

**В. Г. Волков**, вед. инженер-конструктор<sup>1</sup>, аспирант<sup>2</sup>, vgvolkov93@mail.ru,  
**Д. Н. Демьянов**, канд. техн. наук, доц<sup>2</sup>,  
<sup>1</sup>НТЦ ПАО "КАМАЗ", г. Набережные Челны,  
<sup>2</sup>Казанский (Приволжский) федеральный университет, г. Казань

## Синтез и нейросетевая реализация ПИ регулятора адаптивного круиз-контроля грузового автомобиля\*

*Рассматривается проблема разработки алгоритма функционирования адаптивного круиз-контроля, работающего в условиях, изменяющихся в широких пределах передаточного отношения трансмиссии и скорости движения грузового автомобиля. Функционирование классической системы круиз-контроля, как правило, основывается на использовании ПИД регулятора с постоянными коэффициентами. Однако несмотря на простоту настройки и физической реализации, а также относительно высокую робастность данный класс управляющих устройств может не обеспечивать оптимальное функционирование системы круиз-контроля во всех режимах движения в силу нестационарности и нелинейности объекта управления. Для преодоления указанных недостатков в рамках данного исследования рассматривается возможность нейросетевой реализации алгоритма адаптивного круиз-контроля грузового автомобиля.*

*Предложена математическая модель продольного движения грузового автомобиля, предназначенная для решения задачи анализа и синтеза системы управления. Проведена настройка коэффициентов ПИ регулятора для управления продольной скоростью при различных режимах движения грузового автомобиля. Показано, что коэффициенты регулятора изменяются по достаточно сложному закону. Предложен алгоритм функционирования адаптивного круиз-контроля, основанный на аппроксимации законов изменения коэффициентов ПИ регулятора с помощью искусственной нейронной сети. Используемая сеть представляет собой многослойный перцептрон и для обеспечения высокого качества аппроксимации содержит десять нейронов на скрытом слое. Обучение нейронной сети осуществлялось методом Левенберга—Марквардта на основе выборки общим объемом 500 точек, полученной с помощью стандартных методов синтеза регуляторов. Корректность полученных результатов была подтверждена результатами компьютерного моделирования разгона автомобиля от 0 до 100 км/ч, показывающими, что в процессе движения коэффициенты ПИ регулятора, обеспечивающие требуемое качество переходных процессов, значительно изменяются в зависимости от текущего состояния транспортного средства. Предложенный метод аппроксимации законов изменения коэффициентов ПИ регулятора может быть в дальнейшем использован для построения адаптивных систем управления, способных эффективно функционировать в различных режимах.*

**Ключевые слова:** адаптивный круиз-контроль, нейронные сети, ПИД регулятор, многослойный перцептрон

### Введение

В связи с постоянным ростом уровня урбанизации, резким увеличением числа транспортных средств (ТС) на дорогах, а также ужесточающимися требованиями к комфорту, средней скорости и безопасности движения как на больших автомагистралях, так и в городских условиях в настоящее время активно развиваются системы активной помощи водителю.

Традиционный круиз-контроль представляет собой классическую систему автоматического управления, как правило, основанную на использовании ПИД регуляторов [1]. Несмотря на простоту настройки и физической реализации, данный класс управляющих устройств обладает существенным ограничением: в случае, когда объект управления имеет нелинейную природу, коэффициенты регулятора

гарантированно обеспечивают цели управления лишь в некоторой окрестности точки пространства состояний [2]. В процессе функционирования система может выйти за пределы данной окрестности, тогда для поддержания желаемой динамики переходного процесса необходимо перенастроить коэффициенты регулятора для новых условий.

Для преодоления вышеописанного ограничения были разработаны различные варианты адаптивных ПИД регуляторов [2]. Например, для самонастройки коэффициентов регулятора в процессе его функционирования используются таблицы параметров (*gain scheduling*) для нескольких режимов работы объекта [2, 3]. В этом случае для определения коэффициентов в промежуточных режимах работы необходимо использовать различные методы аппроксимации и интерполяции. Развитием такого подхода может являться использование методов искусственного интеллекта, в частности нейронных сетей, позволяющих эффективно

\* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 16-38-00042).

решать задачу аппроксимации сильно нелинейных функций, какими часто являются зависимости коэффициентов ПИД регулятора от режимов работы объекта управления [4].

Таким образом, целью работы является синтез алгоритмов управления адаптивного круиз-контроля грузового автомобиля, использующего нейронные сети для аппроксимации зависимости коэффициентов ПИД регулятора от режимов работы автомобиля.

### Математическая модель грузового автомобиля как объекта управления

В настоящее время в автомобилестроении для решения большинства задач синтеза систем управления используются математические модели [5]. Система уравнений, описывающая работу двигателя внутреннего сгорания, имеет вид

$$\begin{cases} n_{\min}, \text{ если } n_{\text{ДВС}} \leq n_{\min}; \\ J_{\text{ДВС}} \frac{dn_{\text{ДВС}}}{dt} = \alpha_{\text{ДВС}} M_{\text{ДВС}} - M_{\text{сц}}, \\ \text{если } n_{\min} \leq n_{\text{ДВС}} \leq n_{\max}; \\ n_{\max}, \text{ если } n_{\text{ДВС}} \geq n_{\max}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\alpha_{\text{ДВС}}$  — степень нажатия на педаль управления подачей топлива;  $J_{\text{ДВС}}$  — момент инерции двигателя,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $n_{\text{ДВС}}$  — частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\min}$  — минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\max}$  — максимальная частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $M_{\text{ДВС}}$  — полезный крутящий момент, вырабатываемый двигателем,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;  $M_{\text{сц}}$  — крутящий момент сцепления, затрачиваемый на преодоление инерции трансмиссии и автомобиля,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ .

Моделирование продольного движения грузового автомобиля основывается на следующем дифференциальном уравнении [6, 7]:

$$m_a \frac{dv}{dt} = F_T - m_a g (f \cos \alpha + \sin \alpha) - k_B A v^2. \quad (2)$$

Здесь  $m_a$  — полная масса автомобиля,  $\text{кг}$ ;  $v$  — скорость автомобиля,  $\text{м/с}$ ;  $F_T$  — сила тяги,  $\text{Н}$ ;  $f$  — коэффициент сопротивления качению;  $\alpha$  — угол уклона дороги,  $^\circ$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $A$  — площадь миделя,  $\text{м}^2$ ;  $k_B$  — коэффициент сопротивления воздуха,  $\text{кг} \cdot \text{м}^3$ .

Для учета возможного проскальзывания дисков сцепления и колес автомобиля введем дополнительное уравнение, описывающее динамику узлов трансмиссии

$$(J_{\text{тр}} + J_{\text{к}}) \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{сц}} i u_{\text{разд}} u_{\text{г.п}} \eta - M_T, \quad (3)$$

где  $J_{\text{тр}}$  — приведенный к ведущим колесам момент инерции трансмиссии,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $J_{\text{к}}$  — суммарный момент инерции ведущих колес,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\omega$  — скорость вращения ведущих колес автомобиля,  $\text{рад/с}$ ;  $i$  — текущее передаточное число коробки передач;  $u_{\text{разд}}$  — текущее передаточное число раздаточной коробки;  $u_{\text{г.п}}$  — передаточное число главной передачи;  $\eta$  — общий КПД трансмиссии;  $M_T$  — тяговый крутящий момент между шиной и дорогой,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ .

Крутящий момент, передаваемый сцеплением, и сила тяги вычисляются по формулам

$$M_{\text{сц}} = (1 - \gamma_{\text{сц}}) M_{\text{сц}}^{\max} \tanh \left( 2 \frac{n_{\text{ДВС}} - \frac{30\omega}{\Delta n}}{\Delta n} \right); \quad (4)$$

$$F_T = \frac{1}{r} M_T^{\max} \tanh \left( 2 \frac{\omega - \frac{v}{r}}{\Delta \omega} \right). \quad (5)$$

Здесь  $\gamma_{\text{сц}}$  — степень открытия сцепления;  $M_{\text{сц}}^{\max}$  — максимальный крутящий момент, передаваемый сцеплением,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;  $M_T^{\max}$  — максимальный крутящий момент, передаваемый шинами,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;  $r$  — динамический радиус ведущих колес,  $\text{м}$ ;  $\Delta n$  — относительная скорость проскальзывания дисков сцепления, при которой достигается 95 % максимального крутящего момента, передаваемого сцеплением,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\Delta \omega$  — относительная скорость проскальзывания колес, при которой достигается 95 % максимального тягового крутящего момента,  $\text{мин}^{-1}$ .

При анализе и синтезе алгоритмов функционирования адаптивного круиз-контроля использовались параметры автомобиля, представленные ниже:

Момент инерции двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ . . . . .	0,7500
Минимальная поддерживаемая частота вращения, $\text{мин}^{-1}$ . . . . .	600
Максимальная поддерживаемая частота вращения, $\text{мин}^{-1}$ . . . . .	2500
Масса автомобиля, $\text{кг}$ . . . . .	16 450
Радиус ведущих колес, $\text{м}$ . . . . .	0,5900
Коэффициент сопротивления качению . . . . .	0,0091
Площадь миделя, $\text{м}^2$ . . . . .	7,4020

Коэффициент сопротивления воздуха, кг/м <sup>3</sup> . . .	0,4816
Приведенный момент инерции трансмиссии, кг·м <sup>2</sup> . . . . .	0,5850
Суммарный момент инерции ведущих колес, кг·м <sup>2</sup> . . . . .	64,127
Передаточное число раздаточной коробки . . . .	0,9170
Передаточное число главной передачи . . . . .	6,5300
Общий КПД трансмиссии . . . . .	0,7762
Максимальный крутящий момент, передаваемый сцеплением, Н/м . . . . .	1200
Максимальный крутящий момент, передаваемый шинами, Н/м . . . . .	60 000

На основе уравнений (1)–(5) в среде имитационного моделирования *Simulink* системы компьютерной математики *MATLAB* была реализована имитационная модель продольного движения грузового автомобиля. Уравнениям (1)–(3) в имитационной модели соответствуют блоки *Engine* (Двигатель), *Powertrain* (Трансмиссия) и *Chassis* (Шасси).

Блок *Engine* на основе нагрузки на двигатель со стороны сцепления и положения педали управления подачей топлива вычисляет частоту вращения коленчатого вала двигателя, решая дифференциальное уравнение (1). На основе частоты вращения коленчатого вала двигателя, скорости автомобиля, степени открытия сцепления, положения педали тормоза, а также выбранной передачи, блок *Powertrain* вычисляет нагрузку на двигатель и тяговый крутящий момент на ведущих колесах, передаваемые блокам *Engine* и *Chassis*, соответственно. Кроме того, благодаря введению в систему уравнений (4)–(5) модель учитывает возможность возникновения проскальзывания сцепления и ведущих колес при решении дифференциального уравнения (2). В свою очередь, блок *Chassis* вычисляет скорость движения транспортного средства согласно дифференциальному уравнению (3).

Из уравнений (1)–(5) видно, что модель прямолинейного движения автомобиля является существенно нелинейной. В частности, в уравнении (1) присутствует полезный крутящий момент двигателя  $M_{двс}$ , как правило, определяемый по многопараметровой характеристике двигателя, которая является нелинейной функцией, связывающей крутящий момент и частоту вращения коленчатого вала двигателя. Также в уравнении (2) присутствует слагаемое, пропорциональное квадрату скорости автомобиля и характеризующее сопротивление воздуха. Кроме того, выражения (4)–(5) содержат функцию гиперболического тангенса.

Отдельно обратим внимание на тот факт, что при движении автомобиля происходит изменение передаточного числа трансмиссии, что делает систему нестационарной.

### Линеаризация модели объекта управления

Многие методы синтеза систем управления, в том числе те, что используются в пакете *Control System Toolbox* системы компьютерной математики *MATLAB*, предназначены для работы с линейными моделями динамических систем [5]. Поэтому для линеаризации математической модели (1)–(5) были приняты следующие допущения:

1) частота вращения коленчатого вала двигателя находится в допустимых пределах, т. е.  $n_{\min} \leq n_{двс} \leq n_{\max}$  и, следовательно, математическая модель двигателя упрощается:

$$J_{двс} \frac{dn_{двс}}{dt} = \alpha_{двс} M_{двс} - M_{сц}; \quad (6)$$

2) дорога идеально ровная, тогда  $\sin \alpha = 0$  и  $\cos \alpha = 1$ , а уравнение (2) примет вид

$$m_a \frac{dv}{dt} = F_T - f m_a g - k_B A v^2; \quad (7)$$

3) проскальзывания сцепления и колес малы, тогда выражения (4) и (5) преобразуются следующим образом:

$$M_{сц} = (1 - \gamma_{сц}) M_{сц}^{\max} \left( 2 \frac{n - 30\omega}{\Delta n} \right); \quad (8)$$

$$F_T = \frac{1}{r} M_{тяги}^{\max} \left( 2 \frac{\omega - \frac{v}{r}}{\Delta \omega} \right). \quad (9)$$

Поскольку в уравнении движения (7) по-прежнему присутствует слагаемое, пропорциональное квадрату скорости автомобиля, его дальнейшая линеаризация проводится программно, отдельно для каждой рабочей точки в пакете *Control System Toolbox*.

### Синтез алгоритмов управления скоростью

Целями функционирования круиз-контроля являются: поддержание скорости движения

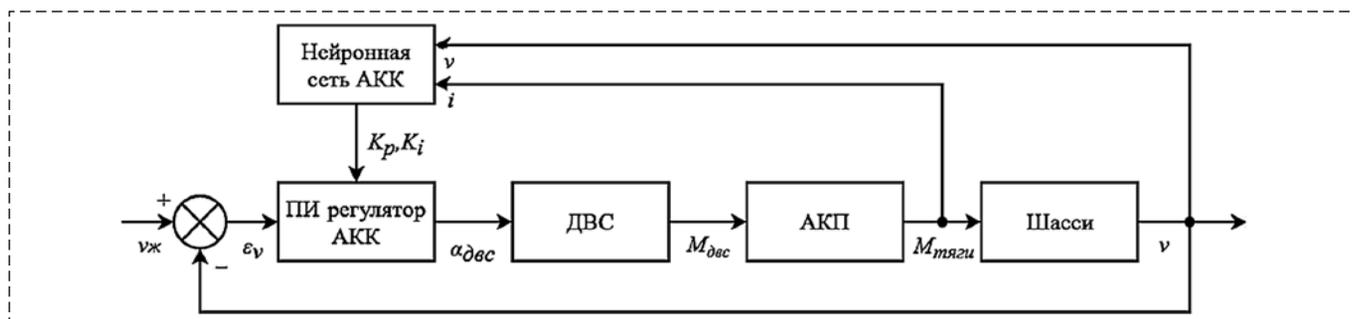


Рис. 1. Структурная схема алгоритма управления адаптивного круиз-контроля грузового автомобиля  
 Fig. 1. Adaptive cruise control algorithm block diagram

на заданном уровне, установление желаемой скорости движения при небольшом перерегулировании и за короткий промежуток времени. В силу достаточно большой инерционности объекта управления скорость изменения ошибки управления невелика, и рассматривать дифференциальную составляющую нет необходимости, поэтому для реализации алгоритма управления выберем ПИ регулятор [8]. Общая структурная схема алгоритма адаптивного круиз-контроля грузового автомобиля представлена на рис. 1.

В качестве состояний, оказывающих влияние на функционирование круиз-контроля, были выделены скорость автомобиля и текущая передача. Коробка передач рассматриваемого грузового автомобиля является десятиступенчатой, поэтому номер передачи выбирается из множества

$$I = \{1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10\}. \quad (10)$$

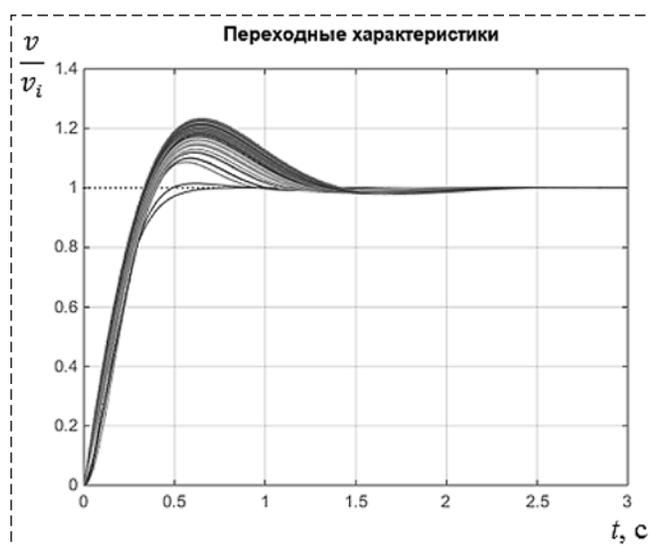


Рис. 4. Переходные характеристики в разных рабочих точках  
 Fig. 4. Transient responses in different operating points

Разобьем область значений возможной скорости автомобиля (в км/ч) на набор интервалов таким образом, чтобы границы интервалов были минимальными значениями скорости движения ТС на каждой из передач:

$$V = \{5,52; 6,77; 10,67; 13,08; 17,21; 21,10; 28,13; 34,44; 43,05; 52,82\}. \quad (11)$$

На основе данных множеств была сформирована "сетка" рабочих точек. С помощью стандартных методик, представленных, например, в работе [9], был осуществлен синтез ПИ регуляторов в каждой точке пространства состояний из множеств (10), (11). Результаты расчета приведены на рис. 2 и 3 (см. вторую сторону обложки) в виде карт изменения коэффициентов ПИ регулятора.

Переходные характеристики, полученные при разных значениях коэффициентов ПИ регулятора, представлены на рис. 4. Видно, что полученные алгоритмы управления удовлетворяют требованиям качества, а именно отсутствует статическая ошибка, и перерегулирование не превышает 25 %.

#### Аппроксимация коэффициентов ПИ регулятора с помощью многослойного персептрона

Ввиду того что алгоритм управления может быть настроен оптимально лишь для некоторого конечного числа рабочих точек, а скорость автомобиля является переменной состояния и описывается некоторой непрерывной функцией времени, при движении автомобиля он может оказаться неоптимальным. Для того чтобы сгладить негативные эффекты от перехода из одного режима работы системы в другой, необходимо обеспечить непрерывное изменение коэффициентов регулятора.

Существует множество различных методов аппроксимации и интерполяции разной степени эффективности, однако, как упоминалось выше, одним из самых эффективных способов считается обучение для решения этой задачи нейронной сети. Для аппроксимации функций чаще всего используется многослойный персептрон.

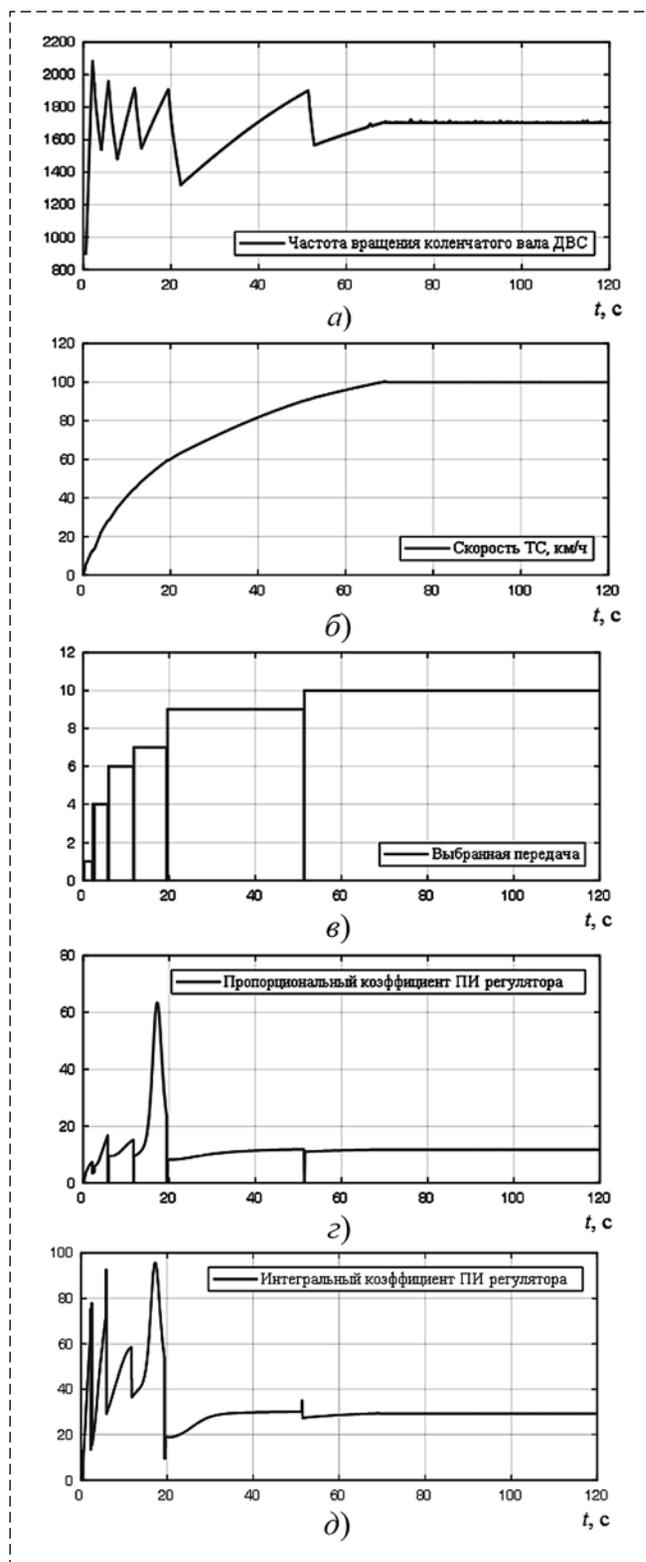
Для описания нелинейной зависимости коэффициентов ПИ регулятора от текущего состояния автомобиля была использована нейронная сеть, имеющая два входных нейрона, два выходных нейрона с линейной функцией активации, а также десять нейронов в скрытом слое. Кроме того, сеть имеет по два входных нейрона для получения информации о скорости движения и текущей передаче и два выходных нейрона с линейной функцией активации для вычисления текущих значений пропорционального и интегрального коэффициентов.

Полученные в результате синтеза коэффициенты были использованы в качестве обучающей выборки. Обучение проводилось методом Левенберга—Марквардта в *MATLAB* с применением пакета *Neural Network Toolbox*. Для обучения, валидации и тестирования многослойного персептрона использовалась выборка общим объемом 500 точек. На валидацию и тестирование результатов обучения отводилось по 15 % данных исходной выборки, т. е. по 75 точек соответственно.

На рис. 5 (см. вторую сторону обложки) представлены результаты обучения нейронной сети для вычисления пропорционального коэффициента  $K_p$ . Можно видеть, что коэффициент линейной регрессии для каждой из выборок близок к единице, что говорит о высоком качестве обучения нейронной сети.

### Результаты компьютерного моделирования

Для тестирования разработанного алгоритма адаптивного круиз-контроля использовалась имитационная модель, основанная на структурной схеме, представленной на рис. 1, и реализованная в среде имитационного моделирования *Simulink*. Для моделирования работы коробки передач применялся аппарат конечных автоматов. На рис. 6 представлены результаты моделирования разгона автомобиля от 0 до 100 км/ч.



**Рис. 6. Результаты моделирования разгона автомобиля от 0 до 100 км/ч:**

*a* — частота вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>; *б* — скорость, км/ч; *в* — выбранная передача; *г* — пропорциональный коэффициент ПИ регулятора; *д* — интегральный коэффициент ПИ регулятора

**Fig. 6. Simulation results of vehicle acceleration from 0 to 100 kmh:** *a* — engine crankshaft rotational speed, rpm; *б* — vehicle velocity, kmh; *в* — current gear; *г* — PI-controller proportional gain; *д* — PI-controller integral gain

Основываясь на ошибке по скорости, алгоритм вычисляет степень нажатия на педаль управления подачей топлива, необходимую для обеспечения желаемой скорости движения. На рис. 6 показано, что в процессе разгона ТС коэффициенты  $K_p$  и  $K_i$  ПИ регулятора, вычисляемые многослойным персептроном, изменяются. Пока ТС движется на выбранной передаче, его скорость изменяется непрерывно, и коэффициенты изменяются вместе с ней. Поскольку событие переключения передачи является дискретным, коэффициенты  $K_p$  и  $K_i$  при этом также изменяются дискретно, вследствие этого на рис. 6 наблюдаются существенные перепады их значений, соответствующие моментам переключения передач.

По графикам рис. 6, г, д можно видеть, что коэффициенты ПИ регулятора, обеспечивающие требуемое качество переходного процесса, значительно изменяются в зависимости от текущего состояния ТС. Кроме того, по рис. 2 и 3 (см. вторую сторону обложки) видно, что их поведение является существенно нелинейным. Все это оправдывает использование многослойного персептрона для аппроксимации данной зависимости.

В целом компьютерное моделирование показывает, что разработанный алгоритм адаптивного круиз-контроля работает корректно, качество переходных процессов, частично представленных на рис. 6, говорит о том, что метод аппроксимации коэффициентов ПИ регулятора с помощью многослойного персептрона может быть применен для обеспечения свойства адаптивности алгоритма круиз-контроля.

### Заключение

В рамках данной работы предложен алгоритм работы круиз-контроля грузового авто-

мобиля, адаптирующегося к текущим условиям движения: скорости и выбранной передаче. На основе известных методов синтеза ПИД регуляторов были получены коэффициенты регулятора для разных условий движения и обучена нейронная сеть для аппроксимации законов изменения данных коэффициентов. Корректность синтезированного алгоритма была проверена с помощью компьютерного моделирования.

Предложенный в статье подход может быть использован при решении и других прикладных задач, в которых объект управления является нелинейным и алгоритму управления требуется адаптироваться к меняющемуся состоянию объекта. Полученные результаты планируется использовать в дальнейшем для совершенствования грузовых автомобилей КАМАЗ.

### Список литературы

1. Ribbens W. B. Understanding automotive electronics. Burlington: Elsevier Science, 2003. 470 p.
2. Vlacic L., Parent M., Harashima F. Intelligent Vehicle Technologies. Madras: Butterworth Heinemann, 2001. 498 p.
3. Александров А. Г., Паленов М. В. Состояние и перспективы развития адаптивных ПИД-регуляторов в технических системах // Тр. 3-й Всеросс. конф. с междунар. участием "Технические и программные средства систем управления, контроля и измерения". 2012. С. 1577—1587.
4. Васильев В.И., Ильясов Б. Г. Интеллектуальные системы управления. Теория и практика: учебное пособие. М.: Радиотехника, 2009. 392 с.
5. Волков В. Г., Демьянов Д. Н., Карабцев В. С. Разработка и исследование математической модели плоского движения автомобиля с полуприцепом // Математическое моделирование. 2017. Т. 29, № 7. С. 29—43.
6. Стуканов В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. М: ФОРУМ — ИНФРА-М, 2005. 367 с.
7. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.
8. Воронов А. А. Основы теории автоматического управления: Автоматическое регулирование непрерывных линейных систем. М.: Энергия, 1980. 312 с.
9. Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. Практическая оптимизация. М.: Мир, 1985. 509 с.

## Synthesis and Approximation of Control in Adaptive Cruise Control Systems of Commercial Vehicles

V. G. Volkov<sup>1,2</sup>, vgvolkov93@mail.ru, D. N. Demyanov<sup>2</sup>,

<sup>1</sup>Scientific Technical Centre of Kamaz PTC, Naberezhnye Chelny, Russia

<sup>2</sup>Kazan (Volga Region) Federal University, Kazan, Russia

Corresponding author: Volkov V. G., Design Engineer of Scientific Technical Centre of Kamaz PTC, Russia, graduate student of Kazan (Volga Region) Federal University, Kazan, Russia, e-mail: vgvolkov93@mail.ru

**Abstract**

In this paper, we consider the problem of the development of an algorithm of the adaptive cruise control functioning operating in the conditions of powertrain gear ratio varying in a wide range and vehicle velocity changing. The functioning of a classical cruise control system is generally based on the usage of a PID-controller with constant coefficients. However, despite the easiness of its tuning and physical realization and also its relatively high robustness this class of control devices cannot guarantee the cruise control system optimal functioning in all driving conditions because the plant is not time-invariant and linear. To overcome the above shortcomings, in this research we consider the possibility of neural network realization of a commercial vehicle adaptive cruise control algorithm.

In this paper, we propose the mathematical model of a commercial vehicle longitudinal motion designed for the control system analysis and synthesis. We carry out the PI-controller coefficients tuning to control the vehicle longitudinal velocity in various driving conditions of a commercial vehicle. We show that the controller coefficients vary according to a rather complex law. Therefore, we propose the algorithm of the adaptive cruise control functioning based on the approximation of the controller coefficients by the artificial neural network. The network used is the multilayer perceptron and it has ten neurons in the hidden layer to provide the high quality of the approximation. We carry out the training of the neural network by the Levenberg-Marquardt method with a sample of a total volume of 500 points, obtained using standard methods of controller synthesis. We verify the correctness of the obtained results through the computer simulations of the vehicle acceleration from 0 to 100 km/h, proving that the PI-controller coefficients, providing the required transient responses, significantly vary depending on the current state of the vehicle. The approach of the PI-controller coefficients approximation presented in this paper may be further used in the design of adaptive control systems able to function effectively in various operating modes.

**Keywords:** adaptive cruise control, neural networks, PID-controller, multilayer perceptron

For citation:

**Volkov V. G., Demyanov D. N.** Synthesis and Approximation of Control in Adaptive Cruise Control Systems of Commercial Vehicles, *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie*, 2018, vol. 19, no. 11, pp. 707–713.

DOI: 10.17587/mau.19.707-713

**References**

1. **Ribbens W. B.** Understanding automotive electronics, Burlington, Elsevier Science, 2003, 470 p.
2. **Vlasic L., Parent M., Harashima F.** Intelligent Vehicle Technologies, Madras, Butterworth Heinemann, 2001, 498 p.
3. **Aleksandrov A. G., Palenov M. V.** *Sostoyaniye i perspektivy razvitiya adaptivnykh PID-regulyatorov v tehnikeskikh sistemah* (Actual state and perspectives of PID-controllers evolution in technical systems), *Trudy 3 Vserossiyskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem "Tehnikeskiye i programmnye sredstva sistem upravleniya, kontrolya i izmereniya"*, 2012, pp. 1577–1587 (in Russian).

4. **Vasilyev V. I., Ilyasov B. G.** *Intellektual'nye sistemy upravleniya. Teoriya i praktika*. (Intelligent Control Systems. Theory and practice), Moscow, Radiotekhnika, 2009, 392 p. (in Russian).

5. **Volkov V. G., Demyanov D. N., Karabtsev V. S.** *Razrabotka i issledovaniye matematicheskoy modeli ploskogo dvizheniya avtomobilya s polupricepom* (Development and research of the mathematical model of planar motion of a vehicle with a semi-trailer), *Matematicheskoe Modelirovaniye*, Moscow, Nauka, 2017, vol. 29, no. 7, pp. 29–43 (in Russian).

6. **Stukanov V. A.** *Osnovy teorii avtomobil'nykh dvigatelej i avtomobilya* (Basic theory of vehicle engines and vehicles), Moscow, FORUM — INFRA-M, 2005, 367 p. (in Russian).

7. **Tarasik V. P.** *Teoriya dvizheniya avtomobilya: uchebnik dlya vuzov* (Vehicle motion theory), SPb., BHV-Peterburg, 2006, 478 p. (in Russian).

8. **Voronov A. A.** *Osnovy teorii avtomaticheskogo upravleniya: Avtomaticheskoye regulirovaniye nepreryvnykh lineynykh sistem* (Basics of Control Systems: Automatic regulation of continuous linear systems), Moscow, Energiya, 1980, 312 p. (in Russian).

9. **Gill F., Murray W., Right M.** *Prakticheskaya optimizatsiya* (Practical Optimization), Moscow, Mir, 1985, 509 p. (in Russian).



17—19 июня 2019 года в Москве состоится

## XIII Всероссийское совещание по проблемам управления,

посвященное 80-летию Института проблем управления  
имени В. А. Трапезникова РАН

Направления работы Совещания:

- ❖ Теория систем управления
- ❖ Управление подвижными объектами и навигация
- ❖ Интеллектуальные системы в управлении
- ❖ Управление в промышленности и логистике
- ❖ Управление системами междисциплинарной природы
- ❖ Средства измерения, вычислений и контроля в управлении
- ❖ Системный анализ и принятие решений в задачах управления
- ❖ Информационные технологии в управлении
- ❖ Проблемы образования в области управления: современное содержание и технологии обучения

Подробную информацию о Совещании смотрите на сайте  
<http://vspu2019.ipu.ru>