

## Транспорт

УДК 681.51.01:629.114.2:51

DOI: 10.30987/1999-8775-2020-12-58-66

С.Н. Хорошилов, С.В. Кондаков, О.О. Павловская

### МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ И ПРИВОДОМ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С БОРТОВЫМИ КОРОБКАМИ ПЕРЕДАЧ

Исследован привод переключения, состоящий из электродвигателя, планетарного редуктора, кривошипно-шатунного механизма, золотника гидросилителя, который в итоге подает давление на исполнительные гидроцилиндры включения соответствующей передачи в бортовых коробках. Поворот данной гусеничной машины осуществляется штурвалом, при этом уменьшается номер передачи

на отстающем борту. Привод механизма поворота аналогичен приводу переключения передач. Научная новизна исследования заключается в математической модели привода переключения передач и привода механизма поворота.

**Ключевые слова:** привод, коробка передач, схема, механизм, редуктор, математическая модель, гидрораспределитель.

S.N. Khoroshilov, S.V. Kondakov, O.O. Pavlovskaya

### MODELING OF CONTROL OF SPEED CONTROL DRIVE AND SLEW MECHANISM DRIVE OF HIGH-SPEED CATERPILLAR VEHICLE WITH BORDER GEARBOX

The relevance of the topic of investigation is connected with the current trends in gearbox automation and request to lighten slew control of caterpillar vehicles. The purpose set can't be achieved only in a physical modeling of a drive: the problem is too multi-version and a physical modeling does not guarantee an optimum solution.

The scientific novelty of the investigation consists in the authors' creation of simulator of gearbox drive and slew mechanism drive consisting of an electric motor, a planetary reducer, a crank mechanism, a hydraulic distributor and hydro-cylinder.

As a consequence, there is realized a parametric investigation possibility of drive numerous parameter impact upon its performance characteristics. By means of the mathematical modeling the drive parameters

ensuring the fulfillment of the requirements specification are substantiated.

In the second part of the paper there are shown modeling results of caterpillar vehicle acceleration in a low and the fourth gears and a slew at a speed of 5 m/sec. The result comparison of mathematical modeling and experimental investigations is carried out. The data of experiments, in which took part the authors of the paper, confirm completely the adequacy of the simulator developed. In such a way, the simulator of caterpillar vehicle motion is supplemented with the reliable model of a gearbox drive and a slew mechanism drive in machinery with the border gearboxes. The paper material is used in the design of a similar drive of a new machine.

**Key words:** drive, gearbox, diagram, mechanism, reducer, simulator, hydraulic distributor.

#### Введение

Внедрение новых измерительных, вычислительных и исполнительных устройств трансмиссии транспортных средств позволило существенно снизить утомляемость водителя, повысило скорость движения и безопасность. Автоматические системы поддержания различных

режимов движения потребовали разработки алгоритмов управления двигателем и трансмиссией [1–5]. Эти тенденции всецело коснулись и быстроходных гусеничных машин (БГМ) с бортовыми коробками передач (БКП) управления процессами переключения передач и поворотом БГМ.

### Функциональная схема привода переключения передач

Качество работы автоматической системы управления переключением передач в ботовых коробках обусловлено качеством переходных процессов включения тягового электродвигателя (ЭД) мощностью 500 Вт и гидропривода тормозов и фрикционов коробки передач с давлением до 20 атм. Для отработки алгоритмов управления приводом переключения передач составлена схема замещения электропривода и математическая модель гидропривода.

На рис. 1 приведена функциональная схема привода переключения передач, где ЭД – электродвигатель, ПР – планетарный редуктор; КШМ – кривошипно-шатунный

механизм; З – золотник; Н – насосная станция; ГЦ – гидроцилиндр (бустер) фрикциона (или тормоза) одной из передач в БКП, ДПР – датчик положения выходного рычага,  $U_{вх}$  – заданное положительное стабилизированное напряжение, В;  $\varepsilon$  – разница стабилизированного напряжения, заданного блоком управления движением, и напряжения от датчика положения выходного рычага,  $\omega_1, \omega_2$  – частоты вращения вала ЭД и выходного вала ПР, р/с;  $h$  – перемещение выходного рычага КШМ=рычага привода золотника, мм;  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $P$  – давление в ГЦ, Па;  $\Delta L$  – перемещение нажимного диска ГЦ, мм.

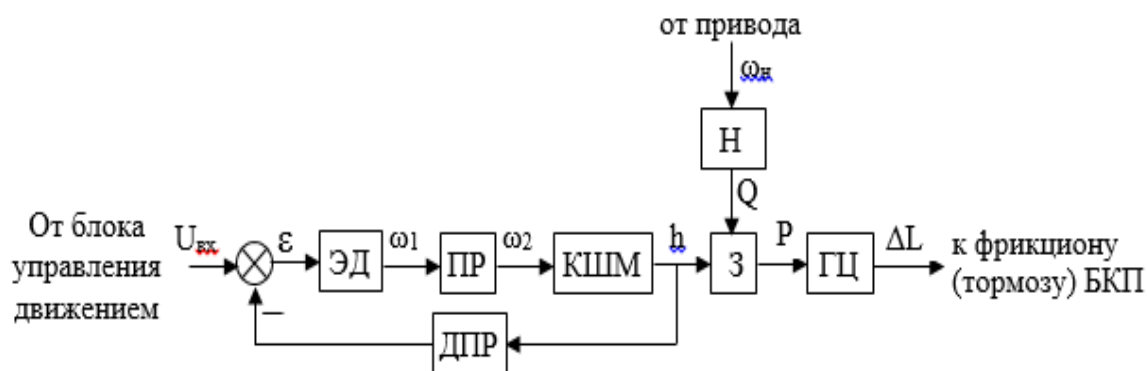


Рис. 1. Функциональная схема привода переключения передач в БКП

Датчик положения выходного рычага выдает сигнал в виде положительного напряжения. Этот сигнал инвертируется и поступает на один из входов сумматора. На другой вход сумматора поступает заданное положительное стабилизированное напряжение (уставка), соответствующее требуемому положению рычага (это не бортовая сеть, а стабильное определенное значение).

После суммирования напряжений на выходе сумматора образуется сигнал ошибки. При этом, если на выходе сумматора напряжение близко к нулю (отличается от нуля на небольшую величину, называемую зоной нечувствительности, то механизм пришел в нужную точку с заданной точностью. Если напряжение отличается от нуля в ту или другую сторону, то включается электродвигатель и привод отрабо-

тывает в сторону уменьшения ошибки. Естественно скорость электродвигателя зависит от величины ошибки, и при приближении к требуемому положению уменьшается с учетом обеспечения торможения в нужном положении.

Уставок (заданных положений рычага) может быть несколько, они могут подключаться ко входу сумматора через мультиплексор и сменять друг друга по команде от блока управления движением. При этом привод будет обрабатывать разные положения с заданной точностью.

**Математическая модель** привода переключения передач, соответствующая функциональной схеме на рис. 1, состоит из дифференциального уравнения для скорости вращения вала ЭД и жестко связанных с ним масс (тяг) и нескольких линейных уравнений связи электрических пара-

метров аккумуляторной батареи (АКБ) и ЭД (1), уравнений связи (2–6) и дифференциального уравнения для давления (7):

$$J_1 \frac{d\omega_{\text{ЭД}}}{dt} = M_{\text{ЭД}} - \frac{M_c}{i_{\text{ПР}}}, \quad (1)$$

где  $\omega_{\text{ЭД}}$  – угловая скорость вращения вала ЭД;  $J_1$  – суммарный момент инерции ЭД и тяг;  $M_c$  и  $M_{\text{ЭД}}$  – момент сопротивления перемещению и крутящий момент на валу ЭД,  $i_{\text{ПР}}$  – передаточное число ПР.

$$M_{\text{ЭД}} = \sqrt{3}k_{01}p\omega_1\Phi_{\text{ЭД}} \frac{U_{\text{ЭД}}}{2r_{\text{я}}} = C\Phi_{\text{ЭД}}I_{\text{ЭД}}, \quad (3)$$

где  $M_{\text{ЭД}}$  – момент на валу ЭД;  $C = \sqrt{3}k_{01}p\omega_1$  – постоянная для данной машины величина;  $\Phi_{\text{ЭД}}$  – магнитный поток, Вб;  $I_{\text{ЭД}}$  – сила тока;  $k_{01}$  – коэффициент фазы;  $p$  – число пар полюсов ротора;  $\omega_1$  – число витков одной фазы;

$$E_{\text{ЭД}} = \sqrt{3}k_{01}p\omega_1\Phi_{\text{ЭД}}\omega_{\text{ЭД}} = C\Phi_{\text{ЭД}}\omega_{\text{ЭД}}. \quad (4)$$

Угол поворота выходного вала планетарного редуктора  $\alpha$  определяется по формуле:

$$\alpha = \alpha_0 + \int \frac{\omega_{\text{ЭД}}}{i_{\text{ПР}}} dt, \quad (5)$$

где  $\alpha_0 = 0$  – начальное значение угла, рад.

Перемещение рычага управления золотником гидрораспределителя

$$h = \alpha l, \quad (6)$$

где  $l$  – плечо рычага, мм.

Перемещение  $h$  золотника гидрораспределителя открывает путь потоку рабочей жидкости в бустер включения фрикциона или тормоза в БКП. Давление в бустере нарастает интегрально, вплоть до максимального значения, по формуле

$$\frac{dP}{dt} + \frac{P}{T_M} = (Q_p - Q_b - Q_{kl}) \frac{E}{V}, \quad (7)$$

где  $P$  – давление в бустере, Па;  $T_M$  – постоянная времени гидрораспределителя, с;

Управление потоком электрической мощности осуществляется изменением коэффициента трансформации ПР, представляющего собой отношение напряжения  $U_{\text{ЭД}}$  на клеммах ЭД к напряжению  $U_{\text{АКБ}}$  на клеммах:  $i_{\text{ПР}} = U_{\text{ЭД}}/U_{\text{АКБ}}$ .

При моделировании для ЭД использовали следующие уравнения связей [6–9]:

$$U_{\text{ЭД}} = E_{\text{ЭД}} - r_{\text{я}}I_{\text{ЭД}}, \quad (2)$$

где  $r_{\text{ЭД}}$  – сопротивление в обмотке последовательного возбуждения ЭД;  $E_{\text{ЭД}}$  – ЭДС ЭД;

$Q_p, Q_b, Q_{kl}$  – расходы в распределителе (пропорциональный перемещению золотника), бустере (на перемещение нажимного диска) и предохранительном клапане, м<sup>3</sup>/с;  $E$  – модуль упругости жидкости, Па;  $V$  – объём магистрали, м<sup>3</sup>.

Моделирование проведено в среде программирования *Altair Embed*.

**Результаты моделирования** приведены на графиках рис. 2–7. На рис. 2 – частота вращения выходного вала привода при условии, что передаточное число ПР равно 240. В предварительных расчетах передаточное число редуктора было задано 200, и поэтому установившееся значение скорости выходного вала было 3,1 рад/с. Тем не менее, за 100 мс привод поворачивается на 0,206 рад.

Ток на стоп-режиме в данной расчете ограничен 28 А, что соответствует 2,1 Нм по механической характеристике ЭД. Падение скорости при отключении питания происходит гораздо быстрее, чем нарастание при разгоне.

На рис. 4 представлены графики разгона ротора ЭД под нагрузкой и без нее. Сама нагрузка, приведенная к ротору ЭД, приведена на рис. 5. Видно, что нагрузка несущественно влияет на частоту вращения ротора ЭД и почти не заметна по ЭДС: графики ЭДС под нагрузкой и без нагрузки совпадают.

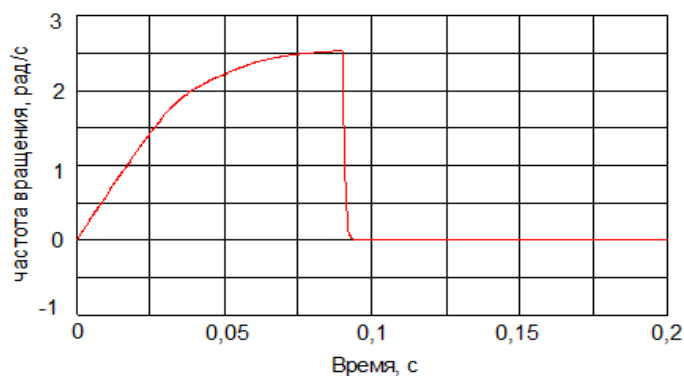


Рис. 2. Частота вращения выходного вала привода (выходного вала планетарного редуктора)

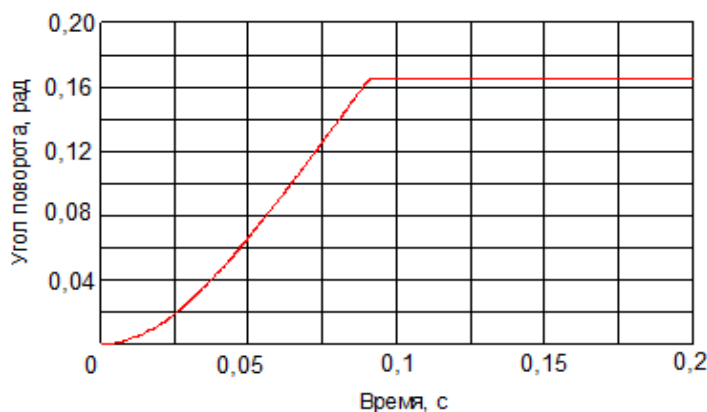


Рис. 3. Угол поворота выходного вала привода переключения передач

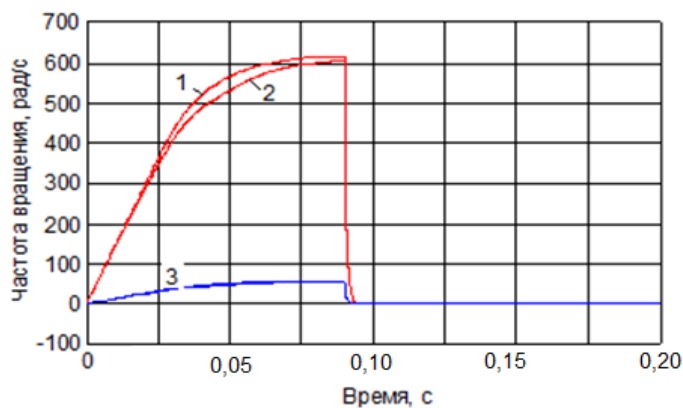


Рис. 4. Частота вращения ротора ЭД:  
1 – без нагрузки, 2 – при нагрузке, 3 – ЭДС ЭД, В

На выходном валу внешняя нагрузка (с учетом передаточного числа 200 или 240 и КПД привода 0,7, а также плеча в 0,09 м) составляет 100 Нм.

Энергия для работы ЭД обеспечивается либо генератором, либо АКБ. За время переключения одной передачи ЭД потратил 60 Дж энергии из АКБ или бортовой сети. Что соответствует мощности разряда, и соответственно мощности ЭД

$60 \text{ Дж} / 0,05 \text{ с} = 1200 \text{ Вт}$ . Это допустимая кратковременная перегрузка ЭД по мощности.

В реальной конструкции питание осуществляется из бортовой сети, но приведенные расчеты по мощности остаются справедливыми.

Перемещение рычага управления золотником гидрораспределителя показано на рис. 6.

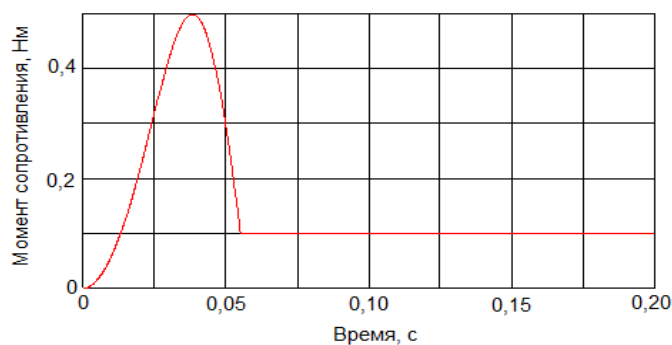


Рис. 5. Внешняя нагрузка, приведенная к ротору ЭД, Нм

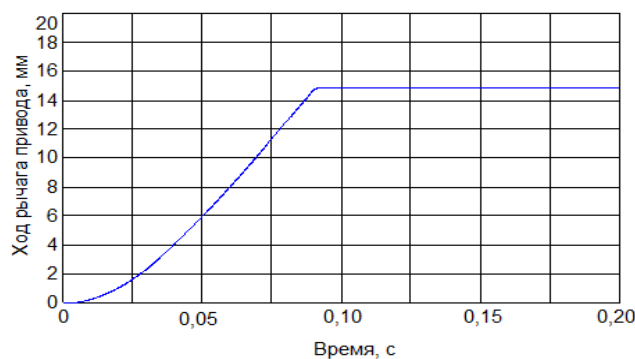


Рис. 6. Перемещение рычага привода, мм

Давление в бустере тормоза первой передачи ограничено 20 атм и нарастает пропорционально открытию золотника гидрораспределителя (рис. 7). Тенденции

нарастания давления и время достижения максимального уровня давления совпадают с результатами экспериментальных замеров [11].

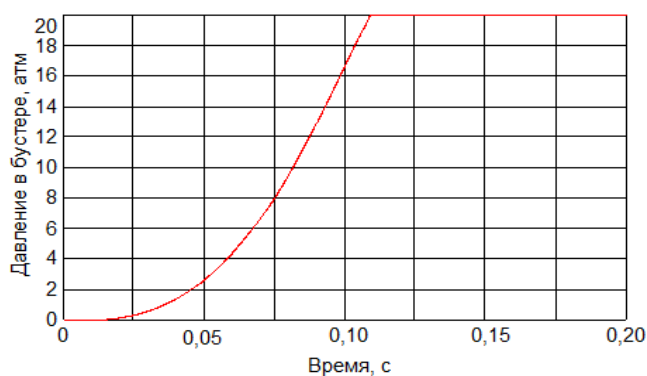


Рис. 7. Давление в бустере тормоза 1 передачи, атм

### Поворот гусеничной машины

Проведено моделирование следующего процесса: разгон с автоматическим переключением передач с 1-й по 4-ю в течение десяти секунд, потом поворот между 10 и 16 сек переключением отстающего борта на 3-ю передачу. Во всех случаях работает привод переключения передач и аналогичный привод механизма поворота, описанные в первой части статьи.

Результаты приведены на рис. 8–12. На рис. 8 показано во времени изменение

передаточных чисел в БКП правого и левого бортов гусеничной машины: сначала одновременного, с первой по четвертую передачи, потом на правом борту включается третья передача и машина поворачивает направо (рис. 11).

Скорость БГМ в процессе разгона и поворота показана на рис. 9, а частоты вращения ведущих колес (рис. 10).

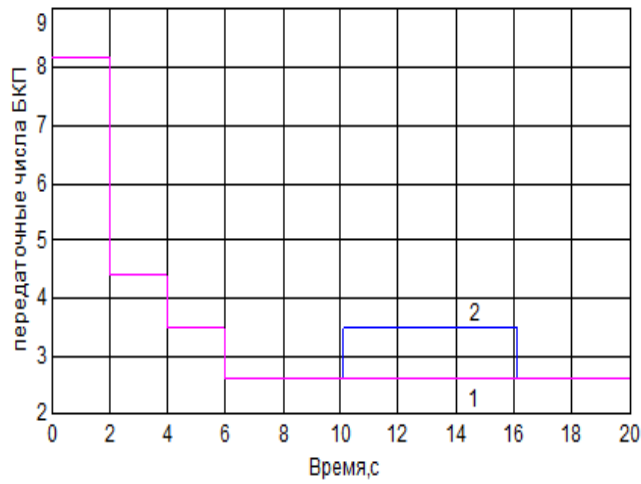


Рис. 8. Передаточные числа БКП: 1 – на забегающем (левом) борту, 2 – на отстающем (правом) борту

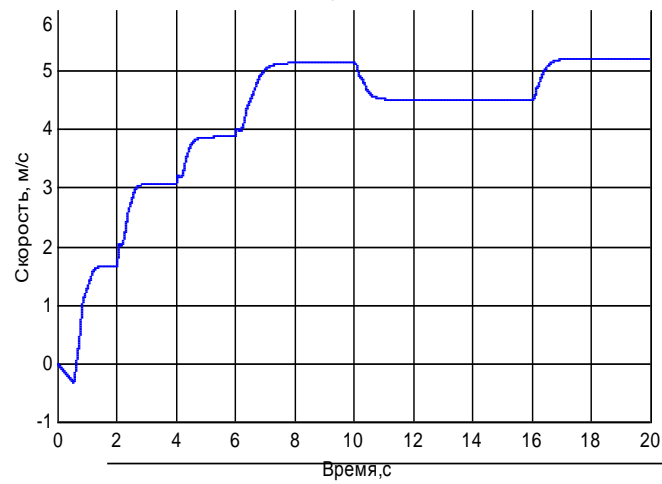


Рис. 9. Скорость БГМ при разгоне с 1 по 4 передачу, м/с

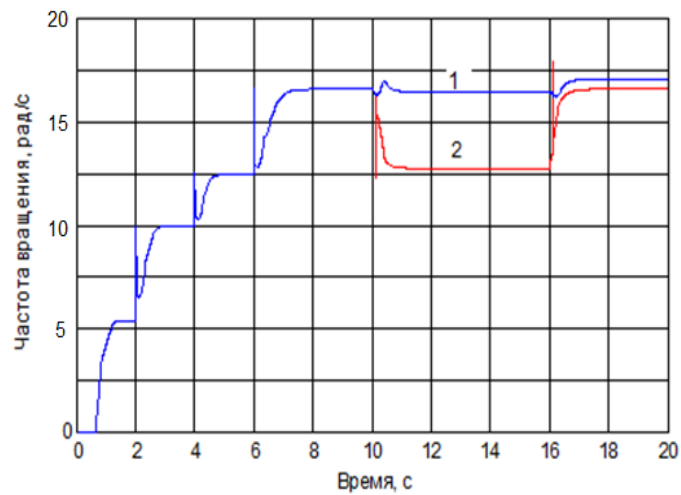


Рис. 10. Частота вращения ведущих колес:  
1 – забегающего борта, 2 – отстающего борта, рад/с

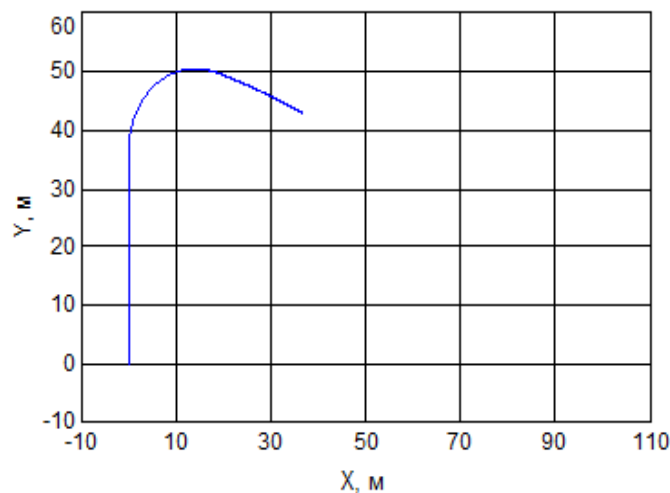


Рис.11. Траектория движения БГМ

Интерес представляет величина буксования гусениц в процессе входа в поворот и установившегося поворота: она намного больше, чем при прямолинейном движении, что связано с преодолением сопротивления повороту [10]. При входе в поворот на отстающей гусенице вместо

буксования проявляется эффект юза, который составляет больше 10%, а в установившемся повороте – 2,5%, в то время как при установившемся прямолинейном движении на четвертой передаче со скоростью 5,2 м/с буксование обеих гусениц составляло порядка 1%.

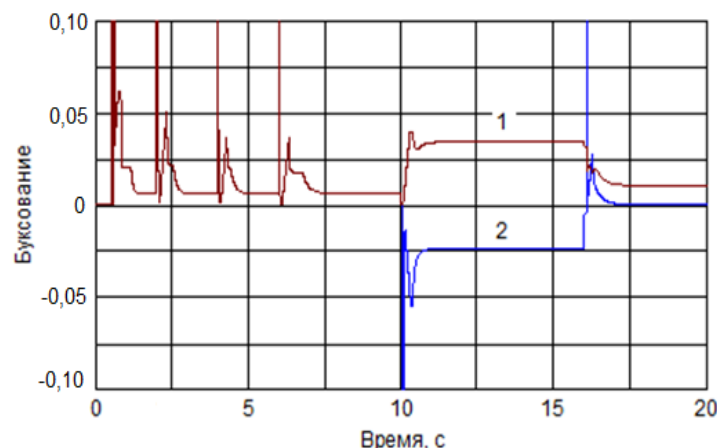


Рис. 12. Буксование гусениц: 1 – забегающего борта; 2 – отстающего борта

Проведено сравнение результатов математического моделирования с результатами ходовых испытаний [11]. Время достижения установившейся скорости вращения ведущего колеса отстающего борта при повороте на 4 передаче и полном перемещении тяги привода управления поворотом составляет 0,7 с, что соответствует данным, полученным при испытаниях объекта [11], рис. 13. На рис. 13 показан фрагмент записи частот вращения

ведущих колес между 298-й и 338-й с движения. Между 308-й и 318-й с и между 327-й и 340-й с – поворот. Время срабатывания привода – 0,71 с. Частоты вращения ведущих колес: забегающего борта 16,4 рад/с – в расчете, 160 об/мин=16,7 рад/с – в эксперименте; отстающего борта – 12,7 рад/с и 127 об/мин=13,3 рад/с соответственно, отличие в пределах 5% (рис. 10 - 13).

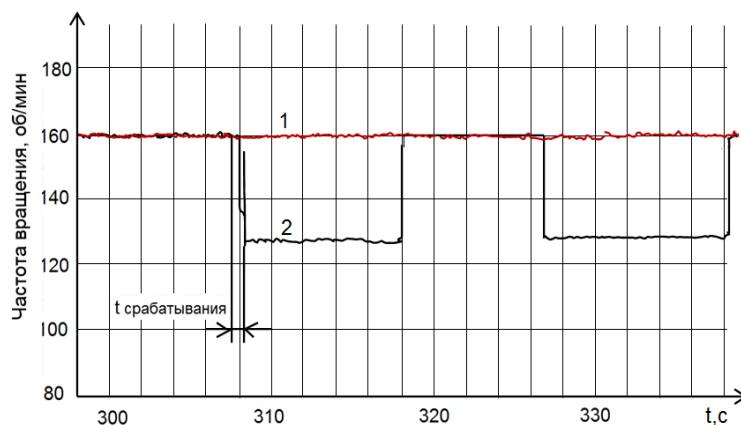


Рис. 13. Результаты проверки параметров работы трансмиссии при повороте на 4 передаче: частота вращения ведущего колеса: 1 – забегаящего борта; 2 – отстающего борта.

## Выводы

1. Разработана математическая модель электрогидравлического привода переключения передач быстроходной гусеничной машины с учетом особенностей нагружения механизма переключения в бортовых коробках передач.

2. Определены основные параметры электродвигателя, планетарного редуктора и гидрораспределителя, удовлетворяющие техническому заданию.

3. Установлено, что передаточное число планетарного редуктора в составе привода должно составлять 200...240.

4. Время переходного процесса включения электродвигателя составляет 50 мс, время остановки электропривода 20 мс, всего на переключение требуется 100 мс.

5. В момент запуска ЭД ток искусственно ограничен 28 А, крутящий момент

на стоп режиме 2,1 Нм. Крутящий момент в процессе разгона нельзя считать постоянным, он изменяется от 2,1 Нм до нуля.

6. АКБ (или бортовая сеть) расходует 60 Дж энергии на каждое переключение. Если работает бортовая сеть, то расход энергии обеспечивается генератором.

7. Смоделирован поворот на 4 передаче, инициированный полным ходом рычага привода поворота, получено время срабатывания 0,7 с.

8. Адекватность математической модели подтверждена сравнением результатов расчетов и эксперимента по частотам вращения ведущих колес (разница в 5 %) и по времени срабатывания (разница в 2 %).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Dalsj, P. Hybrid electric propulsion for military vehicles / P. Dalsj // Overview and status technology: Norwegian Defense Research Establishment (FFI), 2008. – 84 p.
2. Tjärnberg, J. Development of Control Strategies and Transmission Model for Attribute Simulations of a Diesel HEV with Split-Power CVT / J. Tjärnberg // Lulea University of Technology, 2004. – 58 p.
3. A comparative Study and Analysis of an Optimized Control Strategy for the Toyota Hybrid System. Eindhoven: Technische Universiteit, 2009. – 76 p.
4. Noben, P. A comparison study between power-split CVTs and a push-belt CVT / P. Noben // Eindhoven: 2007. – 68 p.
5. Гомберг, Б.Н. Имитационное моделирование движения быстроходной гусеничной машины с электрической трансмиссией / Б.Н. Гомберг, С.В. Кондаков, Л.С. Носенко, О.О. Павловская // Вестник ЮжноУральского государственного университета. Серия «Энергетика». – 2012. – Вып. 18. – № 37 (296). – С. 73–81.
6. Овчинников, И. Е. Вентильные электрические двигатели и приводы на их основе / И.Е. Овчинников: курс лекций. - СПб.: Корона-век, 2006. – 336 с.
7. Закладной, А. Н. Энергоэффективный электропривод с вентильными двигателями // А.Н. Закладной, О.А. Закладной. - Киев: Либра, 2012. – 190 с.



8. Чиликин, М.Г. Общий курс электропривода // М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – Изд. 6-е, дополн. и перераб. – М.: Энергоиздат. 1981. – 576 с.
9. Генератор гибридной силовой установки бульдозера / С. Г. Воронин, А. И. Согрин, Е. С. Швалёв, В. И. Кислицин // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 2. – С. 8–11.
10. Kondakov, S. V. Models of the Turn Resistance for High-Speed Caterpillar Vehicles // S. V. Kondakov, D. V. Kharlapanov, E. I. Vansovich // Russian Engineering Research. – 2016. – Vol. 36. – N. 1. – P. 1–5.
11. Проверка параметров работы трансмиссии изделия 188МС с модернизированным приводом поворота. Акт № 111 от 12.12.2011. – Челябинск, 2011.
1. Dalsj, P. Hybrid electric propulsion for military vehicles / P. Dalsj // Overview and status technology: Norwegian Defense Research Establishment (FFI), 2008. – 84 p.
2. Tjärnberg, J. Development of Control Strategies and Transmission Model for Attribute Simulations of a Diesel HEV with Split-Power CVT / J. Tjärnberg // Lulea University of Technology, 2004. – 58 p.
3. A comparative Study and Analysis of an Optimized Control Strategy for the Toyota Hybrid System. Eindhoven: Technische Universiteit, 2009. – 76 p.
4. Noben, P. A comparison study between power-split CVTs and a push-belt CVT / P. Noben // Eindhoven: 2007. – 68 p.
5. Gomberg, B.N. Simulation of motion of high-speed caterpillar vehicle with electric transmission / B.N Gomberg, S.V. Kondakov, L.S. Nosenko, O.O. Pavlovskaya // *Bulletin of South-Urals State University. Series "Energy"*. – 2012. – Issue 18. – No.37 (296). – pp. 73-81.
6. Ovchinnikov, I.E. *Valve Electro-motors and Drives on Their Basis* / I.E. Ovchinnikov: lecture course. – S-Pb.: Korona-vek, 2006. – pp. 336.
7. Zakladnoy, A.N. *Electro-effective Electro-drive with Valve Motors* // A.N. Zakladnoy, O.A. Zakladnoy. – Kiev: Libra, 2012. – pp. 190.
8. Chilikin, M.G. *General Course of Electric Drive* // M.G. Chilikin, A.S. Sandler. – the 6<sup>th</sup> edition supplemented and revised. – М.: Энергоиздат. 1981. – pp. 576.
9. Generator of bulldozer hybrid power-plant / S.G. Voronin, A.I. Sorgin, E.S. Shvalyov, V.I. Kislitsin // *Tractors and Agricultural Machinery*. – 2012. – No.2. – pp. 8-11.
10. Kondakov, S. V. Models of the Turn Resistance for High-Speed Caterpillar Vehicles // S. V. Kondakov, D. V. Kharlapanov, E. I. Vansovich // Russian Engineering Research. – 2016. – Vol. 36. – N. 1. – P. 1–5.
11. *Test of Transmission Operation Parameters of Product 188MS with Updated Slew Drive*. Act No.111 of 12.12.2011. – Chelyabinsk, 2011.

## Ссылка цитирования:

Хорошилов, С.Н. Моделирование управления приводом переключения передач и приводом механизма поворота быстроходной гусеничной машины с бортовыми коробками передач / С.Н. Хорошилов, С.В. Кондаков, О.О. Павловская // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2020. - № 12. – С. 58-66. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-12-58-66.

Статья поступила в редакцию 11.06.20.

Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета

Кобищанов В.В.,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ».

Статья принята к публикации 30.11.20.

## Сведения об авторах:

**Хорошилов Сергей Николаевич**, нач. отдела пускорегулирующей аппаратуры и автоматизации АО «НПО «Электромашина», e-mail: khsn-2221@yandex.ru.

**Кондаков Сергей Владимирович**, д.т.н., профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины»

**Khoroshilov Sergey Nikolaevich**, Chief of the Dep. "Starting and Adjusting Equipment and Automation", Stock Company "SPC "Electromachine", e-mail: khsn-2221@yandex.ru.

**Kondakov Sergey Vladimirovich**, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. "Wheeled and Caterpillar Vehicles", South-Urals State University, e-mail: tanksv@mail.ru.

Южно-Уральского государственного университета, e-mail: tanksv@mail.ru.

**Павловская Ольга Олеговна**, к.т.н., доцент кафедры «Системы автоматического управления» Южно-Уральского государственного университета, e-mail: olyapav@rambler.ru.

**Pavlovskaya Olga Olegovna**, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. "Systems of Automatic Control", South-Urals State University, e-mail: olyapav@rambler.ru.