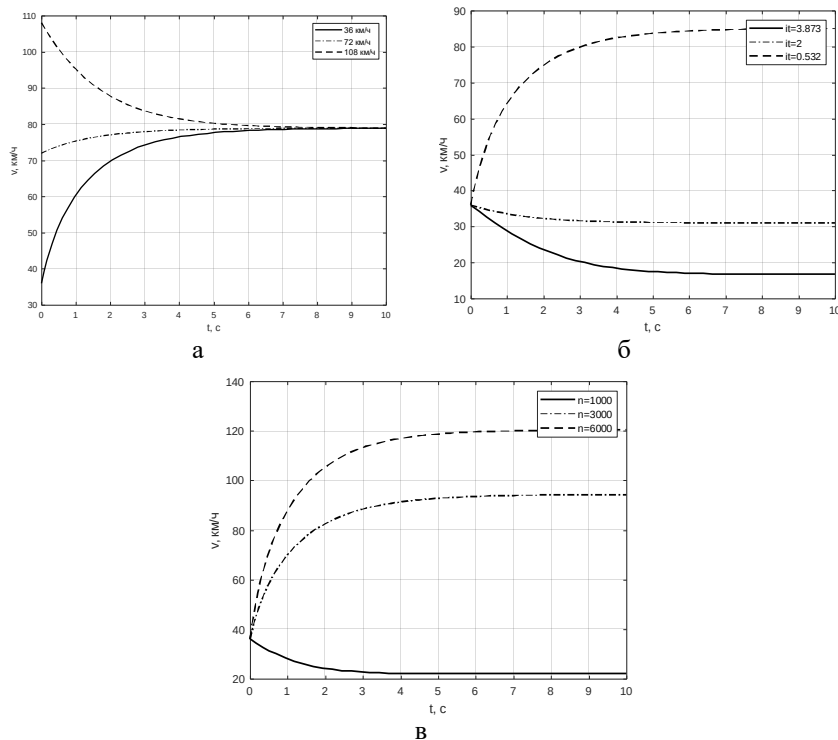


Рис. 4. Результаты оценки влияния параметров модели

На рис. 4,а представлены результаты изменения скорости автомобиля при фиксированных оборотах двигателя и передаточного отношения коробки передач. Результаты показали, что при различных начальных условиях скорость автомобиля устанавливается на уровне 78 км/ч за время около 5,5 сек.

Согласно рис. 4,б при фиксированной начальной скорости движения на уровне 36 км/ч и оборотах двигателя, скорость движения устанавливается: на уровне 17 км/ч при $i_T = 3,873$, 36 км/ч при $i_T = 2,0$ и 84 км/ч при $i_T = 0,532$. Длительность переходного процесса, также соответствует предыдущему случаю и составляет 5,5 с.

Согласно рис. 4,в при фиксированной начальной скорости движения на уровне 36 км/ч и передаточном отношении коробки передач, скорость движения устанавливается: на уровне 22 км/ч при $n=1000$ об/мин, 90 км/ч при $n=3000$ об/мин, 120 км/ч при $n=6000$ об/мин.

Для оценки общей динамики автомобиля проведено моделирование при максимальных возможных оборотах коленчатого вала $n=6000$ об/мин и высшей передаче трансмиссии с $i_T = 0,532$ (см. рис. 5,а). Согласно результатам на рис. 5,а автомобиль при максимальных оборотах коленчатого вала и высшей передачи трансмиссии разогнался до скорости 174 км/ч за время 23 секунды. Данный показатель не соответствует паспортным данным автомобиля потому, что обороты коленчатого вала и изменение передачи трансмиссии не может происходить мгновенно и первоначальной скорости движения 36 км/ч, соответствуют низкие обороты коленчатого вала и пониженная передача трансмиссии. Для устранения данного недостатка модели введены апериодические звенья первого порядка, моделирующие изменения оборотов коленчатого вала и передачи трансмиссии, заданные дифференциальными уравнениями:

$$\dot{n} = 0,03 \cdot (-n + n_0), \quad (23)$$

$$\dot{i}_T = 0,35 \cdot (-i_T + i_{T0}), \quad (24)$$

где n_0 , i_{T0} – заданные значения оборотов коленчатого вала и коэффициента передачи трансмиссии.

Результаты моделирования динамики автомобиля с учетом изменения оборотов коленчатого вала и коэффициента передачи трансмиссии представлены на рис. 5,б.

Как видно из результатов моделирования, автомобиль разгоняется до 100 км/ч за 14,5 с и предельная скорость автомобиля составляет 174 км/ч, что согласуется с паспортными данными.

При изменении угла подъема и спуска дорожного полотна $\alpha = \pm 10^\circ = \pm \pi/18$ получены графики изменения скорости при максимальных оборотах коленчатого вала и высшей передачи трансмиссии, представленные на рис. 6.

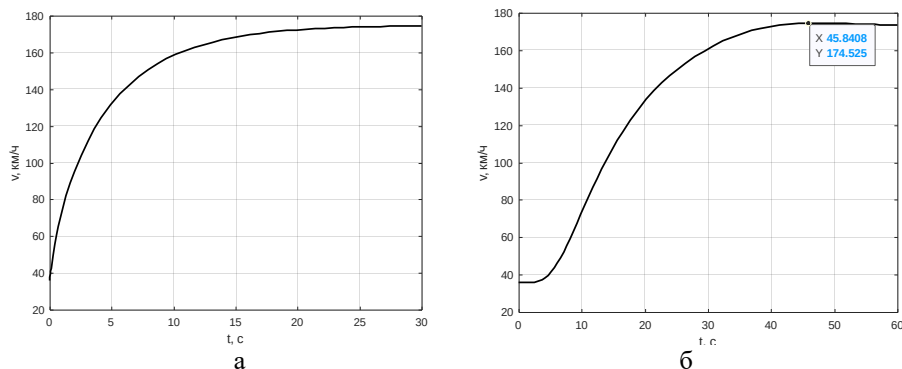


Рис. 5. Моделирование динамики автомобиля с учетом изменения оборотов коленчатого вала и коэффициента передачи трансмиссии

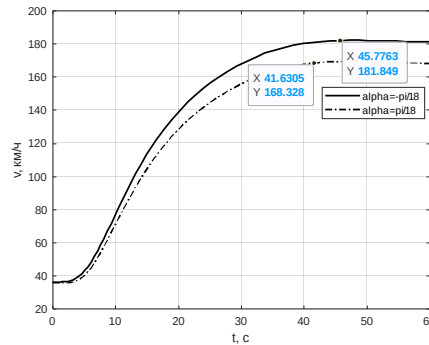


Рис. 6. Результаты моделирования подъема и спуска дорожного полотна

Как видно из результатов моделирования в математической модели учитывается угол наклона дорожного полотна. При подъеме скорость автомобиля снижается и составляет 168 км/ч, а при спуске увеличивается до 181 км/ч. Таким образом, полученная математическая модель прямолинейного движения (22)-(24) адекватно отражает динамику автомобиля.

Эксперимент 2. Исследование системы круиз-контроля. На рис. 7 представлена структурная схема моделирования системы круиз-контроля.

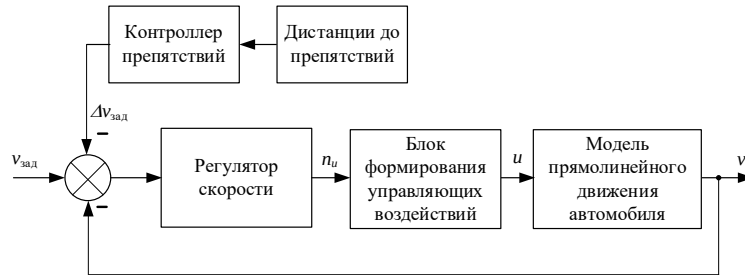


Рис. 7. Структурная схема моделирования системы круиз-контроля

Согласно структурной схеме моделирования, регулятор скорости формирует значение требуемой частоты коленчатого вала n_u на основании рассогласования между заданным значением от водителя $v_{\text{зад}}$, текущей скоростью автомобиля и поправкой от контроллера препятствий. На основании информации о дистанциях до препятствий, контроллер препятствий формирует изменение заданной скорости автомобиля, чтобы не допустить опасного сближения с препятствием. Требуемая частота коленчатого вала поступает на блок формирования управляющих воздействий, в котором формируется частота оборотов коленчатого вала из диапазона 1500 – 2500 об/мин и коэффициент передачи трансмиссии, а также, в случае необходимости, задействуется тормозная система автомобиля.

Модель (20)-(24) позволяет принимать входные сигналы частоты оборотов и коэффициента передачи, но не учитывает тормозную систему автомобиля. По данным источника [18] тормозной путь автомобиля Лада Веста со скорости 100 км/ч до нуля на сухом асфальте составляет 32,6 м. Тогда можно использовать дополнить модель (20) уравнением изменения скорости движения $\dot{v} = -0,85 \cdot v$, которое позволяет получить требуемый тормозной путь.

В качестве регулятора скорости рассматривался ПИД-регулятор [19]. В качестве контроллера препятствий рассматривался П-регулятор следующего вида:

$$\Delta v_{\text{зад}}(k) = k_{\text{dist}}(d_{\text{max}} - d_{k.\text{min}}), \quad (25)$$

где k_{dist} – настроечный коэффициент контроллера препятствий; d_{max} – максимальная дальность действия радара автомобиля; $d_{k.\text{min}}$ – минимальная дистанция до препятствия на k -м отсчете.

На выходе блока формирования управляющих воздействий формируется вектор, содержащий компоненты: частота оборотов коленчатого вала, коэффициент передачи трансмиссии, признак необходимости торможения:

$$u(k) = (n(k), i_{\text{т}}(k), t_{\text{т}}(k)). \quad (26)$$

При исследовании системы круиз-контроля определены зоны работы интеллектуальной системы круиз-контроля $a_1 = 0 \dots 50$ м, $a_2 = 50 \dots 100$ м, $a_3 = 100 \dots 150$ м (см. рис. 2). Таким образом, предельная дальность работы системы составляет 150 м.

Для настройки ПИД-регулятора использован global optimization toolbox пакета MATLAB [20], позволивший найти коэффициенты: $k_{\text{п}} = 99,4$, $k_{\text{и}} = 24,8$, $k_{\text{д}} = 1,1$. Результаты моделирования системы круиз-контроля в разных условиях представлены на рис. 8-10.

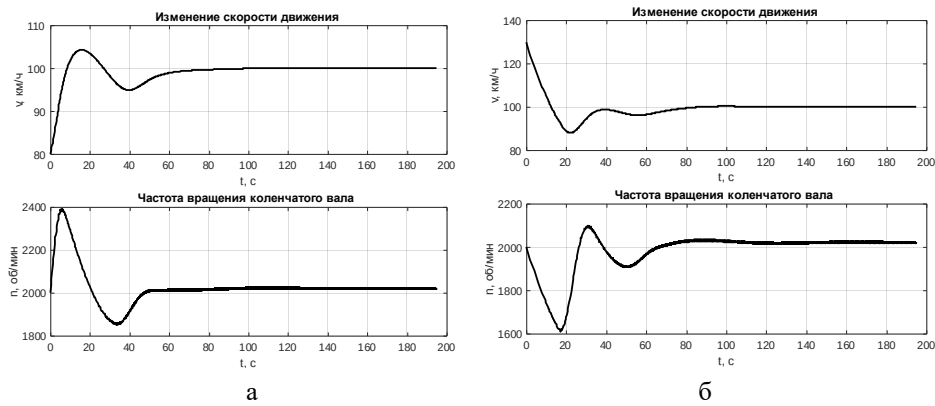


Рис. 8. Результаты моделирования системы круиз-контроля при движении по прямой линии

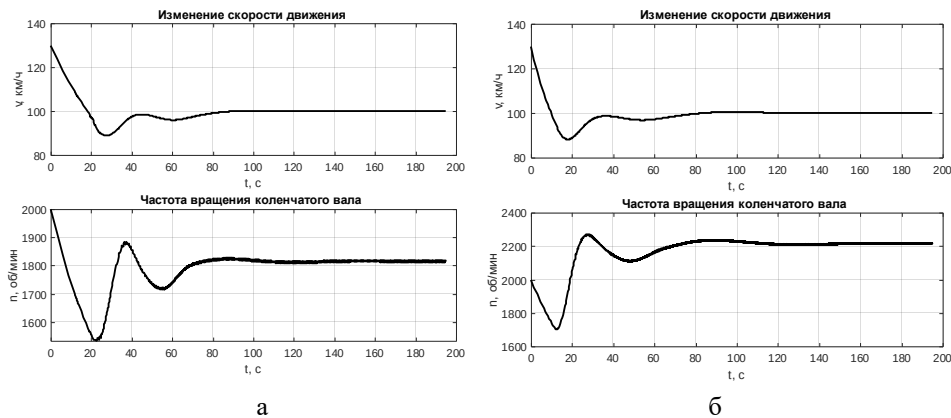


Рис. 9. Результаты моделирования системы круиз-контроля при движении на спуске (а) и подъеме (б)

Согласно рис. 8,а установлена начальная скорость движения на уровне $v_0=80$ км/ч, а требуемая – $v_g=100$ км/ч, а на рис. 8,б $v_0=130$ км/ч, а требуемая – $v_g=100$ км/ч. Видно, что регулятор стабилизирует скорость и ошибка в установившемся режиме равна нулю. Есть незначительное перерегулирование скорости, но при этом частота вращения коленчатого вала находится в оптимальных пределах 1600–2400 об/мин. Длительность переходного процесса составила около 50 секунд. Кроме того, при плавном изменении скорости движения гарантируется отсутствие неприятных ускорений, воздействующих на водителя и пассажиров.

На рис. 9, а-б представлены результаты снижения скорости движения с 130 км/ч до 100 км/ч на спуске и подъеме в 10° . Как видно из графиков на спуске обороты двигателя находятся еще в более благоприятном диапазоне 1500–2000 об/мин, а на подъеме лежат в интервале 1700–2300 об/мин. В обоих случаях скорость стабилизируется регулятором на требуемом уровне в течение 30–40 с.

На рис. 10 представлены результаты моделирования движения автомобиля на скорости 100 км/ч при возникновении автомобиля на расстоянии 145 м, двигающегося со скоростью 98 км/ч.

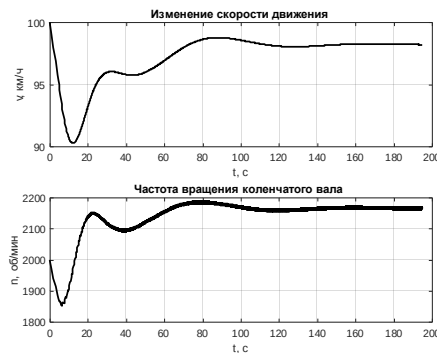


Рис. 10. Результаты моделирования системы круиз-контроля с движущимся препятствием

Согласно результатам, скорость движения автомобиля снизилась, дистанция между автомобилями увеличилась, а затем скорость поднялась до 98 км/ч и установилась на данном уровне.

Заключение. Представленные в статье модели могут быть использованы при разработке и исследовании систем адаптивного круиз-контроля для автомобилей с автоматизированными трансмиссиями. Предложенная автоматная модель отличается простой реализации в управляющих контроллерах, полнотой возможных состояний и условий перехода между ними. Модель прямолинейного движения автомобиля учитывает изменение наклона дорожного полотна, зависимость крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала и упрощенную динамику двигателя и трансмиссии. Результаты моделирования свидетельствуют об адекватности модели прямолинейного движения и позволяют применять ее для различных исследований, включая трение и аэродинамику. Следует отметить, что во всех модельных экспериментах частота вращения коленчатого вала оставалась в пределах, продляющих ресурс двигателя и обеспечивающих комфорт пассажиров. Введение дополнительной обратной связи для ускорения автомобиля, позволит в дальнейшем реализовать несколько режимов работы круиз-контроля в зависимости от предпочтений водителя.

В дальнейшем авторы планируют исследовать разработанные модели применительно к автомобилям с бесступенчатой трансмиссией.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Протасов В.И., Хомутильников А.Е., Иванников М.С. [и др.]. Система адаптивного круиз-контроля ACC и Радарные системы оповещения об опасном нарушении дистанции безопасности при движении // Интернаука. – 2022. – № 11-3 (234). – С. 5-7.
2. Система круиз-контроля. – URL: <https://etlib.ru/blog/581-kruiz-kontrol-cto-eto-takoe> (дата обращения: 25.02.2023).
3. Савин И.В. Система адаптивного круиз-контроля в современных транспортных средствах // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2020. – № 4. – С. 313-316.
4. Pananurak, Worrawut, Somphong Thanok and Manukid Parnichkun. Adaptive cruise control for an intelligent vehicle // 2008 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics. – 2009. – P. 1794-1799.
5. ГОСТ Р ИСО 15622-2017: Интеллектуальные транспортные системы. Системы адаптивного круиз-контроля. Требования к эксплуатационным характеристикам и методы испытания.
6. Chamraz S., Balogh R. Two Approaches to the Adaptive Cruise Control (ACC) Design. – Slovak University of Technology in Bratislava, 2018. – P. 1-7.
7. Зайцев Э.М. Разработка системы адаптивного круиз-контроля // Наука без границ. – 2020. – № 3 (43). – С. 68-75.
8. Gunter G. et al. Are commercially implemented adaptive cruise control systems string stable? // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. – 2020. – P. 1-12.
9. Руководство по эксплуатации автомобиля Lada Vesta и его модификации. – АО «Автоваз», 2020. – 172 с.
10. Любимова Т.В. Конечный автомат: теория и реализация // Университетская наука. – 2020. – № 1 (9). – С. 117-121.
11. Volkswagen Driver Assistance Systems: Design and Function. Self-Study Program. – Volkswagen Group of America, Herndon. 2016. – 65 p.
12. Кравец В.Н. Теория автомобиля. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2007. – 368 с.
13. Саржанов Д.К., Балабаев О.Т., Абишев К.К., Токанов С.С., Кипшаков Б.Б. К вопросу определения пути торможения автомобиля // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2016. – № 6-3. – С. 424-427.
14. Агеikin Я.С., Вольская Н.С. Теория автомобиля. – М.: Москов. гос. индустр. ун-т, 2008. – 318 с.
15. Тарасик В.И. Теория движения автомобиля. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
16. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 403 с.
17. Худорожков С.И. Моделирование работы системы адаптивного круиз-контроля автомобиля в среде Matlab-simulink // Сб. научных трудов Международного научно-технического симпозиума и III Международного Косыгинского Форума. – М., 2021. – Т. 3. – С. 135-138.
18. Тормозной путь Лада Веста. – URL: <https://avtonova37.ru/raznoe/tormoznoj-put-lada-vesta.html> (дата обращения: 16.01.2023).
19. Воробьев В.Ю., Саблина Г.В. Расчёт и оптимизация параметров дискретного ПИД-регулятора методом Циглера-Николса // Автоматика и программная инженерия. – 2019. – № 1 (27). – С. 9-14.
20. Раскин Е.М., Денисова Л.А., Мецераков В.А. Автоматизация проектирования системы регулирования с использованием генетического алгоритма оптимизации // Промышленные АСУ и контроллеры. – 2012. – № 7. – С. 8-14.

REFERENCES

1. Protasov V.I., Khomutinnikov A.E., Ivannikov M.S. [i dr.]. Sistema adaptivnogo kruiz-kontrolya ACC i Radarnye sistemy opoveshcheniya ob opasnom narushenii distantzii bezopasnosti pri dvizhenii [Adaptive cruise control system ACC and Radar warning systems for dangerous violation of the safety distance while driving], *Internauka* [Internauka], 2022, No. 11-3 (234), pp. 5-7.
2. Sistema kruiz-kontrolya [Cruise control system]. Available at: <https://etlib.ru/blog/581-kruiz-kontrol-cto-eto-takoe> (accessed: 25 February 2023).

3. Savin I.V. Sistema adaptivnogo kruiz-kontrolya v sovremennykh transportnykh sredstvakh [The system of adaptive cruise control in modern vehicles], *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki* [Izvestiya Tula State University. Technical science], 2020, No. 4, pp. 313-316.
4. Pananurak, Worrawut, Somphong Thanok and Manukid Parnichkun. Adaptive cruise control for an intelligent vehicle, *2008 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, 2009, pp. 1794-1799.
5. GOST R ISO 15622-2017: Intellektual'nye transportnye sistemy. Sistemy adaptivnogo kruiz-kontrolya. Trebovaniya k ekspluatatsionnym kharakteristikam i metody ispytaniya [GOST R ISO 15622-2017: Intelligent transport systems. Adaptive cruise control systems. Performance requirements and test methods].
6. Chamraz S., Balogh R. Two Approaches to the Adaptive Cruise Control (ACC) Design. Slovak University of Technology in Bratislava, 2018, pp. 1-7.
7. Zaytsev E.M. Razrabotka sistemy adaptivnogo kruiz-kontrolya [Development of an adaptive cruise control system], *Nauka bez granits* [Science without], 2020, No. 3 (43), pp. 68-75.
8. Gunter G. et al. Are commercially implemented adaptive cruise control systems string stable?, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2020, pp. 1-12.
9. Rukovodstvo po ekspluatatsii avtomobilya Lada Vesta i ego modifikatsii [Manual for the car Lada Vesta and its modifications]. AO «Avtovaz», 2020, 172 p.
10. Lyubimova T.V. Konechnyy avtomat: teoriya i realizatsiya [Finite automaton: theory and implementation], *Universitetskaya nauka* [Universitetskaya nauka], 2020, No. 1 (9), pp. 117-121.
11. Volkswagen Driver Assistance Systems: Design and Function. Self-Study Program. Volkswagen Group of America, Herndon. 2016, 65 p.
12. Kravets V.N. Teoriya avtomobilya [Car theory]. Nizhny Novgorod: NGTU im. R.E. Alekseeva, 2007, 368 p.
13. Sarzhanov D.K., Balabaev O.T., Abishev K.K., Tokanov S.S., Kipshakov B.B. K voprosu opredeleniya puti tormozheniya avtomobilya [On the issue of determining the path of braking a car], *Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy* [International Journal of Applied and Fundamental Research], 2016, No. 6-3, pp. 424-427.
14. Ageikin Ya.S., Vol'skaya N.S. Teoriya avtomobilya [Car theory]. Moscow: Moskov. gos. industr. un-t, 2008, 318 p.
15. Tarasik V.I. Teoriya dvizheniya avtomobilya [The theory of car movement]. Saint Petersburg: BKhV-Peterburg, 2006, 478 p.
16. Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klement'ev V.V. Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovanie i raschet protsessov [Internal combustion engines: theory, modeling and calculation of processes]. Chelyabinsk: Izd-vo YuUrGU, 2005, 403 p.
17. Khudorozhkov S.I. Modelirovanie raboty sistemy adaptivnogo kruiz-kontrolya avtomobilya v srede Matlab-simulink [Modeling the operation of the system of adaptive cruise control of a car in the Matlab-simulink environment], *Sb. nauchnykh trudov Mezhdunarodnogo nauchno-tekhnicheskogo simpoziuma i III Mezhdunarodnogo Kosygin'skogo Forum* [Collection of scientific papers of the International Scientific and Technical Symposium and the III International Kosygin Forum]. Moscow, 2021, Vol. 3, pp. 135-138.
18. Tormoznoy put' Lada Vesta [Braking distance Lada Vesta]. Available at: <https://avtonova37.ru/raznoe/tormoznoj-put-lada-vesta.html> (accessed 16 January 2023).
19. Vorob'ev V.Yu., Sablina G.V. Raschet i optimizatsiya parametrov diskretnogo PID-regulyatora metodom Tsiglera-Nikolsa [Calculation and optimization of parameters of a discrete PID controller by the Ziegler-Nichols method], *Avtomatika i programmaya inzheneriya* [Automation and Program Engineering], 2019, No. 1 (27), pp. 9-14.
20. Raskin E.M., Denisova L.A., Meshcheryakov V.A. Avtomatizatsiya proektirovaniya sistemy regulirovaniya s ispol'zovaniem geneticheskogo algoritma optimizatsii [Automation of the design of a control system using a genetic optimization algorithm], *Promyshlennyye ASU i kontrolyery* [Industrial ACS and controllers], 2012, No. 7, pp. 8-14.

Статью рекомендовал к опубликованию д.т.н., профессор В.В. Курейчик.

Соловьев Виктор Владимирович – Южный федеральный университет; e-mail: vvsolovev@sfedu.ru; г. Таганрог, Россия; тел.: +79043438844; кафедра систем автоматического управления; старший преподаватель; руководитель Центра проектной деятельности ИРТСУ ЮФУ.

Номерчук Александр Яковлевич – e-mail: aynomerchuk@sfedu.ru; тел. +79185945894; кафедра систем автоматического управления; старший преподаватель.

Soloviev Viktor Vladimirovich – Southern Federal University; e-mail: vvsolovev@sfedu.ru; Taganrog, Russia; phone: +79043438844; the department of automatic control systems; senior lecturer; head of the Center for Project Activities, Institute of Radio Engineering Systems and Control, SFU.

Nomerchuk Alexandr Yakovlevich – e-mail: aynomerchuk@sfedu.ru; phone: +79185945894; the department of automatic control systems; senior lecturer.

УДК 004.89

DOI 10.18522/2311-3103-2023-3-188-201

А.Г. Слепцов, И.С. Берешполов, Ю.А. Кравченко**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛИ КЛАССИФИКАЦИИ
ВИДЕОИНФОРМАЦИИ***

Статья посвящена решению научной задачи классификации видеоконтента в условиях увеличения объемов информации. Компьютерное зрение является весьма актуальной областью применения технологий искусственного интеллекта для расширения возможностей различных поисковых и архивных систем. Авторами даны определения основным терминам исследуемой предметной области. Представлена формализованная постановка решаемой задачи. Приведена развернутая классификация возможных вариантов решения поставленной задачи. С быстрым развитием информационных технологий цифровой контент демонстрирует тенденцию к взрывному росту. Классификация спортивных видео имеет большое значение для архивирования цифрового контента на сервере. Многие алгоритмы интеллектуального анализа данных и машинного обучения достигли больших успехов во многих областях для применения (таких как классификация, регрессия и кластеризация). Однако большинство этих алгоритмов имеют общий недостаток, когда обучающая и тестовая выборки находятся в одном и том же пространстве признаков и подчиняются одному и тому же распределению. В этой статье рассматривается значимость решения задачи классификации видео и автоматического аннотирования содержания видеoinформации, а также разработана модель на основе глубокого обучения и больших данных. В рамках данного исследования авторами была разработана модель, которая повышает качество классификации видео, что позволяет улучшить результаты поиска. Результаты вычислительного эксперимента показывают, что предложенная модель может эффективно использоваться для распределения по классам видео событий в рамках спортивной предметной области на основе применения сверточной нейронной сети. При этом, обеспечивается высокая точность классификации видео спортивных тренировок. По сравнению с другими моделями предлагаемая имеет преимущества простой реализации, быстрой скорости обработки, высокой точности классификации а также высокой способности к обобщению.

Глубокое обучение; информационный поток; модель классификации; видеоконтент; компьютерное зрение.

* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-21-00316, <https://rscf.ru/project/22-21-00316/> в Южном федеральном университете.