

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-5-421-431>

УДК 629.03-52

## Обратная связь в цепи управления автоматизированным сцеплением при трогании грузового автомобиля с места

Асп. Ле Ван Нгиа<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2018  
Belarusian National Technical University, 2018

**Реферат.** Представлено описание мехатронной системы управления механической трансмиссией 20-тонного грузового автомобиля, а также ее адаптивного алгоритма трогания с места, характер протекания переходного процесса которого существенно влияет на долговечность элементов автоматизированного силового агрегата, плавность движения и комфортность водителя при вождении. Ввиду того что мехатронная система управления силовым агрегатом, включающая дизельный двигатель, сухое фрикционное двухдисковое сцепление, основную механическую ступенчатую и дополнительную коробки передач, имеет помимо механических и пневматических также электрические компоненты, ее мультидисциплинарная модель разработана в программном пакете Imagine Lab AMESim. Данная модель позволяет обрабатывать комплексные алгоритмы управления и анализировать поведение интеллектуальных систем на ранних стадиях проектирования. Исследование выполнено на базе испытательного комплекса кафедры «Автомобили» автотракторного факультета Белорусского национального технического университета. Результаты исследования подтверждают адекватность разработанной мультидисциплинарной модели. С целью прецизионного управления фрикционным сцеплением введена обратная связь по приращению разности угловых скоростей ведущей и ведомой частей фрикционного сцепления. На основании разработанной компьютерной модели определены пороговые значения параметра обратной связи, использующиеся для программирования микропроцессорного блока при реализации адаптивного алгоритма трогания грузового автомобиля с места.

**Ключевые слова:** мехатронная система, алгоритм управления, пороговые значения, грузовой автомобиль, автоматизированная трансмиссия, фрикционное сцепление, обратная связь, моделирование, полунатурный эксперимент, AMESim

**Для цитирования:** Нгиа, Ле Ван. Обратная связь в цепи управления автоматизированным сцеплением при трогании грузового автомобиля с места / Ле Ван Нгиа // *Наука и техника*. 2018. Т. 17, № 5. С. 421–431. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-5-421-431>

## Feedback in Automated Clutch Control Circuit for Truck Start-Up Process

Le Van Nghia<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

**Abstract:** The paper presents description of a mechatronic control system for mechanical transmission of a 20-ton truck, as well as its adaptive start-up algorithm, transient process behavior which significantly affects durability of automated power unit elements, vehicle movement smoothness and driver's comfort when driving. A multidisciplinary model of the mechatronic control system has been developed in the software package Imagine Lab AMESim because its power unit including a diesel engine, a dry frictional two-disc clutch, a main mechanical stepped gearbox and an additional gearbox has electrical components besides mechanical and pneumatic ones. The given model allows to test complex control algorithms and analyze the behavior of intelligent systems in the early designing stages. The research has been carried out on the basis of the test complex at Department "Automobiles", Automotive and Tractor Faculty, Belarusian National Technical University. Research results confirm an adequacy of the AMESim developed multidisciplinary model. Feedback on the increment

### Адрес для переписки

Нгиа Ле Ван  
Белорусский национальный технический университет  
ул. Я. Коласа, 12,  
220013, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.: +375 17 292-82-05  
[nghiaminsk@gmail.com](mailto:nghiaminsk@gmail.com)

### Address for correspondence

Nghia Le Van  
Belarusian National Technical University  
12 Ya. Kolasa str.,  
220013, Minsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 17 292-82-05  
[nghiaminsk@gmail.com](mailto:nghiaminsk@gmail.com)

of an angular velocity difference between driving and driven parts of the friction clutch has been introduced for precise friction clutch control. Threshold values of a feedback parameter have been determined on the basis of the developed computer model and these values will be used for programming a microprocessor unit when implementing an adaptive algorithm for a truck start-up process

**Keywords:** mechatronic system, control algorithm, threshold values, truck, automated transmission, friction clutch, feedback, simulation, semi-natural experiment, AMESim

**For citation:** Nghia Le Van. (2018) Feedback in Automated Clutch Control Circuit for Truck Start-Up Process. *Science and Technique*. 17 (5), 421–431. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-5-421-431> (in Russian)

## Введение

Исследование автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом (АМСУСА) проводится, потому что разработка перспективной, надежной АМСУСА для автомобилестроения остается нерешенной проблемой. Ведущие автомобилестроительные концерны и специализированные фирмы США и Евросоюза, такие как Eaton (Auto/Ultra Shift и Ultra Shift Plus transmissions), ZF (AS-Tronic), Volvo (Geartronic, I-shift), Scania (Opticruise), Mercedes (Telligent Gearshift Automated), усиленно работают над созданием и совершенствованием АМСУСА нового поколения с модульной структурой систем автоматики для грузового автомобильного транспорта, автобусов и автопоездов. Одним из наиболее трудоемких этапов при проектировании мехатронной системы данного класса является разработка и отладка адаптивного алгоритма по прецизионному управлению сухим фрикционным сцеплением при трогании с места. Для улучшения качества переходного процесса в цепь управления сцеплением целесообразно ввести обратную связь по разности оборотов ведомой и ведущей частей. Численные значения указанного параметра могут быть определены методом имитационного моделирования переходного процесса на ЭВМ путем прямого перебора с заданным шагом. Однако классический метод построения модели с разработкой расчетной динамической схемы и математического описания в данном случае неприемлем, ввиду наличия специфических исполнительных механизмов, пневматических и электрических компонентов мехатронной системы, имеющих задержки по времени срабатывания и другие специфические особенности. Поэтому исследование технического объекта целесообразно проводить на базе платформы мультидисциплинарного моделирования Imagine Lab AMESim, позволяющей обрабатывать комплексные алгоритмы управления и

предсказывать поведение интеллектуальных систем на ранних стадиях проектирования.

## Основная часть

В качестве объекта изучения был выбран грузовой автомобиль КамАЗ-5320 полной массой 20 т, силовой агрегат которого оснащен мехатронной системой управления. Принципиальная схема спроектированной автоматизированной трансмиссии, установленной на испытательном комплексе кафедры «Автомобили» БНТУ, представлена на рис. 1. Комплекс включает: автоматизированный силовой агрегат, маховую массу, порошковый электромагнитный тормоз, пневматическую питающую часть и информационно-управляющую систему. Силовой агрегат состоит из: дизельного двигателя КамАЗ-740.01, сухого двухдискового фрикционного сцепления и 10-ступенчатой коробки передач (КП) КамАЗ-14 с повышающим делителем. Основу программно-аппаратной платформы мехатронной системы составляют смарт-контроллеры esomat R360 [1] серии CR2500 (Ifm electronic, Германия), объединенные в локальную электронную сеть посредством CAN-шины с возможностью обмена информацией по протоколу SAE J1939.

При необходимости установки нейтрали в процессе движения водитель переводит селектор режимов в положение «N» (нейтраль). CAN-модуль 2 получает сгенерированный цифровой сигнал, преобразовывает его в CAN-сообщение и передает информацию о текущем положении селектора по соответствующей CAN-шине смарт-контроллеру 4 (рис. 1). После отработки временной задержки, необходимой для подтверждения инициализации выбранного водителем режима (неизменное положение рукоятки селектора в позиции «N»), ЭБУ 4 подает сигнал на электромагнитный клапан. Исполнительный механизм 17 срабатывает, и фрикционное сцепление выключается.

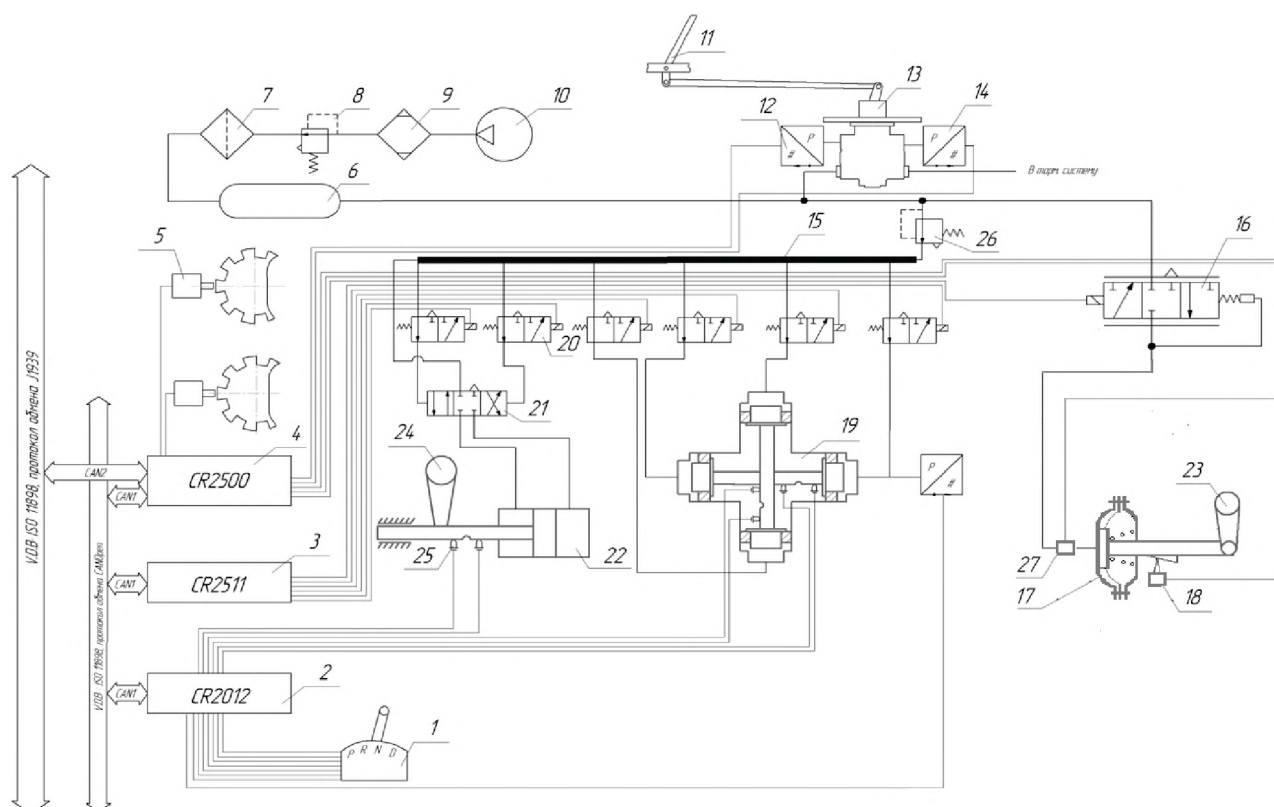


Рис. 1. Принципиальная схема мехатронной системы управления автоматизированной трансмиссией грузового автомобиля: 1 – селектор режимов; 2,3 – CAN-модуль ввода и вывода; 4 – смарт-контроллер; 5 – датчик частоты вращения; 6 – ресивер; 7 – фильтр; 8 – регулятор давления; 9 – влагомаслоотделитель; 10 – компрессор; 11 – тормозная педаль; 12 – цифровой датчик давления; 13 – тормозной кран; 14 – конечной выключатель; 15 – рампа клапанов пневматическая; 16 – пропорциональный электромагнитный клапан; 17 – пневмокамера; 18 – датчик перемещения штока; 19 – исполнительный механизм коробки передач; 20 – электромагнитный клапан; 21 – золотниковый пневмораспределитель; 22 – исполнительный механизм делителя; 23 – рычаг выключения сцепления; 24 – рычаг привода делителя; 25 – концевик положения штока пневмоцилиндра; 26 – регулятор давления; 27 – датчик давления

Fig. 1. Schematic diagram of mechatronic control system for truck automated transmission:

- 1 – mode selector; 2 – CAN input module; 3 – CAN output module; 4 – smart controller; 5 – rotational speed sensors; 6 – receiver; 7 – filter; 8 – pressure regulator; 9 – oil separator; 10 – compressor; 11 – brake pedal; 12 – digital pressure sensor; 13 – brake valve; 14 – limit switch; 15 – valve pneumatic ramp; 16 – proportional solenoid valve; 17 – pneumatic chamber; 18 – rod movement sensor; 19 – gearbox actuator; 20 – solenoid operated valve; 21 – air-control valve; 22 – splitter actuator; 23 – clutch control rod; 24 – splitter rod lever; 25 – limit switch of pneumatic cylinder rod; 26 – pressure regulator; 27 – pressure sensor

Параллельно по второй CAN-шине (протокол обмена SAE J1939, рис. 1) сообщение о режиме «N» передается ЭБУ дизельного двигателя, который, обработав информацию, обесточивает пропорциональный электромагнитный клапан (ПЭМК) топливоподдачи, уменьшая до минимума цикловую подачу топлива в цилиндры. После выключения сцепления электронный блок 4 открывает четыре выходных порта CAN-модуля 3, формируя параллельные управляющие сигналы на блок электромагнитных клапанов. В коробке передач устанавливается нейтраль, после чего сигнал на ПЭМК модифи-

цируется, и сцепление плавно замыкается с заданным темпом.

При последующей установке водителем селектора режимов (рис. 1) в положение «D» (драйв) и нажатии на педаль газа ЭБУ 4 подает сигнал на ПЭМК управления сцеплением и параллельно «сбрасывает» в сеть информацию для ЭБУ двигателя о текущем положении селектора. Как только сцепление выключается, смарт-контроллер 4 формирует последовательные управляющие сигналы на блок электромагнитных клапанов КП, осуществляя сначала выбор штока, а затем включение оптимальной пе-

редачи исходя из реальных условий движения: скорости и фактической массы транспортного средства, положения педали газа, угловой скорости вращения коленвала и ведущих колес, номера предыдущей передачи. После этого сигнал на ПЭМК модифицируется, и сцепление плавно замыкается с заданным темпом. После включения сцепления топливоподача плавно увеличивается пропорционально положению педали газа, заданному водителем на начальной фазе.

Реальный объект исследования представлен на рис. 2. Основу аппаратной платформы проектируемой системы управления фрикционным сцеплением составляет пропорциональный электромагнитный клапан, контролирующий давление сжатого воздуха в рабочей полости исполнительного механизма (ИМ) – диафрагменной пневмокамеры. Управление ПЭМК осуществляется смарт-контроллером, выходной порт которого генерирует модулированный широтно-импульсный сигнал напряжения определенной скважности. Коэффициент заполнения площади ШИМ-сигнала изменяется от цикла к циклу в рамках управляющей программы контроллера в соответствии с разработанным алгоритмом.

Адаптивный алгоритм [2] трогания грузового автомобиля с места (рис. 3) в автоматическом режиме работы силового агрегата представляет

собой последовательность операций: управление селектором режимов работы трансмиссии – полное выключение сцепления – управление основной и дополнительной коробкой передач – управление двигателем – полное включение сцепления.

После перевода селектора режимов движения в положение «D» (рис. 1) водитель воздействует на педаль акселератора. Пропорциональность между углом поворота педали и перемещением рычага регулятора ТНВД обеспечивается контроллером ДВС путем широтно-импульсной модуляции сигнала на пропорциональный электромагнитный клапан с использованием обратной связи по перемещению рычага регулятора ТНВД и частоте вращения коленчатого вала ДВС [3].

Требуемый темп трогания автомобиля определяется скоростью перемещения педали газа, на основании которой ЭБУ трансмиссии рассчитывает предварительный требуемый темп включения сцепления и включаемый номер передачи. Параллельно, получая сигналы от подселекторного концевого выключателя, датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя, датчиков положения рычага подачи топлива и педали управления двигателем, ЭБУ трансмиссии формирует управляющий сигнал на открытие пропорционального электромагнитного клапана.

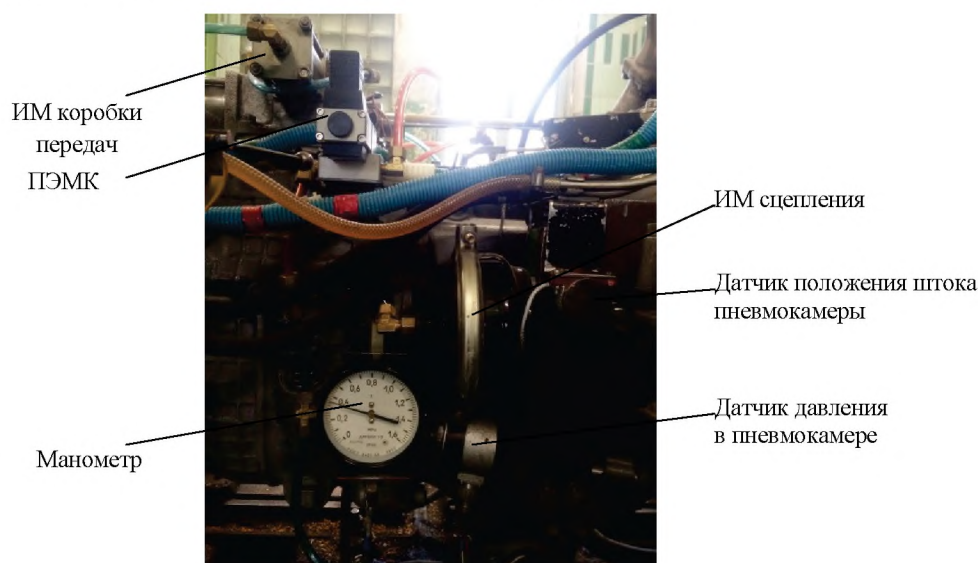


Рис. 2. Аппаратная платформа системы управления фрикционным сцеплением

Fig. 2. Devices of clutch control system

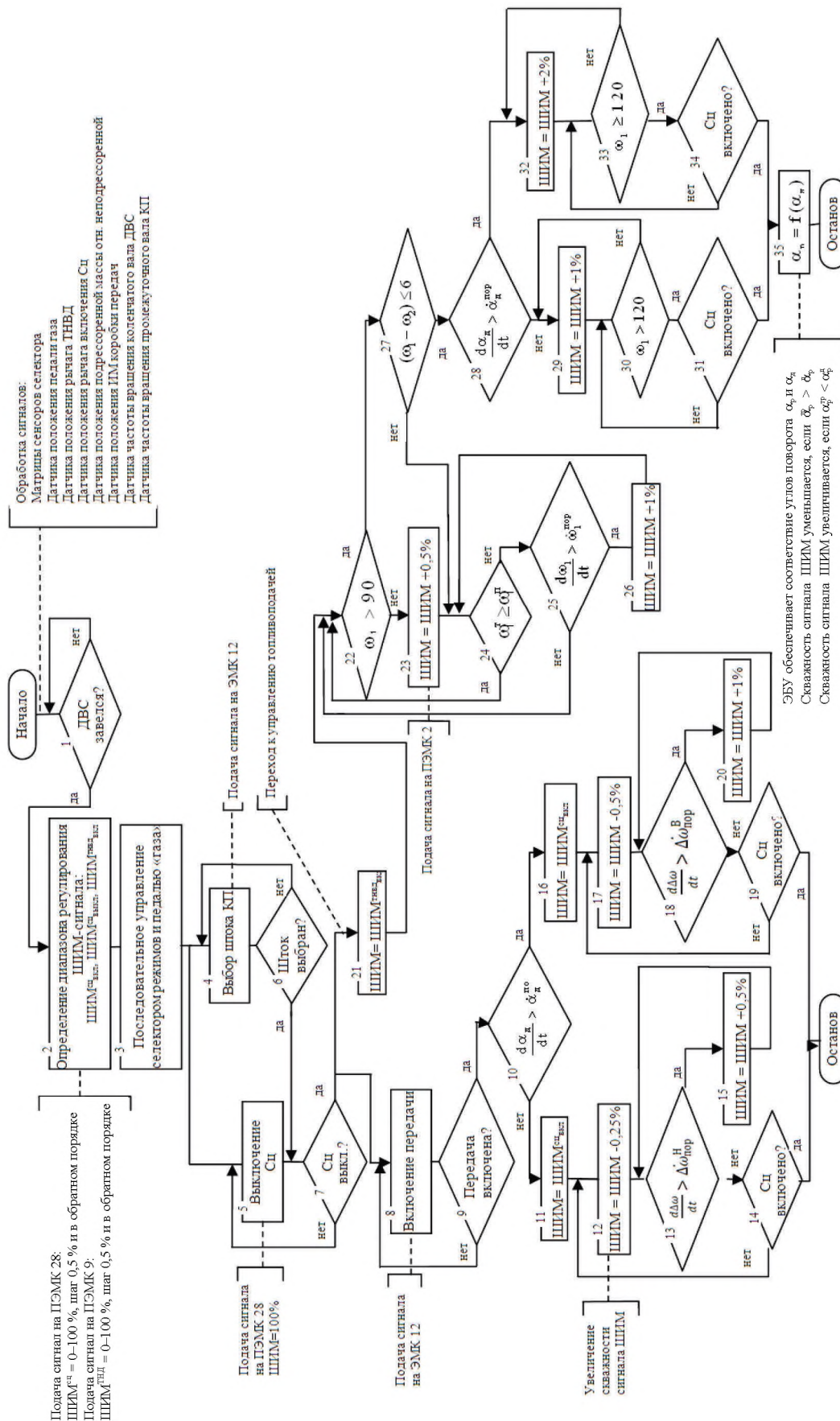


Рис. 3. Блок-схема адаптивного алгоритма трогания грузового автомобиля с места

Fig. 3. Block-scheme of truck start-up adaptive algorithm

Клапан срабатывает, и сжатый воздух поступает из ресивера питающей части 1 в пневмокамеру привода сцепления. Сцепление выключается. Обработав сигнал от датчика 18 перемещения рычага сцепления, ЭБУ трансмиссии последовательно формирует сигналы на электромагнитные клапаны 20, отвечающие за сброс-наполнение полостей пневмоцилиндров выбора и включения передачи исполнительного механизма 19, а также на электромагнитные клапаны 21 переключения ступеней делителя. После включения требуемой передачи (соответствующие концевики механизма переключения передач замкнуты) ЭБУ подает широтно-импульсный сигнал на пропорциональный электромагнитный клапан, увеличивая от цикла к циклу скважность сигнала на определенную величину, зависящую от скорости перемещения педали газа (рис. 3, блоки 12, 17). Кроме того, на заключительной фазе, когда разность угловых скоростей ведомой и ведущей частей сцепления не превышает 60 об/мин (рис. 3, блок 27), увеличение топливоподачи ДВС также будет зависеть от скорости перемещения педали газа (рис. 3, блоки 29, 32). Во избежание «перегрузки» сцепления в цепь управления введена обратная связь (рис. 3, блоки 13, 15, 18, 20) по относительной угловой скорости  $d\Delta\omega/dt$  коленвала двигателя и промежуточного вала КП [4]. Обратная связь также вводится в цепь управления двигателем (рис. 3, блоки 25, 26) во избежание его заглохания вследствие снижения угловой скорости  $\omega_1$  коленчатого вала при включении сцепления.

Сжатый воздух из пневмокамеры 17 привода сцепления через пропорциональный клапан 16 постепенно выпускается в атмосферу, обеспечивая требуемый темп включения сцепления.

Адаптация управляющего алгоритма происходит при изменении механических и (или) электрических характеристик компонентов мехатронной системы, стиля вождения или весового состояния автотранспортного средства.

Функциональность разработанной мехатронной системы (рис. 1) и работоспособность адаптивного алгоритма трогания грузового автомобиля с места, схема которого приведена на рис. 3, подтверждены результатами полунатур-

ного эксперимента [5]. Обозначения на рисунке:  $\alpha_d$ ,  $\alpha_p$  – угловое положение педали газа и рычага регулятора ТНВД, град.;  $\dot{\alpha}_d^{\text{пор}}$  – пороговое значение угловой скорости перемещения педали газа, град./с;  $\omega_1^t$ ,  $\omega_1^p$  – текущее и предыдущее значения угловой скорости  $\omega_1$  коленвала ДВС, рад/с;  $\dot{\omega}_1^{\text{пор}}$  – пороговое значение интенсивности снижения угловой скорости коленвала ДВС, рад/с<sup>2</sup>;  $\Delta\dot{\omega}_{\text{пор}}^{\text{н}}$ ,  $\Delta\dot{\omega}_{\text{пор}}^{\text{в}}$  – нижнее и верхнее пороговые значения относительного углового ускорения ведущего и ведомого дисков сцепления, рад/с<sup>2</sup>;  $\text{ШИМ}_{\text{вкл}}^{\text{сп}}$ ,  $\text{ШИМ}_{\text{выкл}}^{\text{сп}}$  – величина ШИМ-сигнала, соответствующая началу включения и выключения сцепления, %;  $\text{ШИМ}_{\text{вкл}}^{\text{тнвд}}$  – величина ШИМ-сигнала, соответствующая началу перемещения рычага ТНВД, %.

Схематизация вышеописанного исследуемого объекта проводилась в соответствии с концепцией регулярных динамических схем [6, 7]. Действительная распределенная система грузового автомобиля заменена эквивалентной механической моделью (рис. 4), состоящей из упруго-диссипативных звеньев и сосредоточенных инерционных масс. Параметры упрощенной динамической модели приведены в табл. 1.

При математическом описании разработанной динамической модели использовался широко известный в классической механике принцип Д'Аламбера – Лагранжа, позволяющий применять инструментарий аналитической статики для разработки уравнений движения элементов механической системы. В качестве обобщенных координат были приняты угловые скорости инерционных масс и крутящие моменты в упругих звеньях.

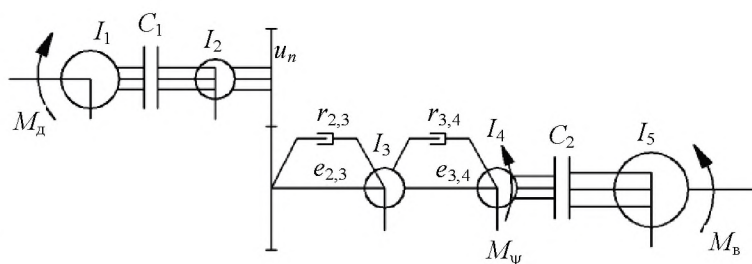


Рис. 4. Упрощенная динамическая модель силового агрегата грузового автомобиля

Fig. 4. Simplified dynamic model of truck power system

Таблица 1

Параметры упрощенной динамической модели  
Parameters of simplified dynamic model

| $I_1, \text{кг} \cdot \text{м}^2$ | $I_2, \text{кг} \cdot \text{м}^2$ | $I_3, \text{кг} \cdot \text{м}^2$ | $I_4, \text{кг} \cdot \text{м}^2$ | $I_5, \text{кг} \cdot \text{м}^2$ | $e_{2,3}, \text{рад/Нм}$ | $e_{3,4}, \text{рад/Нм}$ | $r_{2,3}, \text{Нм} \cdot \text{с/рад}$ | $r_{3,4}, \text{Нм} \cdot \text{с/рад}$ |
|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------|--------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|
| 2,50                              | 0,26                              | 3,18                              | 0,08                              | 373,70                            | $6,74 \cdot 10^{-5}$     | $1,58 \cdot 10^{-5}$     | 13,83                                   | 73,92                                   |

Таким образом, имитационная модель представлена системой логико-дифференциальных уравнений Лагранжа II рода, являющихся базой

для исследования динамики механических систем с голономными связями:

$$\dot{\omega}_1 = (M_d - (M_{2,3} + Mr_{2,3})/U_n L_1 P_1 - M_{\text{сц}} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) L_2 P_2) / (I_1 + I_2 L_1);$$

$$\dot{\omega}_2 = (M_d L_1 P_1 + M_{\text{сц}} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) - (M_{2,3} + Mr_{2,3})/U_n) / (I_2 + I_1 L_1);$$

$$\dot{M}_{2,3} = (\omega_2 / U_n - \omega_3) / e_{2,3}; \quad Mr_{2,3} = (\omega_2 / U_n - \omega_3) r_{2,3};$$

$$\dot{\omega}_3 = (M_{2,3} + Mr_{2,3} - (M_{3,4} + Mr_{3,4})) / I_3;$$

$$\dot{M}_{3,4} = (\omega_3 - \omega_4) / e_{3,4}; \quad Mr_{3,4} = (\omega_3 - \omega_4) r_{3,4};$$

$$\dot{\omega}_4 = (M_{3,4} + Mr_{3,4} - M_{\psi} \text{sign} \omega_4 - M_{\phi} \text{sign}(\omega_4 - \omega_5) L_4 P_4) / (I_4 + I_5 L_3);$$

$$\dot{\omega}_5 = ((M_{3,4} + Mr_{3,4}) L_3 P_3 + M_{\phi} \text{sign}(\omega_4 - \omega_5) L_4 P_4 - M_{\text{в}} \text{sign} \omega_5) / (I_5 + I_4 L_3);$$

$$L_1 = \begin{cases} 1, & |\omega_1 - \omega_2| \leq 0,01; \\ 0, & |\omega_1 - \omega_2| \geq 0,01; \end{cases} \quad L_2 = \begin{cases} 1, & |\omega_1 - \omega_2| \geq 0,01; \\ 0, & |\omega_1 - \omega_2| \leq 0,01; \end{cases}$$

$$L_3 = \begin{cases} 1, & |\omega_4 - \omega_5| \leq 0,01; \\ 0, & |\omega_4 - \omega_5| \geq 0,01; \end{cases} \quad L_4 = \begin{cases} 1, & |\omega_4 - \omega_5| \geq 0,01; \\ 0, & |\omega_4 - \omega_5| \leq 0,01; \end{cases}$$

$$P_1 = 0,5 \cdot [1 + \text{sign}(M_{\text{сц}} - |\dot{\omega}_2 I_2 + M_{2,3} + Mr_{2,3}|)];$$

$$P_2 = 0,5 \cdot [1 - \text{sign}(M_{\text{сц}} - |\dot{\omega}_2 I_2 + M_{2,3} + Mr_{2,3}|)];$$

$$P_3 = 0,5 \cdot [1 + \text{sign}(M_{\phi} - |\dot{\omega}_4 I_4 + M_{3,4} + Mr_{3,4}|)];$$

$$P_4 = 0,5 \cdot [1 + \text{sign}(M_{\phi} - |\dot{\omega}_4 I_4 + M_{3,4} + Mr_{3,4}|)],$$

где  $\omega_i, \dot{\omega}_i$  – угловые скорость и ускорение массы с моментом инерции  $I$  ( $i = 1-4$ );  $M_{j,j+1}, \dot{M}_{j,j+1}$  – упругий момент и скорость изменения упругого момента в звене с податливостью  $e_{j,j+1}$  ( $j = 2, 3$ );  $Mr_{j,j+1}$  – демпфирующий момент в упругом звене с податливостью  $e_{j,j+1}$ ;  $M_d$  – крутящий момент двигателя;  $M_{\text{сц}}$  – момент трения, развиваемый сухим фрикционным сцеплением;  $M_{\psi}, M_{\text{в}}$  – приведенные к выходному валу КП моменты от сил суммарного дорожного сопротивления и от силы сопротивления воздуха;  $M_{\phi}$  – приведенный к выходному валу КП момент сцепления движителя с дорогой;  $L_k, P_m$  – соответственно функция предикат и прерыватели ( $k = 1-2; j = 1-4$ );  $U_n = 7,82$  – передаточное число ступени, с которой осуществляется трогание автомобиля с места.

Крутящий момент  $M_d$  определялся как функция от положения педали газа и угловой скорости калевала с использованием внешней скоростной характеристики двигателя [5].

Крутящий момент, передаваемый сцеплением, определялся эмпирически по формуле [8]

$$M_{сц} = M_{сmax} (1 - e^{-\tau t}),$$

где  $\tau$  – темп включения сцепления;  $M_{сmax}$  – максимальный момент трения сцепления,

$$M_{сmax} = \beta M_{дmax},$$

$\beta = 1,8$  – коэффициент запаса сцепления;  $M_{дmax} = 650$  Н·м – максимальный крутящий момент ДВС.

Моменты  $M_\phi$ ,  $M_\psi$ ,  $M_B$  в приведении к выходному валу КП определялись по формулам:

$$M_\phi = \phi G_\phi r_0 / u_T;$$

$$M_\psi = f G_a r_0 / u_T;$$

$$M_B = k_B S_a v^2 r_0 / u_T,$$

где  $\phi = 0,8$  – коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью;  $G_\phi = 155684,7$  Н – сцепной вес автомобиля;  $G_a = 196200$  Н – полный вес автомобиля;  $v$  – продольная скорость автомобиля, м/с;  $k_B = 0,33$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup> – коэффициент сопротивления воздуха;  $S_a = 5,9$  м<sup>2</sup> – площадь лобового сопротивления автомобиля;  $r_0 = 0,51$  м – радиус качения колес без скольжения;  $f = 0,01$  – коэффициент сопротивления качению;  $u_T = 5,43$  – передаточное число главной передачи автомобиля.

Моделирование вышеописанной мехатронной системы управления фрикционным сцеплением выполнено на базе платформы AMESim [9] (рис. 5), позволяющей отрабатывать комплексные алгоритмы управления узлами и агрегатами мобильных машин. Параметры ПЭМК (индуктивность обмотки, диаметр и ход золотника и т. д.) в модели полностью соответствуют параметрам оригинала (VER3121-1). Дизельный двигатель представлен упрощенной субмоделью, выходная характеристика которой представляет собой зависимость крутящего момента от угловой скорости коленвала и положения педали управления топливоподачей. Субмодель сухого фрикционного сцепления выбрана повторно-интегрированной, поскольку

состояние фрикционного узла и характер протекания трибологического процесса определяются как трением скольжения, так и трением покоя. Механическая часть трансмиссии в модели AMESim идентична вышеприведенной упрощенной динамической модели (рис. 4) и имеет аналогичные с ней параметры (табл. 1). Грузовой автомобиль представлен упрощенной субмоделью с возможностью вводить такие параметры, как: масса, коэффициент сцепления шины с дорогой, лобовая площадь, коэффициент сопротивления воздуха, сопротивление подъему.

Результаты моделирования процесса трогания грузового автомобиля с места в пакете AMESim с шагом интегрирования 0,001 с и их сопоставления с осциллограммой реального процесса, полученной при проведении полунатурного эксперимента на испытательном стенде, показали менее 5 % погрешности машинного эксперимента по величине и характеру изменения угловых скоростей ведомой и ведущей частей фрикционного сцепления генерируемому току в обмотках ПЭМК и времени буксования сцепления (0,8 с) [5], что свидетельствует об адекватности разработанной модели реальному физическому объекту.

Для количественной оценки качества исследуемого процесса использовались следующие оценочные показатели: удельная максимальная мощность  $N_{уд}^{max}$  и удельная работа буксования  $L_{уд}$  сцепления, коэффициент динамических нагрузок  $K_{дин}$  и максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля по времени  $\ddot{v}_a$ .

Удельные максимальная мощность и работа буксования сцепления [9] определялись по формулам:

$$N_{уд}^{max} = \max \left[ \frac{M_{тр} \omega_{отн}}{S_{тр}} \right];$$

$$L_{уд} = \frac{1}{S_{тр}} \int_0^{t_6} (M_{тр} \omega_{отн}) dt,$$

где  $M_{тр}$  – момент трения, Н·м;  $\omega_{отн}$  – относительная угловая скорость поверхностей трения, рад/с;  $S_{тр}$  – площадь поверхностей трения, см<sup>2</sup>,  $S_{тр} = 2440$  см<sup>2</sup>;  $t_6$  – время буксования, с.

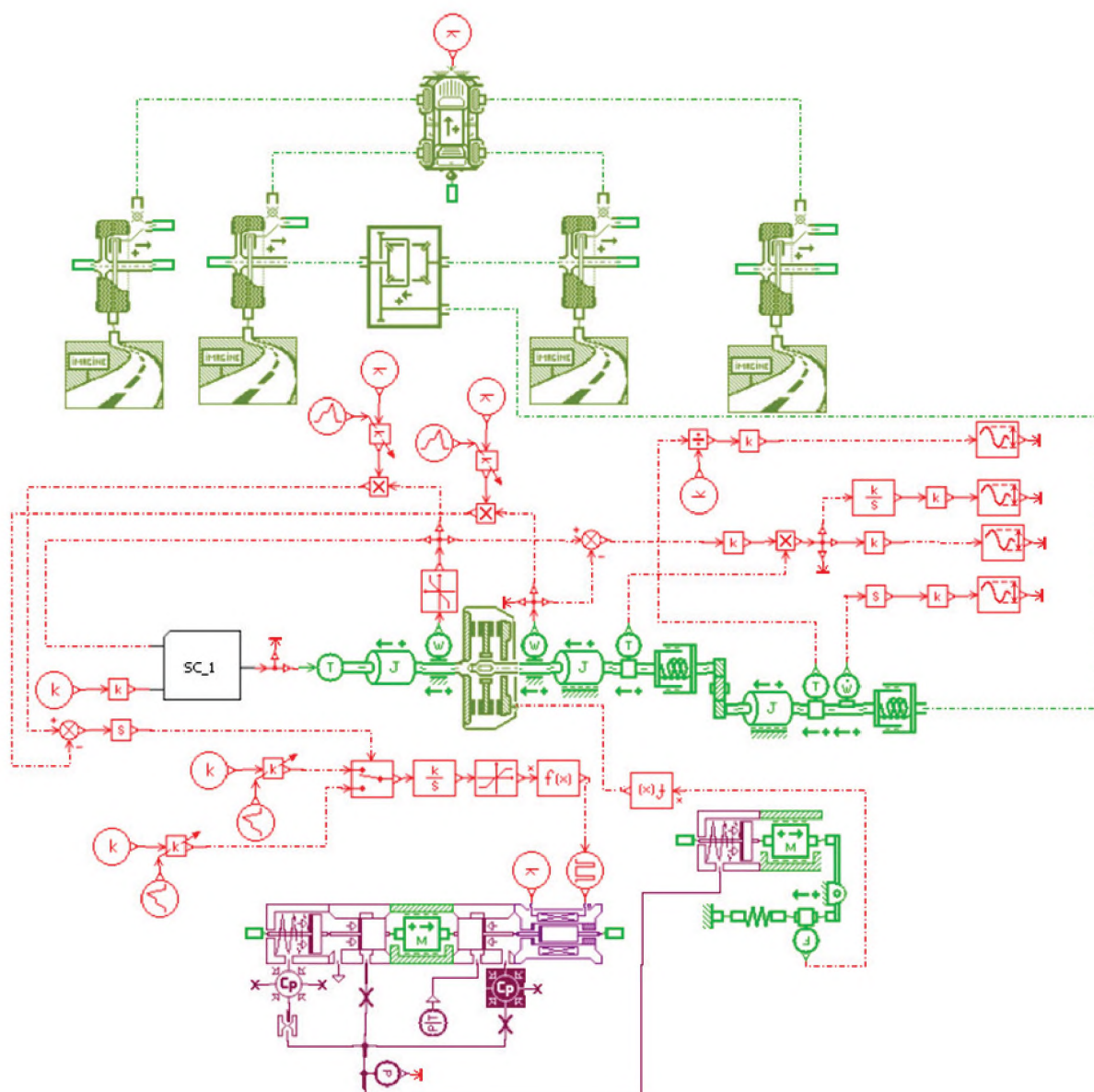


Рис. 5. Мультидисциплинарная модель автоматизированного силового агрегата в AMESim

Fig. 5. Multidisciplinary simulation model of automated power system on AMESim

Коэффициент динамических нагрузок [6]

$$K_{\text{дин}} = \frac{M_{\text{дин}}^{\text{max}}}{M_{\text{д}}^{\text{max}}},$$

где  $M_{\text{дин}}^{\text{max}}$  – максимальный динамический крутящий момент в трансмиссии в процессе трогания с места, Н·м;  $M_{\text{д}}^{\text{max}}$  – приведенный максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Максимальное значение производной продольного ускорения автомобиля

$$\dot{v}_a = \max \left[ \frac{d\dot{v}_a}{dt} \right],$$

где  $\dot{v}_a$  – продольное ускорение автомобиля, м/с<sup>2</sup>.

Выбранные показатели оценивают влияние организации переходных процессов, вызванных троганием с места, на основные эксплуатационные и нагрузочные характеристики автомобиля.

Определение предельных значений темпа управления сцеплением производилось с по-

мощью разработанной в AMESim имитационной модели методом прямого перебора с шагом  $p = 0,05 \text{ с}^{-1}$  с условием прекращения поиска по превышению критериальных ограничений хотя бы по одному из четырех вышеописанных оценочных показателей [10]:

$$\begin{aligned} [N_{\text{уд}}^{\text{max}}] &= 40 \text{ Вт/см}^2; [L_{\text{уд}}] = 15 \text{ Дж/см}^2; \\ [K_{\text{дин}}] &= 2; [\ddot{v}_a] = 35\text{--}50 \text{ м/с}^3. \end{aligned}$$

В качестве начального приближения взяты параметры алгоритма трогания при среднем темпе управления сцеплением  $K_c = 0,1 \text{ с}^{-1}$ . Темп управления ДВС в процессе проведения эксперимента не варьировался, т. е. был принят постоянным  $K_d = 0,72 \text{ с}^{-1}$ .

Аналогично методом прямого перебора с шагом  $p = 1 \text{ рад/с}^2$  находили пороговые значения параметра обратной связи (приращение разности угловых скоростей ведомого и ведущих частей сцепления) при предварительно определенном темпе управления сцеплением.

Основные результаты машинного эксперимента по нахождению предельных значений темпа управления сцеплением и параметра обратной связи при трогании грузового автомобиля представлены в табл. 2. При росте темпа включения сцепления наблюдается убывание работы буксования, увеличение мощности буксования, коэффициента динамичности и приращения разности угловых скоростей ведомого и ведущего дисков, что соответствует реальным физическим процессам.

Таблица 2

Показатели переходного процесса при трогании грузового автомобиля  
Indicators of truck start-up transient process

| Темп управления сцеплением $K_c, \text{с}^{-1}$ | Оценочный показатель переходного процесса    |                                 |                  |                            | Пороговое значение параметра обратной связи |
|-------------------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------------------|------------------|----------------------------|---------------------------------------------|
|                                                 | $N_{\text{уд}}^{\text{max}}, \text{Вт/см}^2$ | $L_{\text{уд}}, \text{Дж/см}^2$ | $K_{\text{дин}}$ | $\ddot{v}_a, \text{м/с}^3$ | $\Delta\omega, \text{рад/с}^2$              |
| 0,2                                             | 9,87                                         | 15,11                           | 0,83             | 2,39                       | 33                                          |
| 0,3                                             | 11,74                                        | 14,41                           | 1,11             | 3,59                       | 44                                          |
| 0,4                                             | 13,53                                        | 13,88                           | 1,17             | 4,78                       | 48                                          |
| 0,5                                             | 14,64                                        | 13,44                           | 1,24             | 6,91                       | 55                                          |
| 1                                               | 19,53                                        | 12,08                           | 1,67             | 12,01                      | 75                                          |
| 2                                               | 25,25                                        | 10,67                           | 1,90             | 22,90                      | 110                                         |
| 4                                               | 33,4                                         | 10,01                           | 1,95             | 34,93                      | 140                                         |
| 5                                               | 36,76                                        | 9,92                            | 1,76             | 37,69                      | 150                                         |
| 6                                               | 39,2                                         | 9,83                            | 1,96             | 39,40                      | 170                                         |

## ВЫВОДЫ

1. Разработана мультидисциплинарная модель мехатронной системы управления силовым агрегатом грузового автомобиля на основе платформы AMESim, позволяющая производить анализ динамических процессов в автоматизированной трансмиссии и предсказывать поведение интеллектуальных систем на ранних стадиях проектирования. Адекватность данной разработанной модели подтверждена полунатурным экспериментом.

2. Определены пороговые значения параметра обратной связи для программирования электронного блока управления трансмиссией при трогании с места. Как показали результаты эксперимента, верхнее пороговое значение параметра обратной связи по относительной угловой скорости ведущей и ведомой частей сцепления составляет  $170 \text{ рад/с}^2$ , превышение которого требует коррекции управляющего сигнала со стороны ПИД-регулятора, контролирующего трибологический процесс замыкания фрикционного узла.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кусяк, В. А. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов / В. А. Кусяк, О. С. Руктешель. Минск: БНТУ, 2015. 295 с.
2. Адаптивный алгоритм трогания с места в автоматическом режиме управления силовым агрегатом автопоезда / О. С. Руктешель [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. трудов. Минск: Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, 2014. Вып. 3. С. 106–110.
3. Электронное управление топливоподачей дизельного двигателя на основе программного ПИД-регулирования / А. Г. Баханович [и др.] // Наука и техника. 2017. № 1. С. 28–37.
4. Управление фрикционным сцеплением на основе ПИМ-сигнала с однопараметрической обратной связью / Л. Г. Красневский [и др.] // Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 20–21 окт. 2011 г. Могилев: Белорусско-Российский ун-т, 2011. С. 44–47.
5. Le, Van Nghia. A Research on Start-Up Clutch Control for AMT with Amesim Platform / Van Nghia Le, V. A. Kusiak, T. H. Nguyen // 2<sup>nd</sup> National Conference on Mechanical Engineering and Automation, 7–8 Oct. 2016. Hanoi, Vietnam: Hanoi University of Science and Technology. P. 188–196.
6. Multiphysics Modeling and Optimization of Mechatronic Multibody Systems / J. C. Samim [et al.] // Multibody System Dynamics. 2000. No 18. P. 345–373.
7. Blundell, M. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics / M. Blundell, D. Harty. New York, 2004. 288 p.
8. Kiencke, U. Automotive Control System / U. Kiencke, L. Nielson. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. 512 p. <https://doi.org/10.1007/b137654>.
9. Imagine. Lab AMESim: User Manual Version 14 / LMS Company Ltd. Germany, 2014. 267 p.
10. Захарик, Ю. М. Научные основы обеспечения тягово-скоростных свойств грузовых автомобилей путем синтеза систем автоматического управления тяговыми режимами / Ю. М. Захарик. Минск, 2007. 354 с.

Поступила 24.04.2018

Подписана в печать 03.07.2018

Опубликована онлайн 28.09.2018

## REFERENCES

1. Kusiak V. A., Ruktshel O. S. (2015) *Designing of Automated Mechatronic Systems for Controlling Power-transmission Plants in Automotive Trucks and Road Trains*. Minsk, Belarusian National Technical University. 295 (in Russian).
2. Ruktshel' O. S., Kusiak V. A., Belevich A. V., Lutsii V. I. (2014) Adaptive Algorithm for Starting From Standstill in Automatic Mode to Control Power-Transmission Plant of Road Train. *Aktualnye Voprosy Mashinovedeniya. Sb. Nauch. Trudov* [Matters of Current Interest in Mechanical Engineering: Collection of Research Papers]. Minsk, Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, 3, 106–110 (in Russian).
3. Bakhanovich A. G., Kusiak V. A., Gurin A. N., Le V. (2017) Electronic Control for Fuel Supply of Diesel Engine on the Basis of Programmable PID-Regulator. *Nauka i Tekhnika = Science & Technique*, (1), 28–37 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-1-28-37>.
4. Krasnevskii L. G., Belevich A. V., Kusiak V. A., Filimonov A. A. (2011) Friction Clutch Control on the Basis of PWM-Signal with Single-Parametric Backfeed. *Perspektivnye Privodnye Sistemy, Transmissii i Robototekhnicheskie Komplekсы: Materialy Mezhdunar. Nauch.-Tekhn. Konf., Mogilev, 20–21 okt. 2011 g.* [Advanced Drive Systems, Transmissions and Robotic Complexes: Proceedings of International Scientific and Technical Conference, Mogilev, October 20–21, 2011]. Mogilev, Belarusian-Russian University, 44–47 (in Russian).
5. Le Van Nghia, Kusiak V. A., Nguyen T. H. (2016) A Research on Start-Up Clutch Control for AMT with Amesim Platform. *2<sup>nd</sup> National Conference on Mechanical Engineering and Automation, 7–8 Oct. 2016*. Hanoi, Vietnam, Hanoi University of Science and Technology, 188–196.
6. Samin J. C., Bröls O., Collard J. F., Sass L., Fiset P. (2000) Multiphysics Modeling and Optimization of Mechatronic Multibody Systems. *Multibody System Dynamics*, (18), 345–373. <https://doi.org/10.1007/s11044-007-9076-0>.
7. Blundell M., Harty D. (2004) *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. New York, Butterworth-Heinemann. 288. <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-5112-7.X5000-3>.
8. Kiencke U., Nielson L. (2005) *Automotive Control System*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 512. <https://doi.org/10.1007/b137654>.
9. LMS Company Ltd. (2014) *Imagine. Lab AMESim: User Manual Version 14*. Germany. 267.
10. Zakharik Yu. M. (2007) *Scientific Fundamentals for Provision of Towing –Speed Properties in Automotive Trucks while Using Synthesis of Systems for Automatic Control of Towing Modes*. Minsk. 354 (in Russian).

Received: 24.04.2018

Accepted: 03.07.2018

Published online: 28.09.2018