

УДК 629.3.07

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-1-58-71>

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В КОРОБКЕ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА

**Н.Н. Демидов, А.А. Красильников, С.И. Худорожков**

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет  
Петра Великого»,  
г. Санкт-Петербург, Россия

### АННОТАЦИЯ

**Введение.** Процесс переключения передач под нагрузкой является одним из самых сложных видов переходных процессов в трансмиссиях транспортных, дорожных, строительных машин. В настоящее время существующие методики расчетов не отражают в полной мере особенности взаимодействия двигателя с автоматизированной коробкой перемены передач (КПП) при переключении ступеней под нагрузкой с использованием одновременно более двух фрикционных муфт. В данной статье рассматривается методика расчета динамических характеристик КПП с одновременным использованием как двух, так и четырех фрикционных муфт при переключениях передач под нагрузкой при прямом и реверсном включении. Представлены результаты теоретического исследования динамических характеристик автоматизированной КПП с фрикционным переключением ступеней под нагрузкой без разрыва потока мощности.

**Материалы и методы.** В основе рассматриваемой методики лежит системный подход к исследованию динамических процессов, основанный на моделировании работы КПП совместно с двигателем внутреннего сгорания. Особенностью методики является учет регуляторных, скоростных и нагрузочных характеристик двигателя, изменений момента сопротивления, темпа нарастания давления во включаемых муфтах как при переключениях на высшую, так и на низшую передачу. Теоретическое моделирование процессов выполнено с использованием пакета MATLAB и его приложения Simulink. При помощи основных блоков данного приложения создали модели физических компонентов: двигатель внутреннего сгорания, фрикционные муфты сцепления, зубчатые редукторы, упругие валы, демпфирующие устройства, а также системы управления силовой передачей трактора.

**Результаты.** В ходе выполненных исследований получены расчетные данные о характере протекания динамических процессов, изменения оборотов и крутящих моментов на валах КПП, нагрузке на двигатель машины в процессе переключения передач при различных значениях времени начала и окончания процесса включения и выключения фрикционных элементов управления КПП. В работе приведены соответствующие графики.

**Обсуждение и заключение.** Разработанная методика расчета динамических характеристик КПП позволяет моделировать рабочие процессы при переключениях на высшую и низшую передачу. При этом учитываются как параметры конструкции КПП, так и параметры управляющих воздействий – темп включения фрикционных муфт, временные интервалы перекрытия включаемых и выключаемых муфт. Применительно к рассматриваемой КПП определены значения оптимальных временных управляющих команд фрикционных элементов управления при переключении различных передач в КПП.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** коробка перемены передач, колесный трактор, трансмиссия, дорожные и строительные машины, переключение передач, динамические характеристики, фрикционное переключение передач, математическое моделирование, расчетные исследования.

Поступила 27.01.2020, принята к публикации 21.02.2020.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: никто из авторов не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах или методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Демидов Н.Н., Красильников А.А., Худорожков С.И. Исследование процесса переключения передач в коробке перемены передач трактора. Вестник СибАДИ. 2020;17(1):58-71. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-1-58-71>

© Демидов Н.Н., Красильников А.А., Худорожков С.И.



Контент доступен под лицензией  
Creative Commons Attribution 4.0 License.

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-1-58-71>

## TRACTOR GEARBOX: RESEARCH OF SHIFTING GEARS' PROCESSES

**Nikolay N. Demidov, Andrey A. Krasilnikov, Sergey I. Hoodorozhkov**

*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
St. Petersburg, Russia*

### ABSTRACT

**Introduction.** The process of shifting gears under load is one of the most complex types of dynamic process in the transmissions of transport, road and construction vehicles. Currently, the existing calculation methods do not fully reflect the features of the engine and automated gearbox interaction by switching stages under load using more than two friction clutches at the same time. The paper discusses the method of calculating the dynamic characteristics of the gearbox with the simultaneous use of both two and four friction clutches by shifting gears under load with forward and reverse switching. The authors present the results of the dynamic characteristics of the theoretical study of the automated gearbox with frictional stages' switching under load and without breaking the power flow.

**Materials and methods.** The main method was based on a system approach to the dynamic processes study and on the modeling of the gearbox operation together with the internal combustion engine. The authors took into account the regulatory, speed and load engine characteristics, resistive torque variation, rate of pressure rise in clutches by shifting to higher and lower gears. The paper performed theoretical modeling of processes using the MATLAB package and the Simulink application. Using the main blocks of this application, the authors created models of physical components: an internal combustion engine, friction clutches, gear reducers, elastic shafts, damping devices and tractor power transmission control systems.

**Results.** As a result, the authors obtained calculated data of the dynamic processes, variations in speed and rotational torque on the gearbox shafts; the load on the engine by shifting gears at different values of the start and finish time in switching on and off the gearbox friction controls. The paper presented the relevant graphs of the processes.

**Discussion and conclusions.** The developed method of calculating the dynamic characteristics of the gearbox allows simulating workflows by shifting to higher and lower gears. This method takes into account both the parameters of the gearbox design and of the control actions: the rate of switching on the friction clutches; the time intervals of overlapping the "on and off" clutches. Therefore, in relation to the considered gearbox, the authors determine the values of the optimal time control commands of the friction by shifting.

**KEYWORDS:** gearbox, wheel tractor, transmission, road and construction vehicles, gear shifting, dynamic characteristics, friction gear shifting, mathematical modeling, computational research.

**Submitted 27.10.2019, revised 21.02.2020.**

**The authors have read and approved the final manuscript.**

**Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.**

*For citation:* Nikolay N. Demidov, Andrey A. Krasilnikov, Sergey I. Hoodorozhkov. Tractor gearbox: research of shifting gears' processes. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2020; 17(1):58-71. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-1-58-71>

© Demidov N. N., Krasilnikov A. A., Hoodorozhkov S. I.



Content is available under the license  
Creative Commons Attribution 4.0 License.

## ВВЕДЕНИЕ

Тема данного исследования связана с разработкой коробки перемены передач (КПП), предназначенной для применения в составе перспективных колесных сельскохозяйственных и промышленных тракторов, дорожной строительной техники. В данном случае рассматривается КПП, которая имеет два диапазона автоматизированного переключения пе-

редач (с 1-й по 8-ю и с 9-й по 16-ю). При этом в предлагаемой КПП, кинематическая схема которой представлена на рисунке 1, переключение с 4-й на 5-ю ступени и обратно (а также с 12-й на 13-ю) выполняется с одновременным переключением 4-х фрикционных муфт, расположенных на входном и грузовом валах КПП, а не двух фрикционных муфт, как это происходит при переключениях с 1-й по 4-ю и с 5-й по 8-ю, с 9-й по 12-ю, с 13-й по 16-ю.

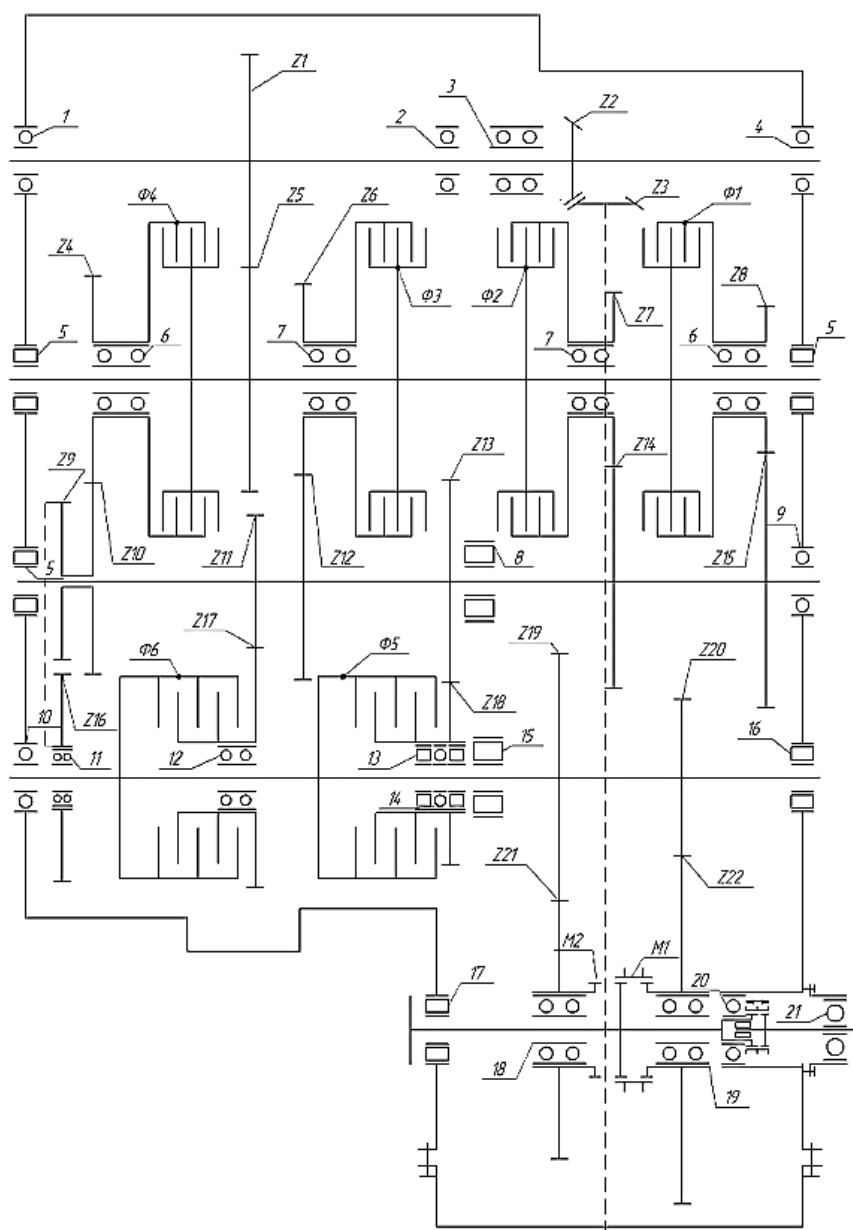


Рисунок 1 – Кинематическая схема коробки передач трактора:  
φ1...φ6 – фрикционные муфты, z1...z23 – зубчатые колеса, 1...21 – подшипники

Figure 1 – Kinematic scheme of tractor gearbox:  
F1...F6 – friction clutches, z1...z23 – gears, 1 ... 21 – bearings

Процесс переключения передач под нагрузкой является одним из самых сложных видов переходных процессов в трансмиссиях транспортных и тяговых машин. В настоящее время существующие методики расчетов не отражают в полной мере особенности взаимодействия двигателя с автоматизированной КПП при переключении передач под нагрузкой с использованием одновременно более двух фрикционных муфт.

В ряде работ<sup>1</sup> [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8] приводятся описания структур, особенностей автоматизированных систем управления силовым приводом транспортных средств, систем управления силовой установкой, подачей топлива (в частности системы PowerTrain Management (PTM), ETC). В работах<sup>2, 3, 4</sup> [9] описаны примеры конструктивных изменений в трансмиссиях зарубежных и отечественных промышленных и сельскохозяйственных тракторов повышение мощности, приведены основные режимы их работы. Рассматривается применение на тракторах механизмов переключения передач под нагрузкой, даны методики расчета, обобщены результаты испытаний тракторов отечественного и зарубежного производства. Практические рекомендации по проектированию КПП (и их систем управления) предложены для конструкций КПП, где при переключении передач приведены одновременно и используются две фрикционные муфты. Эти вопросы рассматриваются в работах [10, 11, 12, 13, 14].

Вопросы управления переключением передач затрагиваются в работах [15, 16, 17, 18], однако здесь присутствуют теоретические и экспериментальные данные по рабочим процессам одновременного переключения только двух, а не четырех фрикционных муфт, как в предлагаемой работе. Кроме того, не учитывается переменность коэффициента трения на поверхностях фрикционных дисков.

В работах [4, 15] отмечается тенденция к увеличению числа передач в автоматических трансмиссиях. При этом вопросы управления переключением передач приобретают все большее значение. С другой сто-

роны, экономия веса и уменьшение размеров трансмиссии, включая гидравлический блок управления, настоятельно необходимы для повышения эффективности использования топлива. Разработка оптимальных стратегий и алгоритмов управления многоступенчатыми автоматическими коробками передач с электрогидравлической системой управления может обеспечить получение высоких тяговых и экономических показателей машины в целом. В ряде работ [19, 20, 21, 22] излагаются математические и экспериментальные методы исследования динамических процессов в тракторах, трогание и разгон трактора. Предлагаются математические модели и инженерные методы расчета процесса трогания и движения машинно-тракторного агрегата.

Необходимо отметить, что в большинстве случаев отсутствуют математические модели, позволяющие анализировать процесс переключения передач КПП с автоматизированным переключением. Приведенные в отдельных работах алгоритмы управления процессом переключения передач являются закрытыми и не могут быть рассмотрены применительно к тракторной технике.

Предлагаемая методика имеет целью рассчитывать динамические характеристики КПП с одновременным использованием как двух, так и четырех фрикционных муфт при переключениях передач под нагрузкой при прямом и реверсном включении.

Дополнительно методика включает системный подход к исследованию динамических процессов при переключении, основанный на моделировании работы КПП совместно с двигателем внутреннего сгорания (с учетом его динамических, скоростных и нагрузочных характеристик).

Основной задачей динамических расчетов является обоснование рациональных режимов перекрытия при одновременных переключениях двух и четырех фрикционных муфт под нагрузкой, при этом под перекрытием понимаются интервалы одновременного включения и выключения фрикционных муфт. Недостаточ-

<sup>1</sup> Leigh A., Ronald J. Control Theory. Institution of Electrical Engineers. 2004. 303 p.

<sup>2</sup> Поршнев Г.П. Проектирование автомобилей и тракторов. Конструирование и расчет трансмиссий колесных и гусеничных машин : учебное пособие. СПб. : издательство Политехнического университета, 2017. 64 с.

<sup>3</sup> Бойков А.В., Шувалов Е.А., Добряков Б.А., Теория и расчет трактора «Кировец». Л. : Машиностроение, Лен. отд., 1980. 208 с.

<sup>4</sup> Кочнев А.М. Рабочие режимы отечественных колесных трелевочных тракторов. СПб. : издательство Политехнического университета, 2008. 520 с.

ное перекрытие приводит к потере скорости трактора во время переключения, появлению возможности его остановки, а избыточное – к увеличению работы буксования фрикционных муфт и возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии и тракторном агрегате.

Особенностью методики является учет момента сопротивления, темпа нарастания момента трения во включаемых муфтах при переключениях как на высшую, так и на низшую передачу. При этом рассматривается совместная работа двигателя с учетом его регуляторных характеристик.

## МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

В основе теоретических методов исследования принято использование пакета MATLAB и его приложения Simulink. При помощи фундаментальных блоков этих приложений можно создать модели физических компонентов, таких как двигатель внутреннего сгорания, фрикционная муфта сцепления, зубчатый редуктор, упругие валы, демпфирующие устройства, а также системы управления силовой передачей трактора.

Модель механической системы коробки передач трактора представлена на рисунке 2. На рисунке входной вал коробки передач представлен в виде участков, соединенных на входе с портом “Engine”, а на выходе с подсистемами “F\_1, F\_2, F\_3, F\_4”, представляющих собой фрикционные узлы.

Редукторные свойства данных узлов описываются с помощью четырех блоков “Simple Gear”: Gear\_1.71, Gear\_1.41, Gear\_1.17, Gear\_0.97. Инерционные свойства ведущих масс (на входном валу) и ведомых масс (на

промежуточном валу) представлены инерционными вращающимися массами “Inertia”: Inertia1-Inertia2; ....; Inertia7-Inertia8. Подшипниковые опоры входного вала представлены двумя вращательными диссипативными блоками “Rotational Damper” с вращающимися опорами “Mechanical Rotational Reference”: D\_F1 и D\_F2.

Промежуточный вал коробки передач моделируется аналогичными типовыми элементами с учетом некоторых конструктивных отличий. Вал разбит на участки (по точкам установки ведомых масс, находящихся в зацеплении с входным валом, и ведущих масс, находящихся в зацеплении с грузовым валом).

Редукторные свойства промежуточного вала описываются с помощью двух блоков: M\_1.74 и M\_0.83. Инерционные свойства ведущих масс (на промежуточном валу) и ведомых масс (на грузовом валу) представлены блоками: Inertia9 - Inertia10; Inertia11- Inertia12. Фрикционные муфты, обеспечивающие переключение режимов, смоделированы в виде подсистем “F6, F5”. Подшипниковые опоры промежуточного вала представлены двумя вращательными диссипативными блоками с вращающимися опорами: D\_F3 и D\_F4. Вращающиеся ведомые массы фрикционов F5 и F6 представлены блоком “Inertia13”. Редукторные свойства между грузовым и раздаточным валом описываются с помощью блока M\_2.43. Раздаточный вал “Transfer Shift” представлен участком, соединенным с выходным портом “Load”. Подшипниковые опоры раздаточного вала представлены двумя вращательными диссипативными блоками с вращающимися опорами: D\_F\_5 и D\_F\_6.

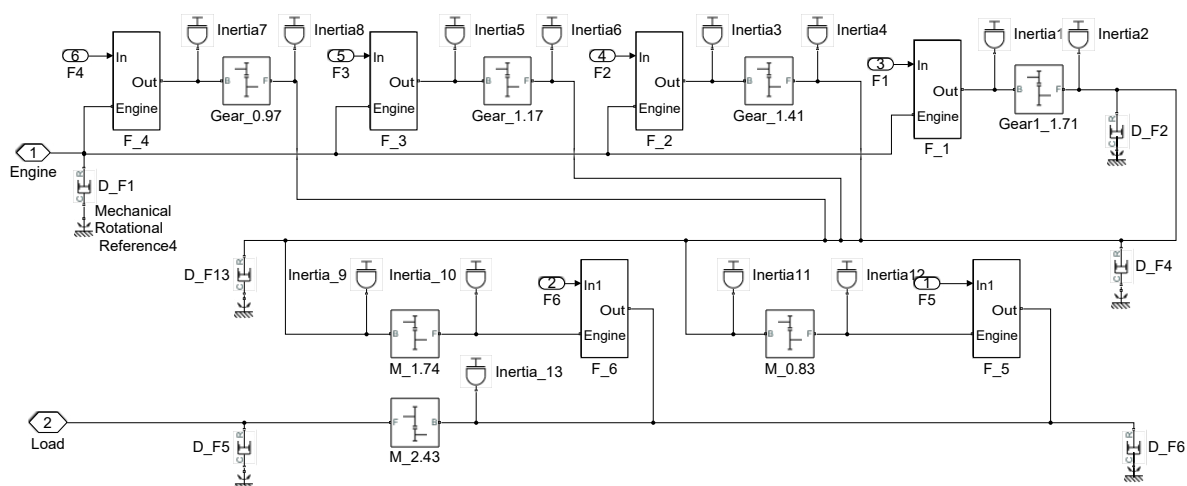


Рисунок 2 – Модель механической системы КПП

Figure 2 – Model of the mechanical gearbox system



Подсистемы «фрикционный узел» F\_1,..., F\_6 представляют собой однотипные блок-схемы с заданными параметрами.

Рассмотренная выше модель механической системы КПП включает в себя следующие типовые блоки:

- типовой блок "Disk Friction Clutch", представляющий собой фрикционную муфту с наборами фрикционных дисков. Муфта двунаправленная и может скользить в положительном и отрицательном направлениях. Блок обеспечивает входной порт физического сигнала (P) для приложенного давления к дискам трения;

- типовой блок "Inertia", представляющий собой идеальную механическую вращательную инерцию, в окно параметров которого заносятся значения моментов инерции вращающихся масс коробки передач, принятых в модели КПП;

- типовой блок "Simple Gear", представляющий собой зубчатую пару с фиксированным передаточным числом. Передаточное число рассчитывается как отношение чисел зубьев ведомого колеса (порт F) к ведущему (порт B) –  $(NF/NB)$ . При создании расчетной модели в окно параметров блока вводятся передаточные числа зубчатых передач КПП.

В целом вся обобщенная модель работы КПП совместно с двигателем трактора при переключениях передач включает в себя блок управления "Control", блок двигателя "Engine", блок коробки передач "Transmission", блок нагружающего устройства "Load" и блок визуализации результатов расчетов "Monitor".

Подсистема управления "Control" формирует управляющие воздействия на фрикционные узлы F\_1, F\_2, F\_3, F\_4, F\_5, F\_6 коробки передач. Блок двигателя "Engine" задает режим работы двигателя в соответствии с параметром внешней и регуляторными характеристиками двигателя. Подсистема "Load" формирует нагрузки на выходном валу коробки передач с помощью блока "Signal Builder", соответствующие режиму постоянного момента сопротивления или постоянной мощности.

Данная расчетная модель механической системы КПП с двигателем позволяет моделировать процесс переключения передач в КПП, задавая различные законы управления процессом переключения с различными временными характеристиками.

В качестве примера на рисунке 3 представлен вид управляющих воздействий при переключении вверх с 1-й по 6-ю, а затем вниз – с 6-й по 4-ю передачу.

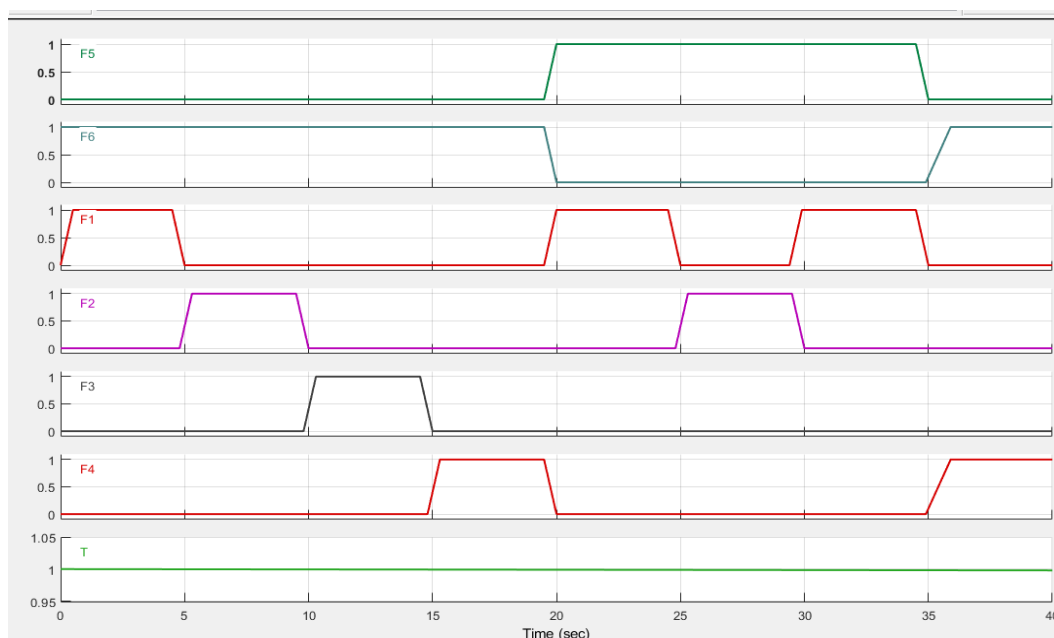


Рисунок 3 – Сигналы управляющих воздействий на фрикционы КПП (F1, F2, F3, F4, F5, F6) и подачи топлива в двигатель (T) при моделировании трогания с места и разгона с переключением вверх с 1-й по 6-ю и вниз – с 6-й по 4-ю передачу

Figure 3 – Signals of control actions on the gearbox clutches (F1, F2, F3, F4, F5, F6) and fuel supply to the engine (T) while modeling starting and acceleration by switching up from the 1st to the 6th and down from the 6th to the 4th gear

## РЕЗУЛЬТАТЫ

На рисунке 4 в качестве примера представлены расчетные кривые оборотов двигателя и крутящего момента при последовательном переключении передач вверх с 1-й по 6-ю и вниз с 6-й по 4-ю при постоянном моменте сопротивления на выходном валу АКПП 1660 Нм. Графики с расчетными кривыми показывают, как изменяется в процессе трогания с места и разгона частота вращения коленчатого вала двигателя (верхняя кривая) и крутящий момент двигателя (нижняя кривая) в интервале времени от 0 до 40 сек.

При трогании с места фрикционная муфта F6 предварительно включена под давлением 0,9 МПа, а фрикционная муфта Ф1 включается по линейному закону нарастания давления с 0 до 0,9 МПа в течение 0,5 сек. Динамический процесс с включением одной фрикционной муфты хорошо изучен и не требует дополнительных исследований. Вопрос рассматривается в частности в работах В.П. Тарасика, В.М. Шарипова. Отметим только совместную работу двигателя и трансмиссии. Во время первого периода разгона момент трения муфты F1 является для коленчатого вала моментом сопротивления, а для входного вала КП – ведущим моментом.

По сигналу обратной связи, реагирующему на снижение частоты вращения коленчатого

вала при возрастании момента трения муфты M1, двигатель переходит с регуляторной на безрегуляторную характеристику. В результате снижаются обороты двигателя с 2200 до 1760 об/мин, и повышается крутящий момент двигателя со значения крутящего момента холостого хода до 796 Н·м.

Рассмотрим режим переключения с первой на вторую передачи с помощью двух фрикционных муфт (рисунок 5) при постоянном моменте сопротивления на выходном валу. Длительность перекрытия фрикционов при переключении принимается равной 0,1 сек, так как с учетом принятых начальных условий моделирования такое перекрытие соответствует моменту достижения в муфте F2 величины момента трения, равного приведенному моменту сопротивления на входе КП (оптимальное перекрытие).

До начала переключения весь вращающий момент двигателя передается фрикционными F1 (F6), т.е. момент двигателя равен вращающему моменту на фрикционе F1. Двигатель работает на регуляторной ветви характеристики.

На первом этапе процесса переключения передачи происходит включение муфты F2 при еще включенной муфте F1. Далее начинается выключение фрикциона F1. При этом вращающий момент M1 линейно снижается до нуля.

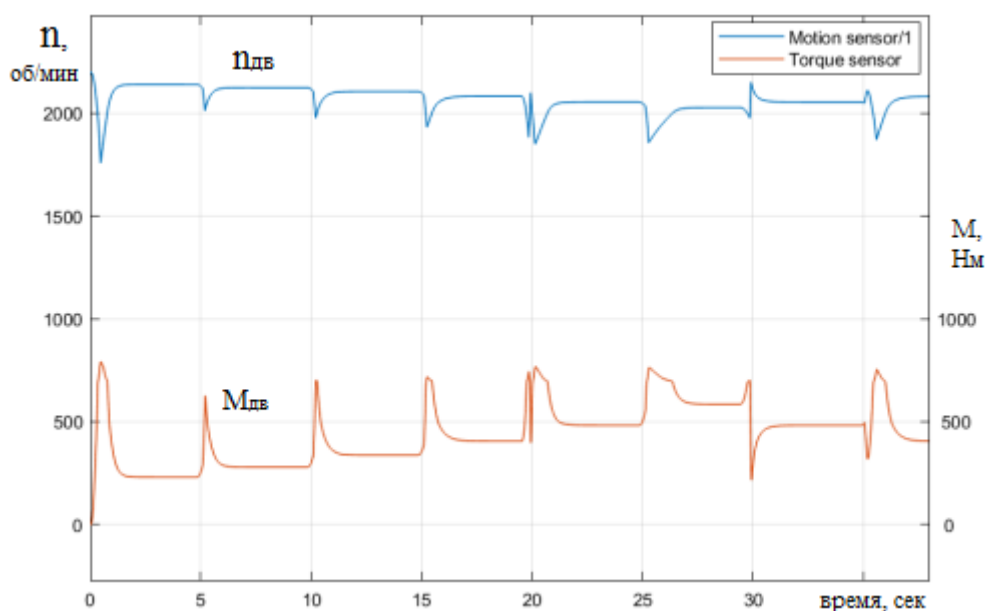


Рисунок 4 – Расчетные кривые изменения частоты вращения двигателя (об/мин, верхний) и крутящего момента (Нм, нижний) при последовательном переключении передач вверх (с 1-й по 6-ю) и вниз (с 6-й на 4-ю) при постоянном моменте сопротивления 1660 Нм

Figure 4 – Calculated curves of changes in engine speed (rpm, upper) and torque (Nm, lower) during sequential gear changes up (from the 1<sup>st</sup> to the 6<sup>th</sup>) and down (from the 6<sup>th</sup> to the 4<sup>th</sup>) at a constant resistance torque of 1660 Nm

Еще включенная первая передача в этот период воспринимает на себя часть нагрузки, часть момента  $M_c$ . Частоты вращения ведущих и ведомых  $\omega_1$  частей муфты F1 в этот период остаются равными. В процессе включения фрикциона F2 происходит линейное возрастание передаваемого крутящего момента M2, который оказывает тормозящее действие, тем самым увеличивая крутящий момент на коленчатом валу двигателя с 270 до 620 Нм и снижая частоту вращения коленчатого вала двигателя с 2120 до 2020 об/мин.

Вращающий момент включаемого фрикциона F2 стремится преодолеть момент сопротивления и сорвать выключаемый фрикцион F1, преодолев его момент трения. После срыва фрикциона F1 (при  $t \approx 5,08$  сек) момент трения муфты F2 продолжает возрастать до достижения максимального значения. При этом под действием свободного избыточного момента ускоряется вращение ведомых масс F2 вплоть до синхронизации ведущих и

ведомых дисков включаемого фрикциона F2 (при  $t \approx 5,25$  сек).

Передача вращающего момента в этот период протекает с буксованием дисков фрикциона F2, а момент трения M2 превышает момент сопротивления  $M_c$ . Процесс заканчивается при синхронизации скоростей ведущих и ведомых масс. При этом поскольку для преодоления момента трения фрикционной муфты F2 используется также инерционный момент движущихся масс, то рост крутящего момента двигателя  $M_{дв}$  отстает от роста момента трения фрикционной муфты M2. Окончание процесса синхронизации характеризуется резким, теоретически мгновенным снижением крутящего момента в муфте F2 до величины приведенного момента сопротивления на входе.

Последующий период (2-й этап) перехода к установившемуся движению после окончания буксования муфты F2 подобен процессу трогания с места и разгона с использованием одной фрикционной муфты.

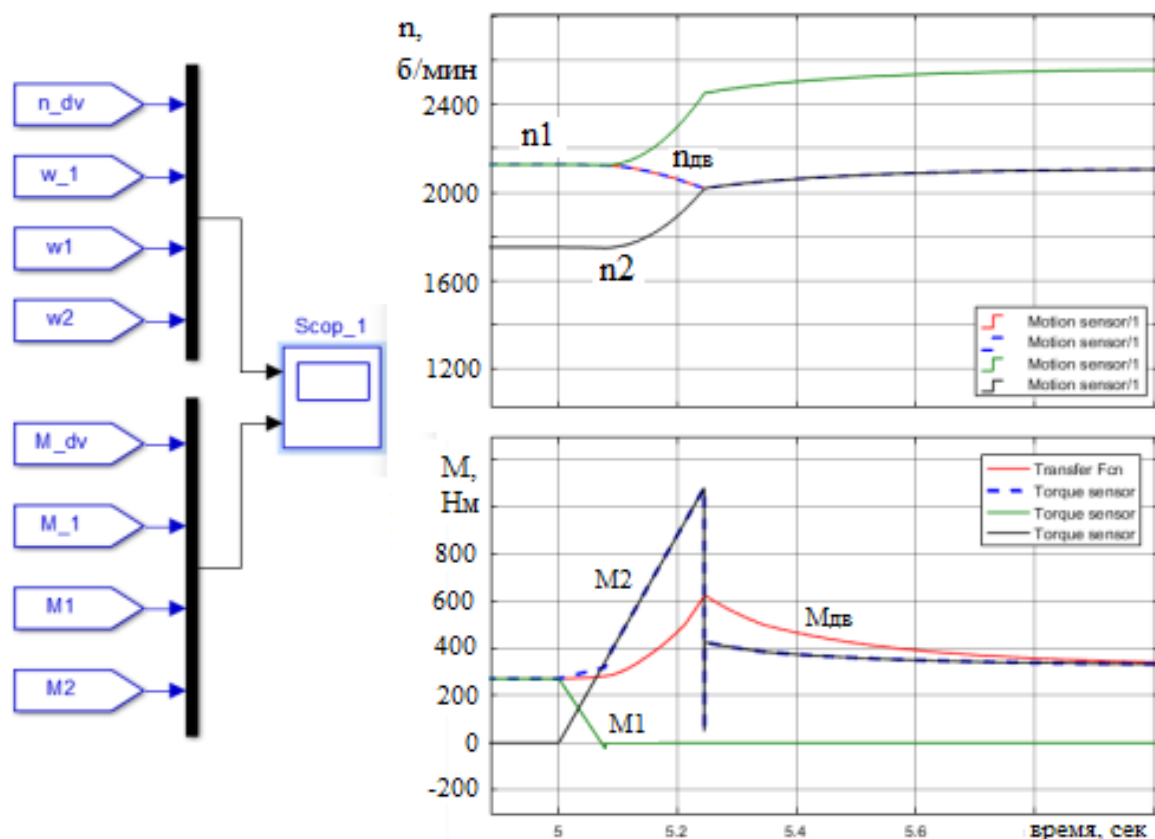


Рисунок 5 – Расчетные кривые изменения частоты вращения и крутящего момента на входном валу при переключении с 1-й на 2-ю передачу (момент на выходном валу 2000 Нм)

Figure 5 – Calculated curves of changing speed and torque on the input shaft during switching from the 1<sup>st</sup> to the 2<sup>nd</sup> gear (output shaft torque is 2000 Нм)



Процесс переключения передачи заканчивается, когда приведенный момент трения муфты F2 достигает значения, равного приведенному моменту сопротивления на входе. К концу данного этапа муфта F2 развивает момент, достаточный для преодоления сопротивления движению при работе второй передачи. Выключение муфты F1 не приводит к снижению скорости выходного вала, поэтому с точки зрения обеспечения безразрывности потока мощности дальнейшая совместная работа двух передач становится нецелесообразной. Излишнее перекрытие сопряжено с возникновением циркуляции мощности, увеличением буксования муфт и др. Таким образом, оптимальная длительность перекрытия равна времени увеличения момента трения муфты F2 от 0 до значения, равного приведенному моменту сопротивления.

Таким образом, оптимальное перекрытие характеризуется передачей мощности двигателя к ведомому валу двумя параллельными потоками через передачи 1 и 2, отсутствием циркуляции мощности. Качественно аналогичные процессы происходят при переключениях со 2-й на 3-ю, с 3-й на 4-ю передачу, а также с 5-й на 6-ю, с 6-й на 7-ю и с 7-й на 8-ю передачу.

Несколько иначе происходит процесс переключения с 4-й на 5-ю передачу (и с 12-й на 13-ю), где одновременно задействованы четыре фрикционные муфты (две включаются и две выключаются).

Рассматриваемая расчетная методика позволила провести моделирование процесса переключения передач с одновременной работой четырех фрикционных муфт с различными значениями времени перекрытия выключаемых и включаемых фрикционов. При этом возможно получить расчетную оценку влияния времени перекрытий муфт на параметры циркуляции мощности внутри КПП, изменения тягового момента и оборотов на выходе КПП. На основании этих данных можно определять оптимальные параметры алгоритма управления работой фрикционных муфт (время включения/выключения соответствующей муфты при переключениях передач в КПП).

Процесс переключения с 4-й на 5-ю передачу при длительности перекрытия муфт 0,3 сек происходит следующим образом.

В начале процесса весь вращающий момент двигателя передается фрикционными F4 и F6, т.е. момент двигателя  $M_{дв}$  равен вращающему моменту на фрикционе F4. Двигатель работает на регуляторной ветви характеристики. На рисунке 6 приведены графики

изменения крутящих моментов и оборотов на входном и грузовом валах КПП. На входном валу (рисунок 6, а) при переключении на 5-ю передачу, соответствующую более высокой скорости движения, фрикцион F1 включается в работу и вращающий момент  $M_1$  начинает увеличиваться, но в отрицательном направлении, поскольку частота вращения ведомых масс фрикциона  $\omega_1$  больше частоты вращения двигателя  $\omega_{дв}$  и, соответственно, ведущих масс фрикциона  $\omega_4$ .

При этом скорость  $\omega_1$  ведущих масс фрикциона F1, равная  $\omega_{дв}$ , увеличивается, а ведомых масс – снижается. Процесс переключения с обратной зеркальностью подобен ранее рассмотренному режиму переключения с первой на вторую передачу, когда частота вращения ведущих масс включаемой муфты превышает частоту вращения ведомых масс. Такая обратная зеркальность сохраняется до конца буксования фрикциона F1 и выравнивания скоростей ведущих и ведомых масс фрикциона при  $t \approx 20,18$  сек.

Отрицательный вращающий момент включаемого фрикциона F1 стремится преодолеть момент сопротивления и сорвать выключаемый фрикцион F4, преодолев его момент трения. Поэтому в начальный момент выключения фрикциона F4 момент  $M_4$  кратковременно возрастает, а затем срывается и падает до нуля.

После срыва выключаемого фрикциона F4 ( $t = 20,04$ ) идет процесс буксования ее дисков трения, заканчивающийся при  $t = 20,1$  сек. До полного выключения фрикциона F4 происходит циркуляция мощности в кинематическом контуре между фрикционами F1 и F4 (в интервале времени 20,04...20,1 сек). После выключения фрикциона F4 прекращается циркуляция мощности и ускоряется разгон ведомых масс фрикциона F1 до синхронизации частот ведущих и ведомых дисков при  $t = 20,18$  сек.

После синхронизации скоростей и окончания буксования фрикциона F1, момент трения  $M_1$  данного фрикциона резко меняет знак, увеличивая нагрузку на двигатель. При этом он превосходит момент двигателя  $M_{дв}$  (до момента времени  $t = 20,4$  сек), поэтому частота вращения входного вала  $\omega_{дв}$  (и  $\omega_1$ ) снижается и двигатель переходит на безрегуляторную ветвь характеристики.

В дальнейшем момент трения  $M_1$  фрикционной муфты F1 продолжает расти, т.к. продолжает увеличиваться момент трения во фрикционе F5. Рост моментов прекращается после синхронизации частот вращения ведущих и ведомых масс муфты F5 (при  $t = 20,4$  сек).

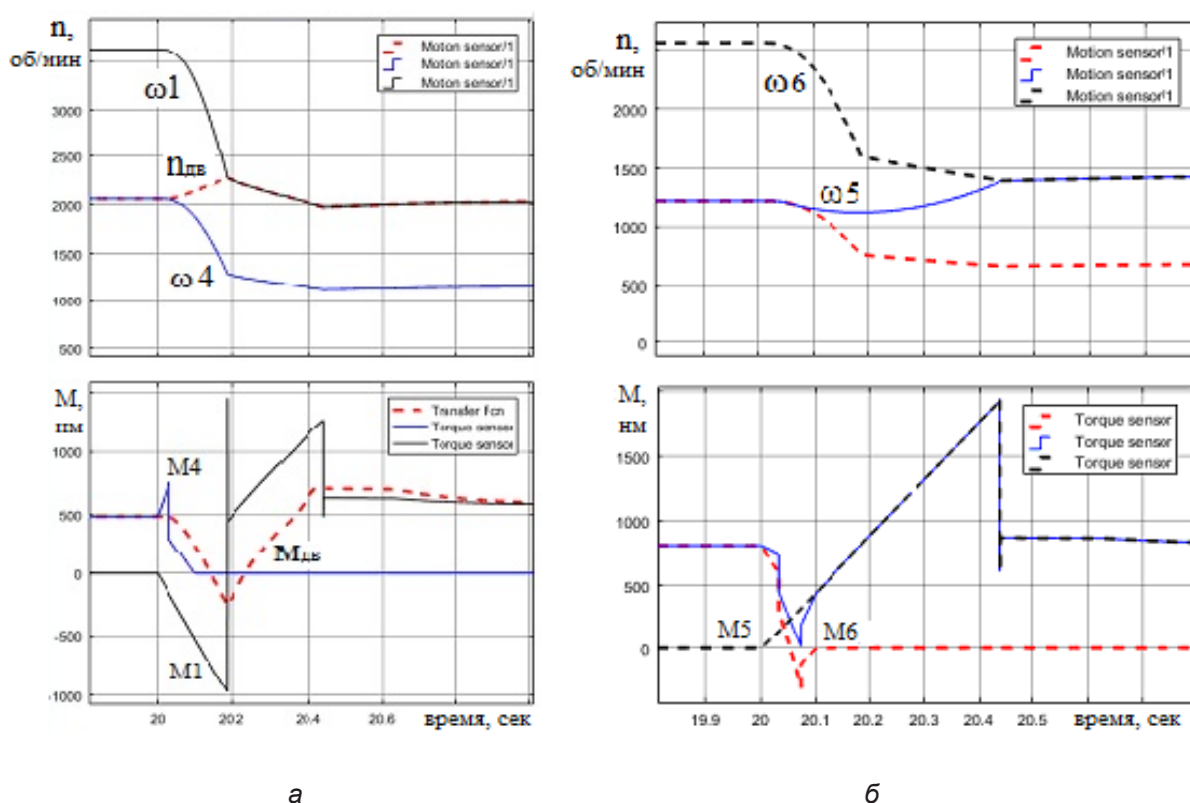


Рисунок 6 – Расчетные кривые изменения оборотов и крутящих моментов при переключении с четвертой на пятую передачу на входном валу (а) и грузовом валу (б) КПП

Figure 6 – Calculated curves of changing speed and torque during switching from the 4<sup>th</sup> to the 5<sup>th</sup> gear on the input shaft (a) and on the load shaft (б)

Крутящие моменты во фрикциях F5 и F1 при этом резко снижаются до значений, равных приведенным моментам сопротивления на соответствующих валах.

В последующем момент двигателя  $M_{дв}$ , превышая приведенный момент сопротивления, разгоняет входной вал, а после выравнивания с моментом сопротивления при  $t = 21,5$  сек, возвращается на стационарный режим работы (см. рисунок 6, а) с крутящим моментом 570 Нм при частоте вращения 2030 об/мин.

На грузовом валу до начала переключения на 5-ю передачу весь вращающий момент передается фрикционом F6 (рисунок 6, б). При включении фрикциона F5 в работу момент трения M5 резко увеличивается от нуля до 1900 Нм в положительном направлении. Вращающий момент включаемого фрикциона F5 стремится преодолеть момент сопротивления и сорвать выключаемый фрикцион F6, преодолев его момент трения.

При этом выключение фрикциона F6 сопровождается кратковременным снижением момента трения M6 в области отрицатель-

ных значений и созданием кратковременного тормозящего действия на включение фрикциона F5, поскольку такое тормозящее воздействие оказывает фрикцион F4 на входном валу. Затем момент трения M6 обращается в ноль.

После срыва выключаемого фрикциона F6 его ведущие диски начинают вращаться с меньшей частотой, чем ведомые. До полного выключения фрикциона F6 происходит циркуляция мощности в кинематическом контуре между фрикциями F6 и F5.

После полного выключения фрикциона F6 при  $t = 20,1$  сек ускоряется вращение его ведомых масс до синхронизации ведущих и ведомых дисков включаемого фрикциона F5 (при  $t = 20,44$  сек). Передача вращающего момента при этом протекает с буксованием муфты F5, заканчивающимся после синхронизации скоростей ее ведущих и ведомых частей  $\omega_5$  и  $\omega_7$ . Во время последующего периода разгона при  $t > 20,44$  муфта F5 не буксует. По окончании разгона двигатель переходит на стационарный режим.

Качественно процесс выключения фрикциона F6 и включения фрикциона F5 аналогичен процессам переключения во фрикционах с 1-й по 4-ю и с 5-й по 8-ю передачу, т.к. в этих случаях при включении соответствующей передачи ведущие массы фрикционных муфт имеют большую скорость, чем ведомые. Отличие заключается в том, что скорость ведущих масс муфты F5 определяется характером протекания процесса включения фрикциона F1, что следует из вида кривой  $\omega_5$  (см. рисунок 6, б), которая имеет характерный излом при  $t = 20,18$ , соответствующий моменту окончания буксования муфты F1. При этом процесс буксования фрикциона F5 имеет большую продолжительность, чем фрикциона F1.

Снижение частоты вращения ведомого вала с 1200 до 1100 об/мин в период с 20,05 до 20,2 сек связано с тем, что в этот период момент трения муфты F5 меньше приведенного момента сопротивления на грузовом валу, что приводит к кратковременному снижению мощности на выходном валу.

При дальнейшем росте момента M5 частота вращения ведомого вала  $\omega_5$  возрастает.

Длительность перекрытий в работе выключаемых и включаемых фрикционных муфт оказывает существенное влияние на процесс переключения передач. На рисунке 7 приведены графики изменений крутящего момента и оборотов двигателя при различных значениях перекрытий фрикционных муфт.

Здесь видно, что при перекрытии 0,1 сек отрицательный момент трения фрикционной муфты F1 приводит к снижению момента двигателя Mдв вплоть до кратковременного перехода в отрицательную зону с увеличением оборотов двигателя пдв с 2050 до 2260 об/мин (режим торможения двигателем). Процесс переключения при этом сопровождается повышенной динамикой.

Увеличение перекрытия более 0,3 сек в период включения и выключения муфт F6 и F5 приводит к увеличению буксования фрикциона F6, циркуляции мощности в узле F5, F6 в период с 19,95 до 20,1 сек, снижению разгрузки двигателя и практически устранению падения оборотов выходного вала АКПП.

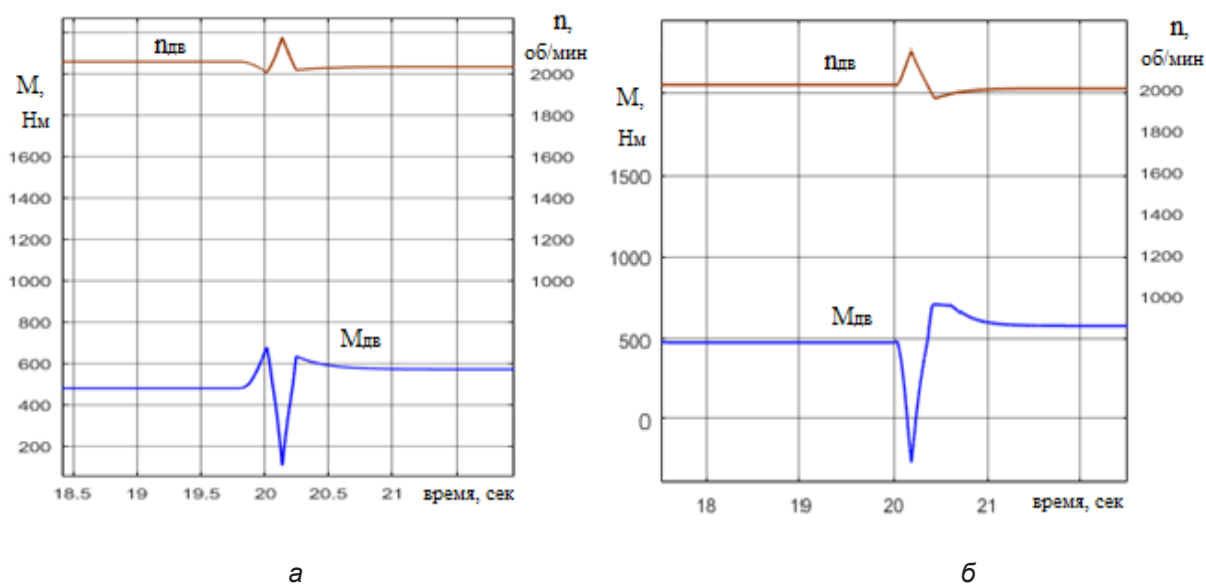


Рисунок 7 – Расчетные кривые изменения крутящего момента и оборотов двигателя при переключении с 4-й на 5-ю передачу с перекрытием: 0,3 сек (а) и 0,1 сек (б)

Figure 7 – Calculated curves of changing engine torque and engine speed during switching from the 4<sup>th</sup> to the 5<sup>th</sup> gear with the 0,3 sec (a) and 0,1 sec (b) overlap

## ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработанная методика расчета динамических характеристик КПП позволяет моделировать рабочие процессы при переключении на высшую и низшую передачу. При этом учитываются как параметры конструкции КПП (моменты инерции деталей, передаточные числа зубчатых передач, число дисков трения фрикционных муфт, коэффициенты трения покоя и скольжения), так и параметры управляющих воздействий (момент сопротивления, момент двигателя, подача топлива, темп включения фрикционных муфт, интервалы перекрытия включаемых и выключаемых муфт).

2. Применительно к рассмотренной КПП при темпе включения-выключения фрикционных муфт 0,5 сек, оптимальное значение перекрытия на передачах с 1-й по 4-ю и с 5-й по 8-ю (переключение с помощью двух фрикционных муфт) составляет 0,1–0,15 сек при номинальной мощности. Увеличение перекрытия более 0,2 сек при номинальной передаваемой мощности приводит к увеличению продолжительности буксования обеих муфт и росту циркулирующей мощности в контурах переключаемых передач. Уменьшение значения перекрытия менее 0,1 сек приводит к возникновению провалов мощности на выходном валу коробки при переключениях передач.

3. При сохранении рациональных параметров перекрытия муфт F1-F4 рациональное перекрытие муфт F6-F5, при переключении с 4-й на 5-ю ступени коробки передач, составляет 0,25–0,3 сек при номинальной передаваемой мощности (переключение с помощью четырех фрикционных муфт). Уменьшение перекрытия муфт F6-F5 меньше 0,25 сек способствует появлению и увеличению провалов мощности и скачков оборотов двигателя при переключениях с 4-й на 5-ю передачу. Увеличение перекрытия муфт F6-F5 свыше 0,3 сек способствует увеличению избыточных (паразитных) моментов на грузовом валу, циркуляции мощности в этом контуре и дополнительному нагружению входного вала и двигателя.

4. Процесс включения понижающей передачи с помощью двух фрикционных муфт, при перекрытии муфт F1...F4 равным 0,1–0,15 сек, сопровождается кратковременным незначительным провалом мощности на выходном валу и скачком оборотов двигателя при номинальной передаваемой мощности.

5. Процесс включения понижающей передачи с помощью четырех фрикционных муфт, при перекрытии 0,25–0,3 сек муфт F5...F6, сопровождается незначительным кратковре-

менным снижением мощности и увеличением оборотов двигателя. С уменьшением нагрузки на выходном валу снижение мощности и увеличение оборотов двигателя в процессе переключения увеличивается.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Kuwahara S., Kubonoya H., Mizuno H., Kaigawa M., and Kono K., Toyota's New Integrated Drive Power Control System // SAE Paper. 2007. No. 2007-01-1306, SAE International, Warrendale, PA.
2. Bai Shushan, Brennan D., Dusenberry D., Tao X., and Zhen Zhang, Integrated Powertrain Control // SAE Paper. 2010. No. 2010-01-0368, SAE International, Warrendale, PA.
3. Kim D., Peng H., Bai S., and Maguire J. Control of Integrated Power train With Electronic Throttle and Automatic Transmission // IEEE Transactions on Control System Technology. May 2007. Vol. 15, Issue 3. Pp. 474–482.
4. Kondo M., Hasegawa Y., Takanami Y., Arai K., Tanaka M., Kinoshita M., Toyota A80E 8-speed Automatic transmission with Novel Power train Control System // SAE Paper. 2007. No. 2007-01-1311, Detroit.
5. Wheals J., Turner C., Ramsay K., O'Neil A., Bennett J., Double Clutch Transmission (DCT) Using Multiplex Linear Actuator Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost // SAE Paper. 2007. No. 2007-01-1096, SAE International, Warrendale.
6. Tsutsui H., Takayuki H., Suzuki A. Makoto H., and Koichi Kojima, Electro-hydraulic control system for Aisin AW new 6-speed automatic transmission // SAE Paper. 2004. No. 2004-01-1638, SAE International, Warrendale, PA.
7. Baran J., Hendrickson J., Solt M. General Motors New Hydra-Matic RWD Automatic Transmission Family. // SAE Paper. 2006. No. 2006-01-0846, SAE International, Warrendale, PA.
8. Lozin A.V., etc., Closed-loop control system for tracked vehicle steering // St. Petersburg State Polytechnical University Journal, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University. 2014. Vol. 3 (202). Pp. 201–208.
9. Magi M. Classical Planetary Gear Train Problems Treated by Novel Powerful Analytical Methods // Proceedings of FISITA 2006. F2006P256.
10. Dobretsov R., Porshnev G., Uvakina D. Performance improvement of arctic tracked vehicles // International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018) electronic edition. MATEC Web of Conferences, 2018. 171 p.
11. Добрецов Р.Ю., Григорьев И.В., Газизов А.М. Пути улучшения управляемости лесных и транспортных гусеничных машин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2017. № 3. С. 97–106.
12. Демидов Н.Н. [и др.]. Фрикционные механизмы поворота в двухпоточных трансмиссиях транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2019. № 1. С. 60–69.



13. Bukashkin A., Galyshev Yu., Dobretsov R., Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox // *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 206. Pp. 1728–1734. Doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.705.
  14. Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю., Галышев Ю.В. Трансмиссия перспективного колесного трактора с автоматизированной коробкой передач // *Современное машиностроение: Наука и образование*. 2017. № 6. С. 741–753.
  15. Salgado D., Castillo M., Selection and Design of Planetary Gear Trains Based on Power Flow Maps // *Journal of Mechanical Design*. 2005. vol. 127. no. 1. Pp. 120–134.
  16. Lozin A., Dobretsov R., Medvedev M., Hyperbolic Steering for Tracked Vehicles // *Proc. the 4<sup>th</sup> International Conference on Industrial Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. Pp. 2367–2374. DOI.org/10.1007/978-3-319-95630-5\_255.
  17. Didikov R., et., Power Distribution Control in Perspective Wheeled Tractor Transmission // *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 206. Pp. 1735–1740. DOI.org/10.15866/ireme.v12i9.15646.
  18. Porshnev G., Dobretsov R., et., Performance improvement of Arctic tracked vehicles // *MATEC Web Conf. International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering*. 2018. Vol. 245. DOI.org/10.1051/mateconf/201824517001.
  19. Deur J., Asgari J., Hrovat D. Modeling and analysis of automatic transmission engagement dynamics – Linear case // *ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*. 2006. Vol. 128. Pp. 263–277.
  20. Hoodorozhkov S., Krasilnikov A., Zakhlebayev E., Digital simulation of physical processes in vehicles engine power units // *RRTSS – International conference on research paradigms transformation in social sciences*. 2018.
  21. Didikov R., Dobretsov R., Galyshev Yu. Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox: Management of the Power Distribution Mechanism // *International Review of Mechanical Engineering*. 2018. Vol 12. Pp. 790–796, 2018. DOI.org/10.15866/ireme.v12i9.15646.
  22. Didikov R., etc., Power Distribution Control in the Transmission of the Perspective Wheeled Tractor with Automated Gearbox // *Advances in Intelligent Systems and Computing International Scientific Conference EMMFT*. Springer International Publishing AG. 2018. Vol. 692. Pp. 192–200.
- ## REFERENCES
1. Kuwahara S., Kubonoya H., Mizuno H., Kaigawa M., and Kono K., Toyota's New Integrated Drive Power Control System. *SAE Paper*. 2007; 2007-01-1306, SAE International, Warrendale, PA.
  2. Bai Shushan, Brennan D., Dusenberry D., Tao X., and Zhen Zhang, Integrated Powertrain Control. *SAE Paper*. 2010; 2010-01-0368, SAE International, Warrendale, PA.
  3. Kim D., Peng H., Bai S., and Maguire J. Control of Integrated Power train With Electronic Throttle and Automatic Transmission. *IEEE Transactions on Control System Technology*. May 2007; Vol. 15, Issue 3: 474–482.
  4. Kondo M., Hasegawa Y., Takanami Y., Arai K., Tanaka M., Kinoshita M., Toyota A80E 8-speed Automatic transmission with Novel Power train Control System. *SAE Paper*. 2007; 2007-01-1311, Detroit.
  5. Wheals J., Turner C., Ramsay K., O'Neil A., Bennett J., Double Clutch Transmission (DCT) Using Multiplex Linear Actuator Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost. *SAE Paper*. 2007; 2007-01-1096, SAE International, Warrendale.
  6. Tsutsui H., Takayuki H., Suzuki A. Makoto H., and Koichi Kojima, Electro-hydraulic control system for Aisin AW new 6-speed automatic transmission. *SAE Paper*. 2004; 2004-01-1638, SAE International, Warrendale, PA.
  7. Baran J., Hendrickson J., Solt M. General Motors New Hydra-Matic RWD Automatic Transmission Family. *SAE Paper*. 2006; 2006-01-0846, SAE International, Warrendale, PA.
  8. Lozin A.V., etc., Closed-loop control system for tracked vehicle steering. *St. Petersburg State Polytechnical University Journal, St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University*. 2014; 3 (202): 201–208.
  9. Magi M. Classical Planetary Gear Train Problems Treated by Novel Powerful Analytical Methods. *Proceedings of FISITA*. 2006. F2006P256.
  10. Dobretsov R., Porshnev G., Uvakina D. Performance improvement of arctic tracked vehicles. *International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018) electronic edition. MATEC Web of Conferences*. 2018: 171.
  11. Dobrecov R.Ju., Grigor'ev I.V., Gazizov A.M., Puti uluchsheniya upravlyaemosti lesnyh i transportnyh gusenichnyh mashin [Ways to improve the controllability of forest and transport tracked vehicles]. *Vestnik Bashkirskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2017; 3: 97-106 (in Russian).
  12. Demidov N.N [i dr.], Friktionnye mehanizmy povorota v dvuhpotochnykh transmissijah transportnyh gusenichnyh mashin [Frictional steering mechanisms in dual-stream transmissions of tracked vehicles]. *Traktory i sel'skhozajstvennyye mashiny*. 2019; 1: 60–69 (in Russian).
  13. Bukashkin A., Galyshev Yu., Dobretsov R., Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox. *Procedia Engineering*. 2017; 206: 1728-1734. doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.705.
  14. Didikov R.A., Dobrecov R.Ju., Galyshev Ju.V., Transmissiya perspektivnogo kolesnogo traktora s avtomatizirovannoj korobkoj peredach [Transmission of wheeled tractor with an automated transmission]. *Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie*. 2017; 6: 741–753 (in Russian).
  15. Salgado D., Castillo M., Selection and Design of Planetary Gear Trains Based on Power Flow Maps. *Journal of Mechanical Design*. 2005; 127. no. 1: 120–134.
  16. Lozin A., Dobretsov R., Medvedev M., Hyperbolic Steering for Tracked Vehicles. *Proc. the 4<sup>th</sup> International Conference on Industrial Engineering, Lecture*



*Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019: 2367-2374. DOI.org/10.1007/978-3-319-95630-5\_255.

17. Didikov R., ect., Power Distribution Control in Perspective Wheeled Tractor Transmission. *Procedia Engineering*. 2017; 206: 1735–1740. DOI.org/10.15866/ireme.v12i9.15646.

18. Porshnev G., Dobretsov R., ect, Performance improvement of Arctic tracked vehicles. *MATEC Web Conf. International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering*. 2018; 245. DOI.org/10.1051/mateconf/201824517001.

19. Deur J., Asgari J., Hrovat D. Modeling and analysis of automatic transmission engagement dynamics – Linear case. *ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*. 2006; 128: 263–277.

20. Hoodorozhkov S., Krasilnikov A., Zakhlebayev E., Digital simulation of physical processes in vehicles engine power units. *RRTSS – International conference on research paradigms transformation in social sciences*. 2018.

21. Didikov R., Dobretsov R., Galyshev Yu. Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox: Management of the Power Distribution Mechanism. *International Review of Mechanical Engineering*. 2018; 12: 790-796, 2018. DOI.org/10.15866/ireme.v12i9.15646.

22. Didikov R., etc., Power Distribution Control in the Transmission of the Perspective Wheeled Tractor with Automated Gearbox. *Advances in Intelligent Systems and Computing International Scientific Conference EMMFT*. Springer International Publishing AG. 2018; 692: 192–200.

## ВКЛАД СОАВТОРОВ

Демидов Николай Николаевич – Участвовал в разработке математической модели КПП, анализе полученных результатов, выполнял обзор литературных источников.

Красильников Андрей Александрович – Участвовал в разработке математической модели, выполнении расчетов, анализе полученных результатов.

Худорожков Сергей Иванович – Организовывал работу авторского коллектива, разрабатывал математическую модель КПП, участвовал в выполнении расчетов, анализе полученных результатов.

## AUTHOR'S CONTRIBUTION

Nikolay N. Demidov – participation in the development of the mathematical model; review of theoretical material and sources; results' analysis.

Andrey A. Krasilnikov – participation in the development of the mathematical model; computer calculations and analysis of the results.

Sergey I. Hoodorozhkov – organization of the author's research process; study of the theoretical material; creation of the mathematical model; computer calculations and analysis of the results.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Демидов Николай Николаевич – канд. техн. наук, доц. Высшей школы транспорта ФГАОУ ВО СПбПУ, ORCID 0000-0002-4055-4935 (195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: ndemidov51@mail.ru).

Красильников Андрей Александрович – канд. техн. наук, доц. Высшей школы транспорта ФГАОУ ВО СПбПУ, ORCID 0000-0002-8680-3175 (195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: a\_kr36@mail.ru\*).

Худорожков Сергей Иванович – д-р техн. наук, проф. Высшей школы транспорта ФГАОУ ВО СПбПУ, ORCID 0000-0002-5646-2998 (195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: xcu55@mail.ru).

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Demidov Nikolay Nikolaevich – Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor of the Higher School of Transport, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, ORCID 0000-0002-4055-4935 (195251, St. Petersburg, 29, Politechnicheskaya St., e-mail: ndemidov51@mail.ru).

Krasilnikov Andrey Alexandrovich – Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor of the Higher school of Transport, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, ORCID 0000-0002-8680-3175 (195251, St. Petersburg, 29, Politechnicheskaya St., e-mail: a\_kr36@mail.ru\*).

Hoodorozhkov Sergey Ivanovich – Dr. of Sci. (Engineering), Professor of the Higher School of Transport, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, ORCID 0000-0002-5646-2998 (195251, St. Petersburg, 29, Politechnicheskaya St., e-mail: xcu55@mail.ru).