

УДК 62-235

АНАЛИЗ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ПРИ НИЗКИХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

© Георгий Константинович Корендясев, Константин Борисович Саламандра,
Леонид Иосифович Тывес

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия
korenduba@gmail.com, ksalamandra@yandex.ru, l-tyves@hovrino.net

Аннотация. Статья посвящена исследованию и моделированию процесса циклических переключений при малых скоростях движения транспортного средства. Моделирование процесса циклических переключений позволяет предсказать возникновение этого явления и способы его недопущения, имеет важное значение для создания адаптивных автоматических систем поддержания скорости транспортного средства, а также систем автоматического управления автономных транспортных средств.

Ключевые слова: переключение передач, коробка передач, трансмиссия, динамический анализ, управление переключениями, численное моделирование.

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда, проект № 19-19-00065.

AUTOMATIC TRANSMISSION GEAR SHIFTS ANALYSIS AT LOW SPEEDS OF THE VEHICLE

© George Korendyasev, Konstantin Salamandra, Leonid Tyves

Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia
korenduba@gmail.com, ksalamandra@yandex.ru, l-tyves@hovrino.net

Abstract. The article is devoted to the study and modeling of the loop gear shifting process at low vehicle speeds. Modeling the process of loop gear shifting allows to predict the occurrence of this phenomenon and ways to prevent it, is important for creating adaptive automatic cruise-control systems, as well as automatic control systems for autonomous vehicles.

Keywords: gear shift, gearbox, transmission, dynamic analysis, cruise-control, numeric simulation.

Acknowledgements. The research was supported by Russian Science Foundation, project No. 19-19-00065.

Введение. Основой системы управления автоматических ступенчатых коробок передач (АКП) транспортных средств (ТС) является карта переключений передач. Обычно карта строится в координатах скорость ТС, определяемая по датчику скорости вращения выходного вала АКП, – процент открытия дроссельной заслонки двигателя (рис. 1) [1-5].

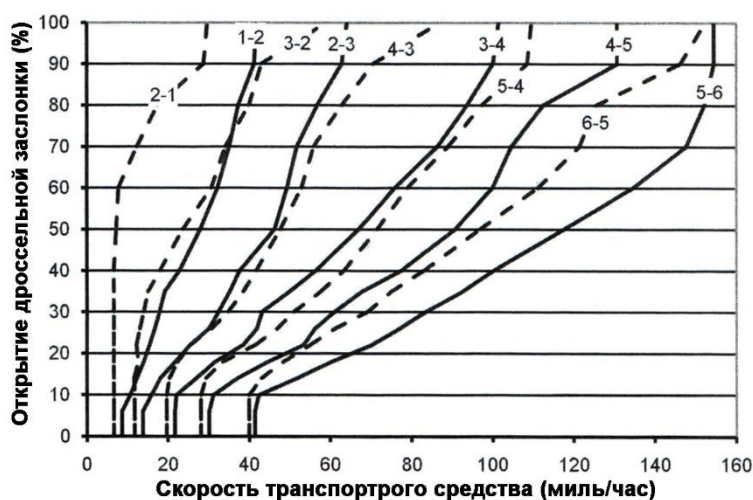


Рис. 1. Карта переключения передач 6-ти ступенчатой АКП [1].

На картах переключений сплошные линии 1-2, 2-3, 3-4 и т.д. – линии переключения с нижней на верхнюю передачу, а пунктирные линии 2-1, 3-2, и т.д. – линии переключения с верхней на нижнюю передачу. Сплошные линии определены в первую очередь техническими характеристиками двигателя (момент – скорость вращения, расход топлива) и требованиями водителя. Так переключение на понижающую передачу при близком к 100% открытию дросселя означает необходимость максимального ускорения ТС. В среднем положении дросселя переключения передач должны производиться для достижения некоторой экономии топлива при среднем ускорении. При малом открытии дросселя переключение передач должно обеспечивать наименьший расход топлива. Пунктирные линии обратных переключений выбираются в результате компромисса между условиями движения, требованиями водителя и запасом по моменту двигателя.

Как видно из рис. 1, при скорости движения ТС менее 60 км/час линии переключения между соседними передачами довольно близки. Периодические изменения внешних условий движения ТС могут способствовать тому, что система управления переключениями АКП будет заикливаться при движении с постоянной скоростью в зоне близких значений скоростей переключений на соседние передачи. Например, такой режим может наблюдаться при частой смене подъемов и спусков, когда при движении под гору включается повышающая передача, а при движении в гору – понижающая. Увеличение частоты переключений приводит к дополнительным потерям энергии, увеличению расхода топлива, снижению ресурса работы коробки передач и дискомфорту пассажиров [3, 4].

Динамическая модель трансмиссии автомобиля с АКП строится на основе анализа схемы соединения и характеристик ее компонентов. Среди высокооборотных элементов трансмиссии – подвижные элементы двигателя, гидротрансформатор (или сцепление) и входной вал АКП с включенной муфтой и ведущей шестерней. Среднеоборотные элементы – выходной вал АКП с ведомыми шестернями и карданный вал с ведущей шестерней главной передачи. Низкооборотными элементами трансмиссии являются ведомая шестерня главной передачи, подвижные звенья дифференциала и полуоси с ведущими колесами. Приводимая к полуосям масса корпуса $m = P/g$, где P – вес снаряженного транспортного средства, зависит от пробуксовывания ведущих колёс на дорожном покрытии. Коэффициент

пробуксовки $\varepsilon = V/\Omega R$, где V – скорость транспортного средства, Ω – угловая скорость вращения колеса, R – радиус колеса. Коэффициент ε зависит от дорожного покрытия. В соответствии с приведенным описанием построим динамическую модель трансмиссии автомобиля с двухступенчатой АКП (рис. 2).

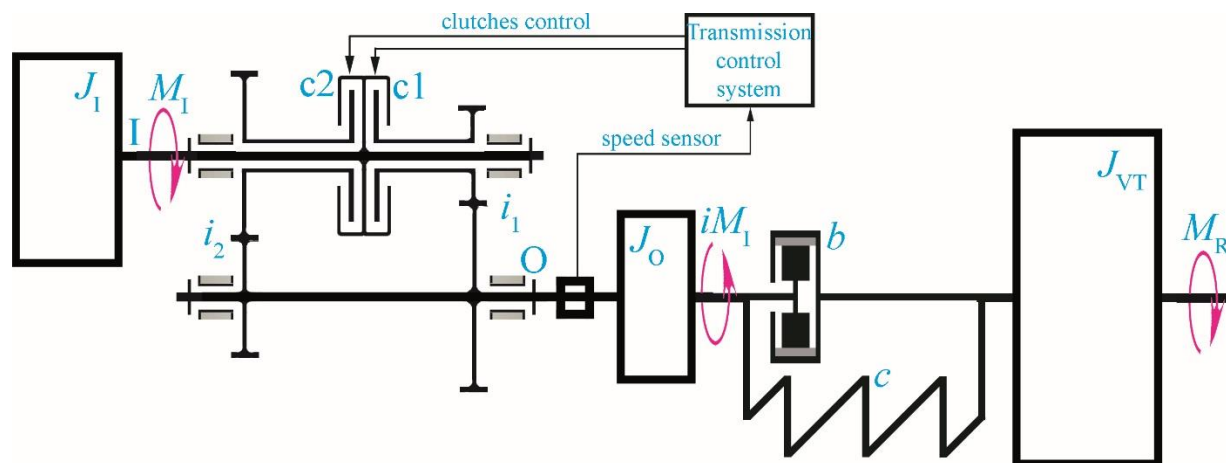


Рис. 2. Упрощенная модель трансмиссии ТС с двухступенчатой АКП.

Представленная динамическая модель используется при анализе динамики переключений передач многими исследователями [3, 5, 6] и является общей для любой автоматической коробки передач со ступенчатым изменением передаточного отношения, включая планетарные коробки передач с гидротрансформатором и автоматические коробки передач с двумя сцеплениями и неподвижными осями зубчатых колес.

Для целей анализа динамических процессов переключения передач в АКП будем считать, что гидротрансформатор заблокирован блокировочной муфтой и выходной вал двигателя соединен с входным валом I коробки передач. Поэтому в динамической модели инерционный элемент J_1 на входном валу коробки передач учитывает моменты инерции подвижных частей двигателя и гидротрансформатора. В трансмиссии после выходного вала O АКП наиболее податливым элементом является карданный вал. Его упругие и демпфирующие свойства в динамической модели можно представить в виде упругого элемента (пружины) с жесткостью c и демпфером b . Поэтому в динамической модели инерционный элемент J_0 характеризует сумму моментов инерции выходного вала АКП с приведенными к нему моментами инерций шестерен АКП и половину момента инерции карданного вала. J_{VT} – вторая половина момента инерции карданного вала с приведенными к нему моментами инерции последующих звеньев трансмиссии, включая корпус транспортного средства.

Длительность переключения передач в современных АКП составляет 0,2 – 0,5 сек [3, 5]. Столь короткий промежуток времени переключения позволяет рассматривать этот процесс, как ударный. При этом инерционные моменты, вызванные резким изменением скоростей элементов трансмиссии, существенно превышают моменты двигателя и приведенные моменты сил сопротивления движению. Сказанное позволяет отнести рассматриваемую модель (рис. 2) к виброударным системам [7] и, во-первых, рассмотреть собственно процесс переключения передач в АКП, используя теорию удара и теорему об изменении момента количества движения механической системы при ударе [8], а, во-вторых, определять

начальные условия для решения дифференциальных уравнений движения ТС на интервалах между переключениями передач.

Введем задаваемые в программе переключения передач значения скоростей ω_O , при достижении которых должны осуществляться переключения: $\omega^{(12)}$ – с первой на вторую и $\omega^{(21)}$ – со второй на первую. При этом для переключения с первой на вторую передачу необходимо, чтобы ускорение $\dot{\omega} > 0$, а при переключении передачи со второй на первую $\dot{\omega} < 0$.

Ударное взаимодействие элементов коробки передач сопровождается быстрым изменением кинематических связей, определенных передаточными отношениями. Чем больше разность между передаточными отношениями, тем больше величина ударного импульса. Скорость вращения входного вала I коробки передач связана со скоростью вращения выходного вала O передаточными отношениями: $\omega_I^{(12)} = i_1 \omega^{(12)}$ при переключении с первой передачи на вторую, $\omega_I^{(21)} = i_2 \omega^{(21)}$ при переключении со второй передачи на первую, причем $|i_1| > |i_2|$ (взяты абсолютные значения передаточных отношений от входного вала I к выходному валу O, т.к. направление вращения выходного вала не учитывается). В этом случае в модели (рис. 2) при переключении на вторую передачу скорость вращения элемента J_1 уменьшится, а при переключении на первую передачу соответственно увеличится [8]. Скорость элемента J_O перед переключением, например, с первой передачи на вторую $\omega^{(12)}$, а скорость элемента J_1 в этот момент $i_1 \omega^{(12)}$. Приведенный к выходному валу O момент инерции элемента J_1 перед включением второй передачи равен $J_1 i_2^2$.

Выпишем теорему сохранения момента количества движения при ударе для инерционных элементов J_1 и J_O перед и после включения второй передачи:

$$J_1 i_2^2 \frac{\omega_I^{(2)}}{i_2} + J_O \omega^{(12)} = (J_1 i_2^2 + J_O) \omega^{(2)}$$

где $\omega^{(2)}$ – скорость выходного вала после переключения на вторую передачу. Причем $\omega_I^{(2)} = i_1 \omega^{(12)}$, тогда получим:

$$\omega^{(2)} = \frac{J_1 i_1 i_2 + J_O}{J_1 i_2^2 + J_O} \omega^{(12)}$$

Аналогично, теорема сохранения момента количества движения при ударе для инерционных элементов J_1 и J_O перед и после включения первой передачи:

$$J_1 i_1^2 \frac{\omega_I^{(1)}}{i_1} + J_O \omega^{(21)} = (J_1 i_1^2 + J_O) \omega^{(1)}$$

где $\omega^{(1)}$ – скорость выходного вала после переключения на первую передачу. Причем $\omega_I^{(1)} = i_2 \omega^{(21)}$, тогда получим:

$$\omega^{(1)} = \frac{J_1 i_1 i_2 + J_O}{J_1 i_1^2 + J_O} \omega^{(21)}$$

Приведя момент инерции J_1 к выходному валу, на интервалах между переключениями можно рассматривать общий момент инерции двигателя и элементов коробки передач $(J_1 i^2 + J_O)$ до звена с максимальной податливостью. Таким образом устраняется одна из трех степеней свободы рассматриваемой модели (рис. 2).

Движение модели на i -ой передаче ($i = 1, 2$) между переключениями описывается системой двух линейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} (J_1 i^2 + J_0) \dot{\omega}^{(i)} + b(\omega^{(i)} - \omega_{VT}^{(i)}) + c(\varphi^{(i)} - \varphi_{VT}^{(i)}) &= iM_I \\ J_{VT} \dot{\omega}_{VT}^{(i)} + b(\omega_{VT}^{(i)} - \omega^{(i)}) + c(\varphi_{VT}^{(i)} - \varphi^{(i)}) &= -M_R \end{aligned} \quad (1)$$

В системе (1) верхний индекс в скобках указывает на номер включенной передачи; φ – угловая координата инерционного элемента ($J_1 i^2 + J_0$); φ_{VT} – угловая координата инерционного элемента J_{VT} .

Частоты свободных колебаний модели при отсутствии демпфирования: $k_1 = 0$; $k_2^{(i)} = \sqrt{c(J_1 i^2 + J_0 + J_{VT}) / (J_1 i^2 + J_0) J_{VT}}$. Частота затухающих колебаний: $k_2^{*(i)} = \sqrt{k_2^{(i)2} - h^{(i)2}}$, где $h^{(i)} = b(J_1 i^2 + J_0 + J_{VT}) / 2(J_1 i^2 + J_0) J_{VT}$.

Движение модели между переключениями передач представляет собой крутильное колебание инерционных элементов ($J_1 i^2 + J_0$) и J_{VT} относительно центра масс, вращающегося под действием момента вращения и моментов сил сопротивления $M_I = const \neq 0$, $M_R = const \neq 0$. Движение центра масс модели является переносным движением модели. Относительное движение элементов ($J_1 i^2 + J_0$) и J_{VT} – их синхронные крутильные колебания в противофазе, причем величины амплитуд колебаний обратно пропорциональны моментам инерции [9]. Общее решение полученных уравнений (1) имеет вид:

$$\begin{aligned} \varphi^{(i)} &= A^{(i)} e^{-h^{(i)} t} \sin(k_2^{*(i)} t + \beta^{(i)}) + C_1^{(i)} + C_2^{(i)} t + a^{(i)} t^2 / 2 \\ \varphi_{VT}^{(i)} &= \mu^{(i)} A^{(i)} e^{-h^{(i)} t} \sin(k_2^{*(i)} t + \beta^{(i)}) + C_1^{(i)} + C_2^{(i)} t + a^{(i)} t^2 / 2 \end{aligned} \quad (2),$$

где $\mu^{(i)} = A_{VT}^{(i)} / A^{(i)} = -(J_1 i^2 + J_0) / J_{VT}$, $a^{(i)} = (iM_I - M_R) / (J_1 i^2 + J_0 + J_{VT})$.

Постоянные A , β , C_1 и C_2 определяются через начальные условия, то есть через начальные угловые координаты и скорости инерционных элементов модели. В (2) параметры C_1 , C_2 и a – характеристики переносного движения, то есть движения центра масс модели, параметры A и β – характеристики относительного движения.

Дифференцированием уравнения (2) получим общий вид уравнений скоростей масс на i -ой передаче ($i = 1, 2$) между переключениями:

$$\begin{aligned} \omega^{(i)} &= A^{(i)} e^{-h^{(i)} t} (k_2^{*(i)} \cos(k_2^{*(i)} t + \beta^{(i)}) - h^{(i)} \sin(k_2^{*(i)} t + \beta^{(i)})) + C_2^{(i)} + a^{(i)} t \\ \omega_{VT}^{(i)} &= \mu^{(i)} A^{(i)} e^{-h^{(i)} t} (k_2^{*(i)} \cos(k_2^{*(i)} t + \beta^{(i)}) - h^{(i)} \sin(k_2^{*(i)} t + \beta^{(i)})) + C_2^{(i)} + a^{(i)} t \end{aligned}$$

Переносная скорость $C_2^{(i)}$ – начальная скорость центра масс модели на i -ой передаче.

Подстановкой $\sin \alpha^{(i)} = h^{(i)} / \sqrt{h^{(i)2} + k_2^{*(i)2}}$ и $\cos \alpha^{(i)} = k_2^{*(i)} / \sqrt{h^{(i)2} + k_2^{*(i)2}}$ выражения скоростей масс преобразуются к виду:

$$\begin{aligned} \omega^{(i)} &= A^{(i)} e^{-h^{(i)} t} \sqrt{h^{(i)2} + k_2^{*(i)2}} \cos(k_2^{*(i)} t + \beta^{(i)} + \alpha^{(i)}) + C_2^{(i)} + a^{(i)} t \\ \omega_{VT}^{(i)} &= \mu^{(i)} A^{(i)} e^{-h^{(i)} t} \sqrt{h^{(i)2} + k_2^{*(i)2}} \cos(k_2^{*(i)} t + \beta^{(i)} + \alpha^{(i)}) + C_2^{(i)} + a^{(i)} t \end{aligned} \quad (3)$$

Режимы движения модели трансмиссии с АКП определяются скоростями переключений передач. При заданном значении скорости переключения, например, с первой на вторую,

такое переключение будет иметь место при $\omega^{(1)} = \omega^{(12)}$ и $\dot{\omega}^{(1)} > 0$, а при обратном переключении, со второй на первую передачу, только при $\omega^{(2)} = \omega^{(21)}$ и $\dot{\omega}^{(2)} < 0$.

Функции угловой координаты (2) и функция скорости ω_{VT} являются непрерывными на всём отрезке движения, а непрерывная на интервалах функция скорости ω является разрывной функцией с конечными скачками между интервалами. Последнее обстоятельство – признак нелинейности рассматриваемой системы, для решения задач динамики которой применим метод припасовки.

Условия припасовывания координат и скоростей модели на смежных интервалах при переключении с первой передачи на вторую имеют вид:

$$\begin{aligned} \varphi^{(2)}(0) &= \varphi^{(1)}(t_k^{(1)}); \quad \varphi_{VT}^{(2)}(0) = \varphi_{VT}^{(1)}(t_k^{(1)}); \\ \omega^{(2)}(0) &= \omega^{(12)}(J_I i_1 i_2 + J_O) / (J_I i_2^2 + J_O); \quad \omega_{VT}^{(2)}(0) = \omega_{VT}^{(1)}(t_k^{(1)}) \end{aligned} \quad (4)$$

где $t_k^{(i)}$ – время движения модели между переключениями передач.

Угловые координаты и скорости элементов модели перед первым переключением с первой передачи на вторую должны быть заданы или известны, если каким-либо образом задано движение модели на первой передаче: (2) и (3).

Полученные из условий припасовки (4) начальные значения угловых координат и скоростей элементов модели на второй передаче определяют постоянные $A^{(2)}$, $\beta^{(2)}$, $C_1^{(2)}$ и $C_2^{(2)}$ решений дифференциальных уравнений движения модели на второй передаче:

$$\begin{aligned} \varphi^{(2)}(0) &= A^{(2)} \sin \beta^{(2)} + C_1^{(2)} \\ \varphi_{VT}^{(2)}(0) &= \mu^{(2)} A^{(2)} \sin \beta^{(2)} + C_1^{(2)} \\ \omega^{(2)}(0) &= A^{(2)} \sqrt{h^{(2)2} + k_2^{*(2)2}} \cos(\beta^{(2)} + \alpha^{(2)}) + C_2^{(2)} \\ \omega_{VT}^{(2)}(0) &= \mu^{(2)} A^{(2)} \sqrt{h^{(2)2} + k_2^{*(2)2}} \cos(\beta^{(2)} + \alpha^{(2)}) + C_2^{(2)} \end{aligned} \quad (5)$$

Общий алгоритм вычисления произвольных постоянных на интервалах непрерывных движений по известным начальным условиям включает следующие шаги:

1. Вычитание левых и правых частей второго уравнения системы (5) из аналогичных частей первого уравнения:

$$\varphi^{(2)}(0) - \varphi_{VT}^{(2)}(0) = (1 - \mu^{(2)}) A^{(2)} \sin \beta^{(2)}.$$

2. Аналогичное действие с четвертым и третьим уравнениями системы (5) и последующие тождественные подстановки:

$$\omega^{(2)}(0) - \omega_{VT}^{(2)}(0) + h^{(2)} (\varphi^{(2)}(0) - \varphi_{VT}^{(2)}(0)) = (1 - \mu^{(2)}) A^{(2)} k_2^{*(2)} \cos \beta^{(2)}.$$

3. Умножение правой и левой части третьего уравнения системы (5) на μ и последующее вычитание из четвертого уравнения третьего:

$$\omega_{VT}^{(2)}(0) - \mu^{(2)} \omega^{(2)}(0) = (1 - \mu^{(2)}) C_2^{(2)}.$$

Первые два уравнения позволяют определить $A^{(2)}$ и $\beta^{(2)}$, последнее $C_2^{(2)}$, постоянная $C_1^{(2)}$ на первом интервале рассматриваемого движения может быть принята равной нулю, а на последующих интервалах равна сумме перемещений центра масс модели на предыдущих интервалах.

Движение модели на второй передаче, описываемое уравнениями (2) и (3), заканчивается в момент времени $t_k^{(2)}$, когда будут выполнены условия $\omega^{(2)}(t_k^{(2)}) = \omega^{(21)}$ и $\dot{\omega}^{(2)}(t_k^{(2)}) < 0$.

Это важный момент для решения вопроса существования эффекта закливания переключений передач.

Используя полученные зависимости, проведем **численное моделирование движения модели**. График изменения угловой скорости при переменном ускорении представлен на рис. 3.

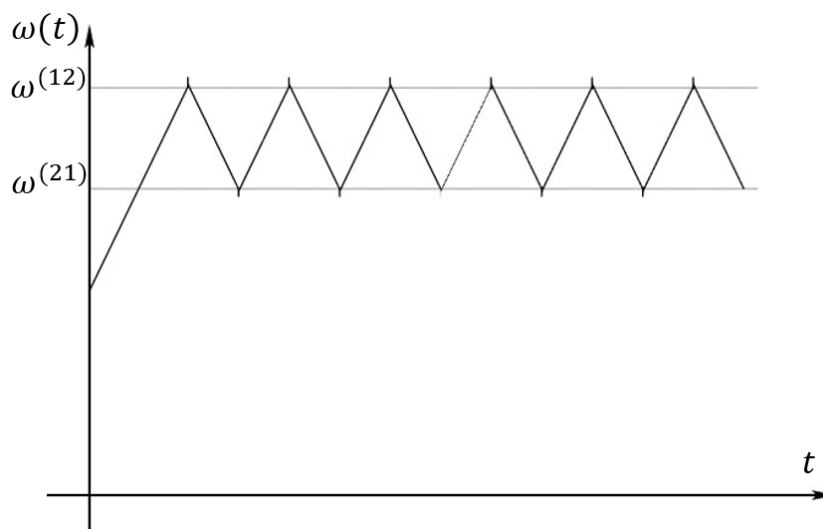


Рис. 3. График изменения угловой скорости при переменном ускорении.

Результаты. Для моделирования процессов циклических переключений передач, вызванных движением ТС с постоянной малой скоростью по холмистому (или извилистому) участку дороги разработана математическая модель, содержащая упругий и диссипативный элементы, а также систему управления, генерирующую команды на переключение в соответствии с показаниями датчика скорости вращения выходного вала коробки.

Выведены соотношения для определения координат и скоростей элементов трансмиссии перед переключением передач и после него. Проведено численное моделирование процессов переключений, показывающее возможность закливания переключений. Наиболее эффективным способом устранения нежелательных циклических переключений является использование топографических навигационных схем, учитывающих рельеф дороги [10]. Кроме того, результативным способом является расширение границ переключений передач на карте переключений в случае диагностирования циклических переключений [11].

Математическая модель позволяет для любых вариантов движения транспортного средства определить условия возникновения цикличности переключений передач и выработать меры для устранения этого явления. Модель также может быть использована при разработке систем управления переключениями в АКП и согласования режимов работы двигателя, трансмиссии и коробки при различных условиях движения ТС.

Список литературы

1. Bai Sh., Maguire J., Peng H. Dynamic analysis and control system design of automatic transmission. SAE International, Warrendale, Pennsylvania, USA, 2013.
2. Ngo, V. D., Hofman, T., Steinbuch, M., & Serrarens, A. (2014). Gear shift map design methodology for automotive transmissions. Proceedings of the Institution of Mechanical

- Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 228(1), 50–72.
<https://doi.org/10.1177/0954407013506698>
3. Fischer R., Küçükay F., Jürgens G., Najork R., Pollak B. The Automotive Transmission Book. Powertrain. Springer, Cham. 2015. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-05263-2>.
 4. Genta G., Morello L. The Automotive Chassis. Mechanical Engineering Series. Springer, Dordrecht. 2009. <https://doi.org/10.1007/978-1-4020-8676-2>.
 5. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions. Springer, Berlin, Heidelberg. 2011. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>.
 6. Pfeiffer F. Mechanical System Dynamics. Corrected Second Printing, Springer, Berlin Heidelberg, 2008.
 7. Кобринский А.Е. Механизмы с упругими связями. - М.: Наука, 1964. - 390 с.
 8. Саламандра К.Б., Тывес Л.И. Интегральный принцип в задачах динамического анализа переключений в автоматических коробках передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2017. - № 5. - С. 22-29.
 9. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учеб. пособие для вузов. 3-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991.
 10. Васильев В.В. Анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований алгоритмов управления автоматическими трансмиссиями колёсных машин // Журнал автомобильных инженеров. - 2017. - № 1 (102). - С. 12-19.
 11. Douglas A., Todd A., Jeffery L. Method for Modifying the Shift-Points of an Automatic Transmission. Patent US 5806370, 1998.

Дата поступления: 30 ноября 2019 г.