



МАШИНОСТРОЕНИЕ

DOI 10.5862/JEST.231.16

УДК 621.85

С.И. Худорожков, Е.А. Захлебаев

МЕХАНИЧЕСКАЯ БЕССТУПЕНЧАТАЯ ИМПУЛЬСНАЯ ПЕРЕДАЧА ДЛЯ СОВРЕМЕННОЙ МАЛОГАБАРИТНОЙ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

S.I. Hoodorozhkov, E.A. Zachlebaev

THE MECHANICAL STEPLESS IMPULSE TYPE TRANSMISSION FOR ADVANCED SMALL-SIZED TRANSPORT

Рассмотрен альтернативный вариант механической бесступенчатой передачи импульсного типа применительно к современной малогабаритной транспортной технике. Предлагаемая саморегулируемая автоматическая бесступенчатая передача позволяет существенно улучшить технические характеристики современных трансмиссий, выполненных по технологии CVT, в части силового и кинематического диапазонов, а также упрощает конструкцию. Представлены результаты анализа в среде визуального программирования MATLAB – Simulink кинематики и динамики рабочих процессов в импульсной трансмиссии на примере мотовездехода, а также дана оценка эффективности ее применения. Показано, что предложенная схема механической бесступенчатой передачи импульсного типа обладает свойством саморегулирования передаточного отношения. Передача обеспечивает плавный разгон с места и равномерное движение транспортного средства. Применение межосевого дифференциала не требуется. При буксовании каждое колесо будет передавать тяговое усилие вплоть до предельного по сцеплению. При этом блокировки колес для повышения тяговых свойств не требуется. Предлагаемая конструкция значительно проще и дешевле существующих автоматических трансмиссий, обладает меньшими внутренними потерями мощности и имеет высокий потенциал применения в малогабаритной транспортной технике.

МЕХАНИЧЕСКАЯ БЕССТУПЕНЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА; ИМПУЛЬСНАЯ ТРАНСМИССИЯ; CVT; МОТОТРАНСПОРТНАЯ ТЕХНИКА; МОДЕЛИРОВАНИЕ; MATLAB; SIMSCAPE; ДИНАМИКА; РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ; ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЗГОНА.

An alternative option of mechanical stepless impulse type transmission for small-sized transport is presented in this paper. The proposed self-regulating automatic stepless transmission allows to significantly improve the technical characteristics of modern CVTs in relation to power and kinematic ranges, and also in design simplicity. In this investigation, the theoretical research results on the dynamics and the kinematics of the operating processes in impulse transmission on the example of an ATV are presented in the MATLAB – Simulink visual programming environment. An assessment of the project efficiency is also given. The results showed that the proposed scheme of mechanical stepless transmission of impulse type has the property of self-regulating the velocity ratio. The transmission provides smooth acceleration and uniform motion of the vehicle. Applying the interaxle differential is not required. At slipping each of the wheels will transmit a tractive effort up to the limit of adhesion. At the same time the wheel lock to improve traction properties is not required. The construction of the mechanical stepless transmission of impulse type is significantly simpler and cheaper than existing automatic transmissions, has smaller internal power losses and a high potential of application in small-sized vehicles.

MECHANICAL STEPLESS TRANSMISSION; IMPULSE TRANSMISSION; CVT; SMALL-SIZED TRANSPORT; SIMULATION; MATLAB; SIMSCAPE; DYNAMICS; OPERATING PROCEDURE; ACCELERATION CHARACTERISTIC.

Современная мототехника – это огромный сегмент малоразмерных транспортных средств,

который включает мотоциклы, скутеры, мопеды, мотовездеходы, снегоходы, квадроциклы, гидро-

циклы и другие виды техники хозяйственного назначения. Мототехника изготавливается известными фирмами, совершенствуется с каждым годом, поражая своим многообразием и инновационными разработками. В последние годы значительно возрос спрос на квадроциклы и мотовездеходы. Квадроциклы (английская аббревиатура ATV - All Terrain Vehicle) и мотовездеходы (UTV – Utility Task Vehicle) – транспортные средства, предназначенные для езды и перевозки грузов по бездорожью и отличающиеся высокой проходимостью, не доступной автомобилю или мотоциклу.

Высокая проходимость по пересеченной местности и маневренность такой техники обеспечиваются применением современных узлов шасси и обязательным наличием механической бесступенчатой трансмиссии типа Duramatic [1], выполненной по технологии CVT (Continuous Variable Transmission) с автоматическим управлением. Последнее включает в себя, как правило, сцепление, клиноременный (фрикционный) вариатор с электронным управлением, обеспечивающий бесступенчатую передачу момента на ведущие колеса с учетом скорости движения, оборотов двигателя и нагрузки на ведущие колеса.

Недостатки CVT на транспортных средствах известны:

узкий диапазон трансформации момента и необходимость в дополнительной двух-, трехступенчатой коробке передач;

высокий износ шин при движении в режиме блокированного полного привода (4×4) из-за циркуляции паразитной мощности между ведущими мостами;

отсутствие свойства саморегулирования передаточного отношения в зависимости от нагрузки и необходимость в электронной системе управления, которая не в полной мере удовлетворяет условиям эксплуатации;

невозможность импортозамещения бесступенчатой трансмиссии Duramatic из-за отсутствия отечественных технологий CVT и, как следствие, дороговизна и недоступность массового применения данного вида техники российскими потребителями.

Новизна работы заключается в теоретическом обосновании эффективности альтернативного варианта трансмиссии для мототранспортной техники на основе замены Duramatic [2] на

механическую бесступенчатую саморегулируемую передачу импульсного типа. Известны различные конструкции механических импульсных бесступенчатых передач [3–6]. В их основе лежит преобразование вращения ведущего вала передачи в угловые колебания промежуточных звеньев. Причем амплитуда этих колебаний изменяется или принудительно, или автоматически при изменении нагрузки на ведомом валу. Затем угловые колебания с помощью механизмов свободного хода (МСХ) преобразуются во вращение ведомого вала, частота которого получается тем больше, чем больше амплитуда колебаний.

Применение импульсных передач на транспортных средствах повышает их эффективность, а именно:

устраняет необходимость в дополнительной коробке передач за счет более широкого диапазона трансформации момента;

обеспечивает постоянный полный привод без циркуляции паразитной мощности с автоматической компенсацией кинематического несогласования;

повышает маневренность и проходимость за счет внутренней автоматичности импульсной передачи (саморегулирования передаточного отношения);

упрощает и удешевляет трансмиссию за счет отказа от импортных узлов и применения простой конструкции, реализуемой на доступном технологическом уровне.

обеспечивает максимальный КПД за счет отказа от фрикционного вариатора (CVT) и передачи крутящего момента не силами трения-скольжения, а силами трения-самоторможения (МСХ).

Для современных малогабаритных транспортных средств технически и экономически целесообразно использование простейших саморегулируемых механических бесступенчатых передач, отличающихся компактностью, простотой конструкции и дешевизной. В работах [4, 7–10] предположено, что изменение передаточного отношения импульсной бесступенчатой передачи может быть получено не только за счет изменения амплитуды колебаний ведущих частей МСХ, но и за счет изменения углов закрутки торсионных валов, соединяющих ведомые части МСХ с ведомым валом. Такое решение упрощает конструкцию импульсной передачи и позволяет скомпоновать трансмиссию в габа-

ритных размерах существующих CVT (Duramatic).

Исследование тягово-динамических характеристик транспортного средства с такой трансмиссией, а именно совместной работы двигателя, муфты сцепления и механической бесступенчатой импульсной передачи в период разгона и равномерного движения, является целью нашей работы.

В качестве примера на рис. 1 приведена кинематическая схема простейшей механической бесступенчатой импульсной передачи для полноприводного мотовездехода.

В основе передачи лежит принцип регулирования передаточного отношения при измененииях внешней нагрузки за счет автоматического изменения угла закрутки торсионных валов 6, соединяющих ведомые части МСХ 5 с выходными карданными валами 7. Передача работает следующим образом. Вращение шарнирно-рычажного механизма 4 с угловой скоростью ω , передаваемое от двигателя 1, муфты сцепления 2 и редуктора 3, вызывает угловые колебания ведущих частей МСХ 5 с постоянной амплитудой ϕ_0 . При гармонических колебаниях их угловая скорость будет равна $\omega_1 = \phi_0 \omega \sin(\omega t)$.

Если момент сопротивления на ведущих колесах 9 отсутствует, то торсионные валы 6, связанные через карданные передачи 7 и дифферен-

циалы 8 с ведущими колесами 9, не нагружены крутящим моментом.

Их углы закрутки за цикл колебаний теоретически равны нулю, а внутреннее передаточное отношение, обусловленное деформацией торсионного вала, $i_t = 1$. Если же под действием момента сопротивления угловая скорость ведущих колес 9 и карданных передач 7 становится меньше, то углы закрутки торсионных валов изменяются в течение цикла гармонических колебаний пропорционально нагрузке; в случае максимальной деформации торсионов 6 на «стоповом» режиме внутреннее передаточное отношение будет $i_t = 1$. В процессе работы чем меньше i_t , тем раньше включаются и позже выключаются МСХ 5, большие максимальные и средние углы закрутки торсионных валов 6, а также средний крутящий момент, передаваемый на ведущие колеса 9. При этом передача крутящего момента на передний и задний мосты от двигателя 1 через МСХ 5 осуществляется со смещением по фазе 180 град.

Для плавного трогания с места и разгона с заданной интенсивностью используется муфта сцепления 2. Редуктор 3 необходим для понижения оборотов двигателя с целью ограничения максимальной частоты включений МСХ. В данной схеме задний ход обеспечивается реверсивной работой МСХ [11, 12] (механизм реверса на схеме не показан).

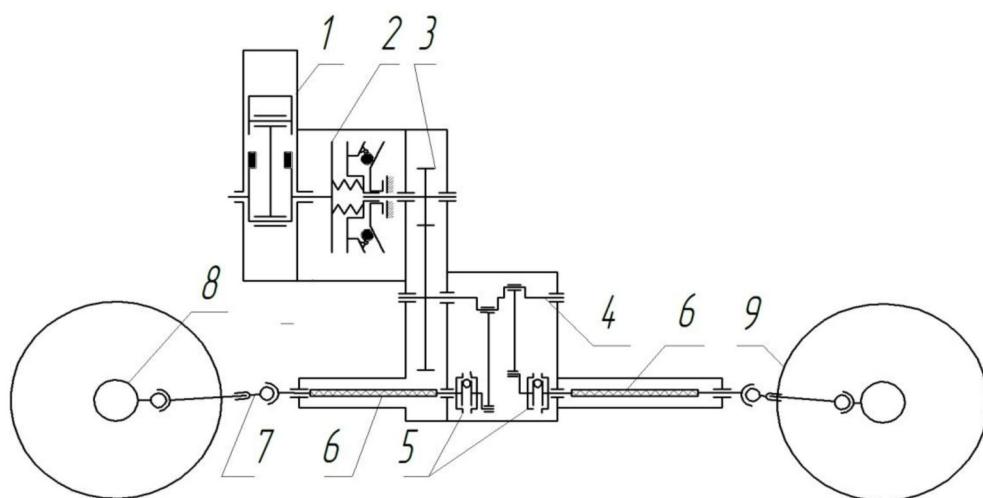


Рис. 1. Кинематическая схема мотовездехода с простейшей механической бесступенчатой передачей импульсного типа: 1 – двигатель; 2 – автоматическое центробежное сцепление; 3 – понижающий редуктор; 4 – шарнирно-рычажный механизм (генератор механических колебаний); 5 – МСХ (выпрямитель механических колебаний); 6 – торсионный вал; 7 – карданская передача; 8 – дифференциал; 9 – ведущие колеса



Методика построения тягово-динамических характеристик такой передачи применительно к мотовездеходу и результаты теоретического моделирования представлены ниже.

Исходные данные: эксплуатационная масса мотовездехода 550 кг; максимальная скорость движения 80 км/час; мощность двигателя 38 кВт (50 л.с.); тип ведущих колес AT25x8-12 (26x8-14); колесная формула 4×4. Условия движения: дорожный фон с коэффициентом сопротивления движению $f = 0,015$ и коэффициентом сцепления $\mu = 0,65$, без учета ветровой нагрузки. Движение на подъем – не менее 25 градусов.

Моделирование динамики рабочих процессов в механической бесступенчатой импульсной трансмиссии выполнено в пакете визуального программирования MATLAB-SIMULINK [13, 14]. На рис. 2 представлена блок-схема силовой

передачи, состоящая из нескольких подсистем: 1 – двигатель; 2 – муфта сцепления; 3 – понижающий редуктор; 4.1 и 4.2 – генераторы механических колебаний соответственно в переднем и заднем силовом контурах; 5.1 и 5.2 – МСХ; 6.1 и 6.2 – торсионные валы (с учетом гистерезисных потерь на внутреннее трение); 7.1 и 7.2 – межколесные дифференциалы переднего и заднего мостов; 8.1 и 8.2 – ведущие колеса переднего и заднего мостов; 9 – остов мотовездехода. Инерционные свойства вращающихся валов и зубчатых колес учитываются блоками “Inertia”, а инерционные свойства двигателя, муфты сцепления, ведущих колес и шасси мотовездехода заложены в параметрах соответствующих подсистем. Сенсоры угловых перемещений, скоростей и крутящих моментов, а также приемники сигналов на схеме не показаны.

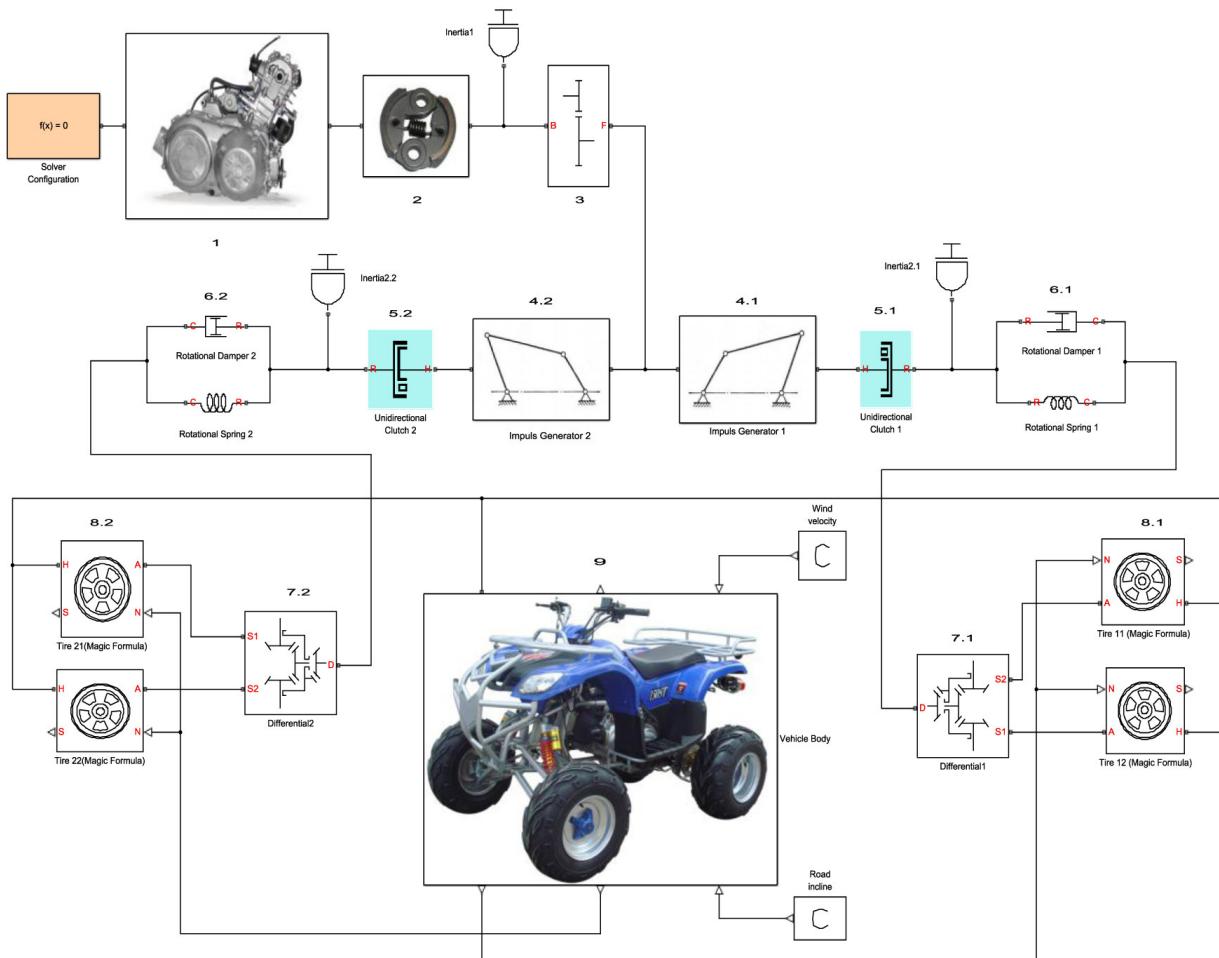


Рис. 2. Блок-схема SIMULINK мотовездехода с простейшей механической бесступенчатой передачей импульсного типа



Блок-схема SIMULINK состоит из нескольких подсистем.

1. *Подсистема 1 – «Двигатель»* включает в себя:

стандартный блок «Engine» из библиотеки стандартных блоков Simulink «Simscape – SimDriveline» со следующими параметрами: тип двигателя – бензиновый, максимальная мощность 50 л.с., максимальные обороты 6500 об/мин; момент инерции 0,1 кг·м²; скоростная характеристика двигателя аппроксимирована по мощности полиномом третьей степени.

стандартный блок «Signal Builder/Throttle» [15], формирующий режим изменения подачи топлива в двигатель (при разгоне с места до максимальной скорости).

2. *Подсистема 2 – «Сцепление»* включает в себя:

стандартный блок «Disk Friction Clutch» из библиотеки стандартных блоков Simulink «Simscape – SimDriveline» со следующими параметрами: тип – дисковое, эффективный радиус дисков трения 60 мм; количество дисков – 2; тип привода сцепления – гидравлический; площадь поршня исполнительного цилиндра – 0,005 м²; коэффициент трения (статический/динамический) – 0,7/0,55;

стандартный блок «Signal Builder/Pressure», формирующий темп включения сцепления при трогании с места и разгоне.

3. *Моменты инерции вращающихся масс* – стандартные блоки «Inertia» из библиотеки стандартных блоков Simulink «Simscape – Mechanical – Rotational Elements» – на входе передачи «Inertia1» и на выходе выпрямителей «Inertia2.1» и «Inertia2.2» равны соответственно 0,5 и 0,0001 кг·м².

4. *Понижающий редуктор (3)* – стандартный блок «Simple Gear» из библиотеки стандартных блоков «Simulink – Simscape – SimDriveline – Gears» с передаточным числом, равным 3.

5. *Шарнирно-рычажные механизмы «Impuls Generator» (4.1 и 4.2)* формируют механические гармонические колебания с постоянной амплитудой $\varphi_0 = 0,35$ рад. на два потока мощности (передний и задний мосты) со смещением по фазе на 180 градусов.

6. *МСХ «Unidirectional Clutch» (5.1 и 5.2)* преобразуют гармонические колебания в однонаправленное положительное вращение торсионных валов – стандартные блоки из библиотеки стандартных блоков «Simulink – Simscape – SimDriveline – Clutches».

7. *Торсионные валы «Torsional Spring – Damper» (6.1 и 6.2)* – стандартные блоки из библиотеки стандартных блоков «Simulink – Simscape – SimDriveline – Couplings & Drives». Имеют следующие параметры: угловая жесткость 2100 Н·м/рад., коэффициенты демпфирования 0,01 Н·м/(рад./сек).

8. *Межколесные дифференциальные механизмы 7.1 и 7.2 – «Differential»* распределяют крутящие моменты на ведущие колеса переднего и заднего мостов с передаточным числом 0,7 – стандартные блоки из библиотеки стандартных блоков «Simulink – Simscape – SimDriveline – Gears».

9. *Ведущие колеса 8.1 и 8.2* формируют продольную силу тяги пропорционально весовой нагрузке и коэффициенту сцепления с грунтом. Радиус колес – 0,32 м, нагрузка на колеса в статическом положении – равномерная. Продольная линейная жесткость шин – 1000 кН/м; продольный коэффициент демпфирования шин – 1000 Н/(м/сек). Момент инерции колеса – 0,5 кг·м².

10. *Подсистема 9 – «Vehicle body»* включает в себя стандартный блок «Vehicle body» из библиотеки стандартных блоков Simulink «Simscape – SimDriveline – Tires & Vehicles» с параметрами, соответствующими рис. 3, где приведено изображение таблицы, выводимой на дисплей.

Суммарный КПД всего механического привода (с учетом потерь в зацеплении, дифференциалах, трения в подшипниках качения и опорах скольжения) принимается равным $\eta = 0,92$.

Результаты моделирования параметров функционирования механической бесступенчатой трансмиссии импульсного типа при разгоне с места до максимальной скорости на горизонтальном участке представлены на рис. 4, 5.

В начальный момент трогания при плавном включении сцепления и увеличении подачи топлива в двигатель, крутящий момент через понижающий редуктор 3 передается на второй промежуточный вал. Далее с помощью нерегулируемых шарнирно-рычажных механизмов 4.1 и 4.2 вращение преобразуется в угловые колебания ведущих звеньев МСХ 5.1 и 5.2 со смещением по фазе на 180 градусов (рис. 4, а).

Два МСХ (по одному на каждый мост) передают крутящий момент только в одном направлении. В другом направлении осуществляется свободный ход. Поэтому они преобразуют угловые колебания в однонаправленное вращение,

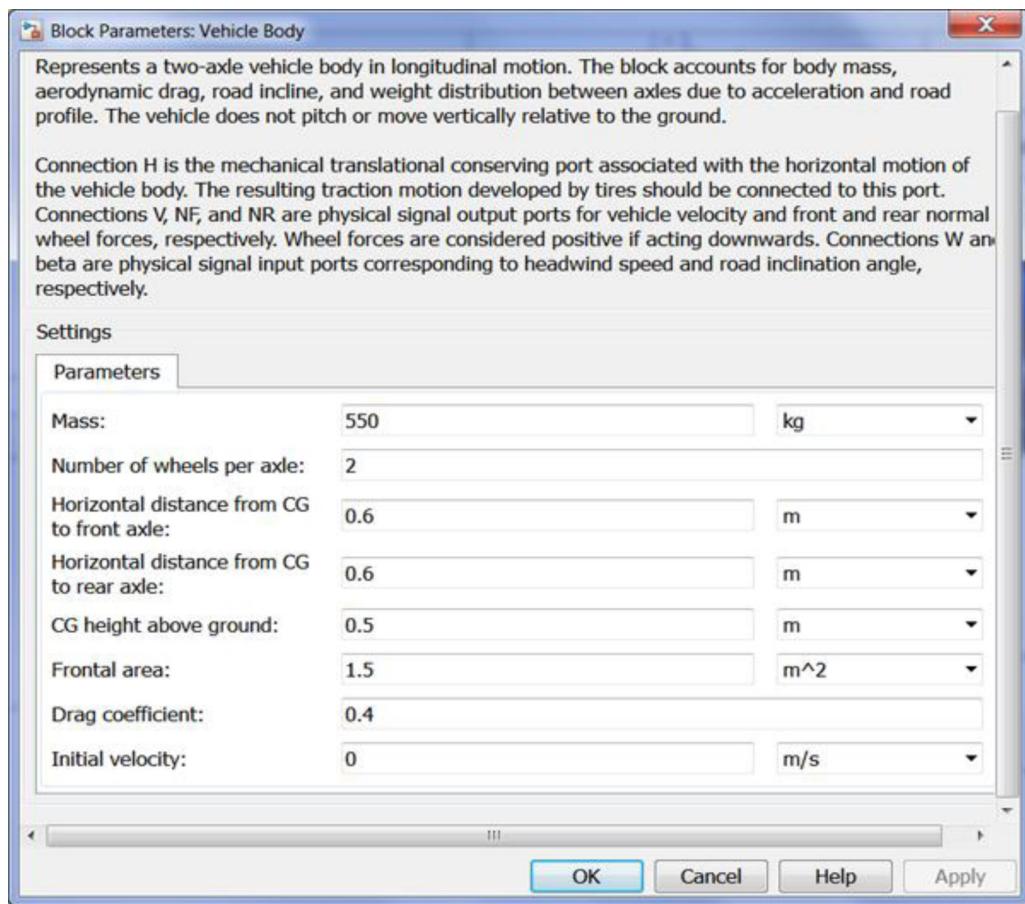


Рис. 3. Параметры блока «Vehicle body»

которое через тorsионные валы 6.1, 6.2 и межколесные дифференциалы 7.1, 7.2 передается на передние и задние ведущие колеса.

Чем больше амплитуда колебаний, тем больше скорость вращения ведущих колес. При этом скорость колес изменяется автоматически в зависимости от сопротивления движению при постоянной амплитуде колебаний МСХ. Если момент сопротивления на ведущих колесах велик (начало разгона) и они вращаются с малой скоростью, то МСХ основную часть цикла включен, его ведомые части колеблются вместе с ведущими и лишь на малой части цикла происходит выключение МСХ, сопровождающееся появлением собственных колебаний ведомого звена – ведущего шлицевого конца тorsионного вала (см. рис. 4, б).

При этом частота собственных колебаний упругого вала с ведомыми частями МСХ намного выше частоты вынужденных колебаний, фор-

мируемых генератором механических колебаний. Это непременное условие, которое должно обеспечиваться конструктивно, т.к. передача может работать только в дорезонансной зоне.

Если момент сопротивления на ведущих колесах мал (конец фазы разгона), то при колебаниях ведущих частей МСХ ведомые его части вращаются с угловой скоростью, близкой к максимальному значению угловой скорости ведущих частей за цикл (рис. 4, в), закрутка тorsионного вала уменьшается. Момент инерции ведомых частей трансмиссии, приведенный к ведомому валу импульсной передачи, достаточно велик, поэтому падение угловой скорости под действием момента сопротивления за время одного цикла (одного оборота ведущего вала) несущественно.

Углы закрутки тorsионных валов за цикл изменяются от нуля в одном крайнем положении ведущего звена МСХ до максимального значе-

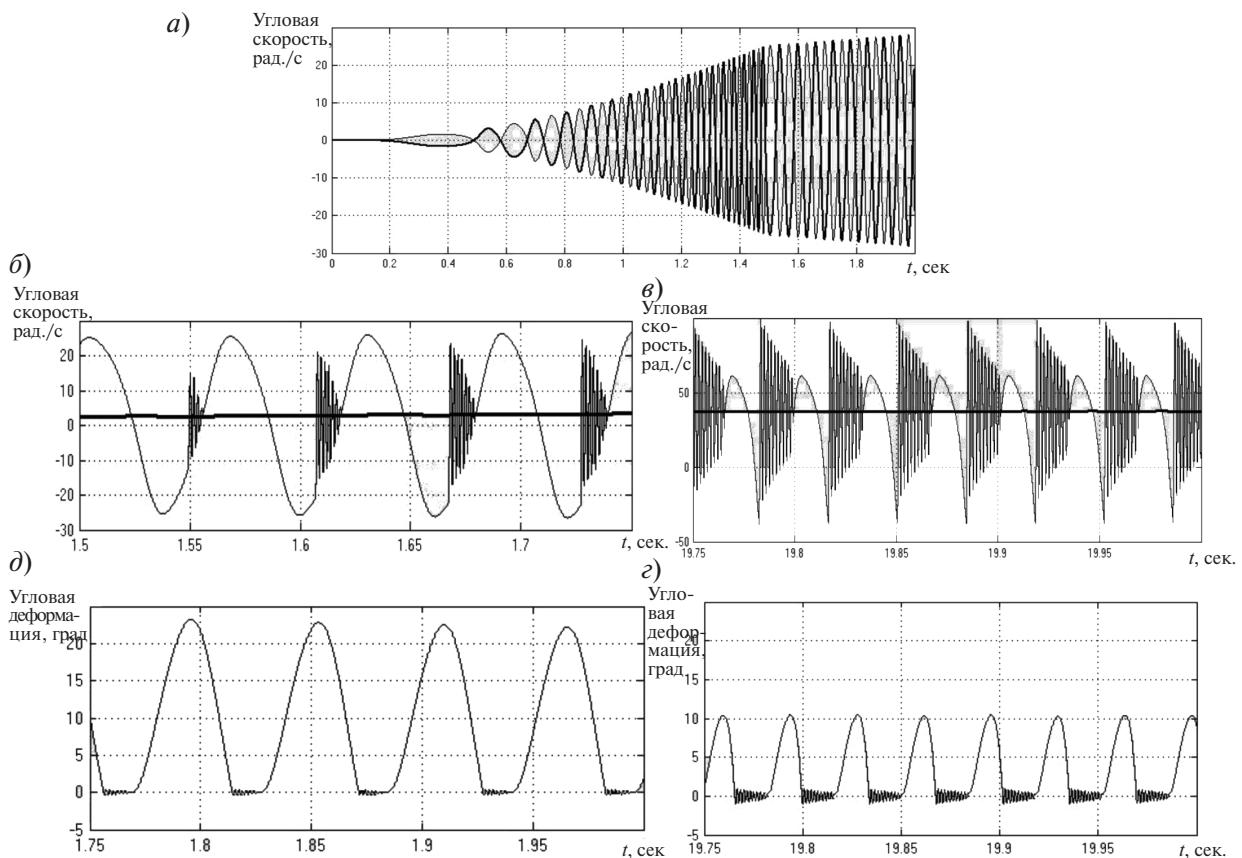


Рис. 4. Характеристики рабочих процессов в импульсной передаче: *а* – угловые скорости ведущих звеньев МСХ, формируемые генератором механических колебаний в начальный период разгона с места в интервале от 0 до 2 с; *б* – изменения угловых скоростей ведущего и ведомого шлицевых концов торсионных валов за 0,25 с – в начальной фазе разгона (от 1,5 до 1,75 сек.); *в* – изменения угловых скоростей ведущего и ведомого шлицевых концов торсионных валов за 0,25 с в конечной фазе разгона (от 19,75 до 20 сек.); *г* – изменения цикловых угловых деформаций торсионных валов за 0,25 с в начальной фазе разгона (от 1,75 до 2 сек.); *д* – изменения цикловых угловых деформаций торсионных валов за 0,25 с. в конечной фазе разгона (от 19,75 до 20 сек.)

ния, равного удвоенной амплитуде колебаний в другом крайнем положении ведущего звена (рис. 4, *г*, *д*).

Если момент сопротивления на ведущих колесах меньше, чем момент, получаемый при максимальном угле закрутки торсионного вала, то ведущие колеса приводятся в движение; если больше, то ведущие колеса находятся в стоповом режиме (при работающем двигателе). При этом средний за цикл угол закрутки торсионного вала равен величине амплитуды колебаний коромысла, а средний за цикл момент, передаваемый на ведущие колеса моста, равен среднему углу закрутки, умноженному на угловую жесткость торсионного вала и на передаточное число колесного дифференциала. Максимальные углы

закрутки торсионных валов с ростом скорости мотовездехода снижаются с 24 до 10 градусов (рис. 4, *г*, *д*). Снижение деформации упругих валов происходит автоматически по мере снижения интенсивности разгона транспортного средства, определяемого величиной превышения мощности двигателя над мощностью сил сопротивления движению.

На рис. 4, *а* представлен фрагмент характеристики импульсной трансмиссии в функции времени – крутящие моменты на входе передачи (звенья 4.1 и 4.2 на рис. 2) и выходе (звенья 7.1 и 7.2).

Силовой диапазон механического импульсного трансформатора *d* (отношение максимального среднего значения крутящего суммарного момента на ведущих колесах к максимальному

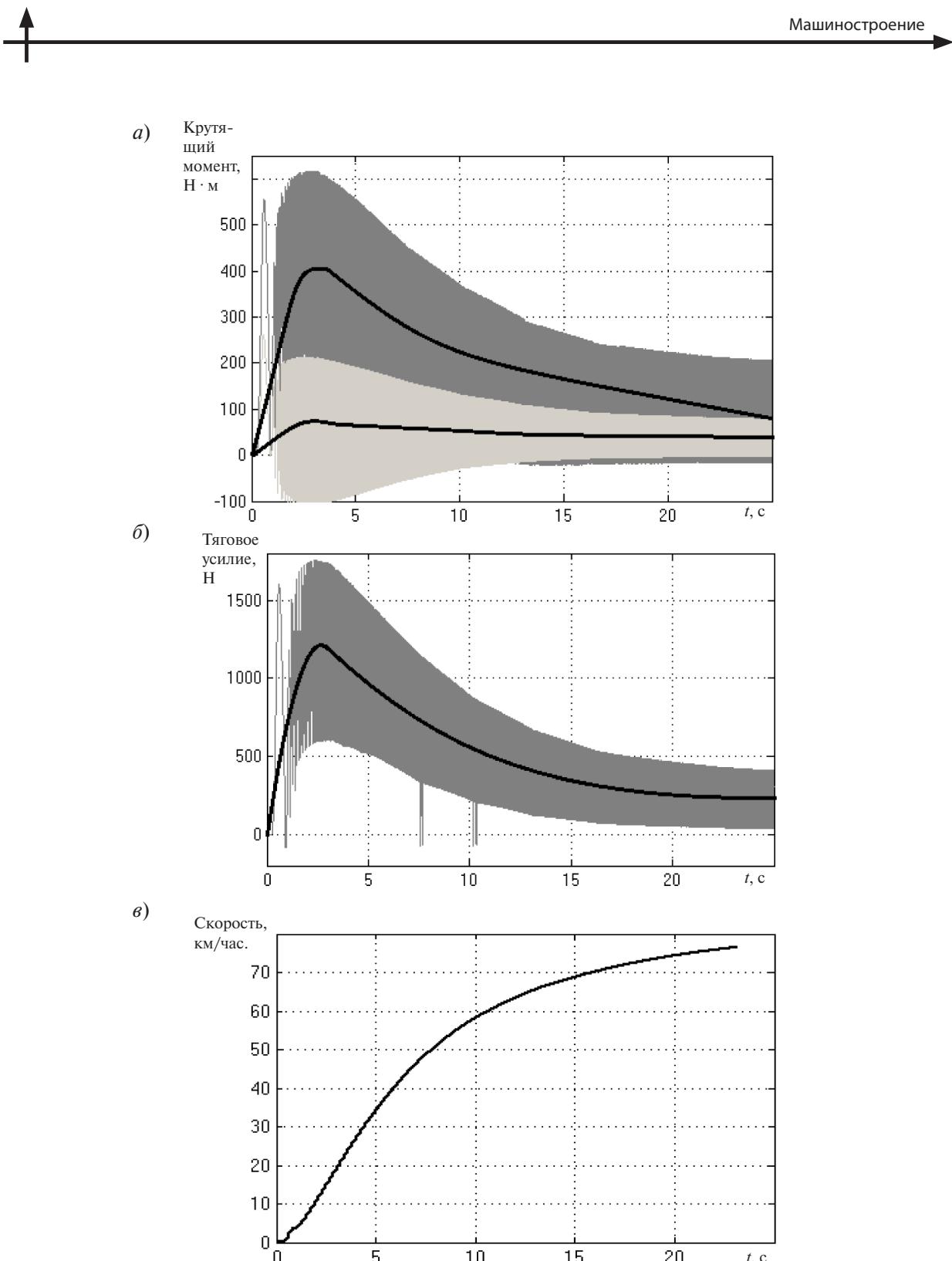


Рис. 5. Тягово-динамические параметры разгона мотовездехода:
 а – мгновенные и средние значения крутящих моментов на входном (светлый фон) и суммарные мгновенный и средний моменты на выходных валах импульсной передачи (темный фон, черная кривая) в интервале времени от 0 до 25 с;
 б – изменения суммарного мгновенного и среднего тягового усилия (Н) на ведущих колесах (светлый фон, черная кривая) в интервале времени от 0 до 25 с;
 в – изменения скорости мотовездехода в период от 0 до 25 с



среднему значению крутящего момента на входном валу импульсной передачи) составляет

$$d = \frac{\text{mean}[(2 \cdot M81 + 2 \cdot M82)_{\max}]}{\text{mean}(M3_{\max})} = \frac{400}{65} = 6,2,$$

что превышает диапазон трансформации момента существующих бесступенчатых передач. Здесь индекс «*max*» означает максимальное среднее значение крутящего момента во всем диапазоне передаточных отношений.

Прозрачность импульсной передачи при $i > 0,2$ – прямая, а при $i < 0,2$ – обратная.

Дополнительным преимуществом импульсной трансмиссии является то, что она позволяет длительно работать в так называемом «стоповом» режиме (останов ведущих колес при передаче момента от двигателя) и иметь при этом теоретический коэффициент трансформации момента K_0 равным ∞ . Реальный K_0 имеет конечное значение, так присутствуют потери мощности на гистерезис в циклах нагружения–разгружения деталей, но данные потери минимальны.

Изменения суммарной силы тяги на ведущих мостах мотовездехода в процессе разгона представлены на рис. 5, б. Максимальная/минимальная амплитуды колебаний суммарного тягового усилия составляют 600/200 Н и реализуется в начальной фазе разгона (в конце периода буксования МС), затем происходит плавное снижение тягового усилия. Амплитуда колебаний тягового усилия в конце разгона составляет 150 Н при среднем значении 250 Н.

За счет инерции транспортного средства и демпфирующих свойств трансмиссии и ходовой части (шины) амплитуды колебаний крутящего момента промежуточных звеньев (с частотой 10–30 цикл/с) и тягового усилия на ведущих колесах (20–60 цикл/с) фильтруются, что обеспечивает плавный разгон и равномерное движение мотовездехода (рис. 5, в). Из графика следует, что разгон мотовездехода происходит плавно до скорости порядка 80 км/час за 25 с. При этом про-

буксовка ведущих колес при постоянных оборотах двигателя составляет порядка 1%.

В результате выполненного теоретического исследования установлено:

1. Предложенная схема простейшей механической бесступенчатой передачи импульсного типа обладает свойством саморегулирования передаточного отношения. Так, за период разгона мотовездехода на горизонтальном участке с места до 80 км/час при увеличении угловой скорости к.в. двигателя с 75 до 600 рад./сек. средний угол закрутки торсионных валов изменился с 15 градусов в начальной фазе до 5 градусов в конечной, т.е. коэффициент трансформации момента составил 3. С учетом приемистости двигателя и коэффициента запаса по сцеплению суммарная средняя сила тяги на ведущих колесах при этом изменилась с 400 до 100 Н. Передача обеспечивает плавный разгон и равномерное движение мотовездехода.

2. Поскольку ведомые элементы двух МСХ между собой не связаны, то на ведущие колеса переднего и заднего мостов мощность передается независимо, в соответствии с упругой характеристикой торсионных валов, то есть ведущие колеса могут вращаться с различной угловой скоростью и передаваемый момент на каждый мост определяется собственной упругой характеристикой торсиона. Применение межосевого дифференциала не требуется. При буксовании колес одного из мостов другой мост будет передавать тяговое усилие вплоть до предельного по сцеплению. Поэтому межосевой блокировки колес для повышения тяговых свойств не требуется.

3. Саморегулируемая механическая бесступенчатая передача импульсного типа конструктивно значительно проще и дешевле существующих конструкций автоматических трансмиссий, обладает меньшими внутренними потерями мощности и имеет высокий потенциал применения в малогабаритной транспортной технике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. POLARIS. The Way Out. 2003 ATV. Universal Owner's Manual for Vehicle Maintenance and Safety // Polaris Industries Inc. Copyright 2002. P. 153.
2. Arctic Cat Service Manual for the 2012 Arctic Cat XC 450i ATV // Product Service and Warranty Department Arctic Cat Inc. Copyright 2011. P. 123.
3. George Constantinesco: Inertial Transmission,
4. <http://www.rexresearch.com/constran/1constran.htm>.
5. Благонравов А.А. Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: Изд-во УрО РАН, 2004. 203 с.



6. Благонравов А.А., Худорожков С.И. Динамика механической бесступенчатой передачи // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 6. С. 19–24.
7. Патент РФ №2252351. Механическая саморегулируемая бесступенчатая передача / Худорожков С.И. Приоритет 20.05.2005.
8. Благонравов А.А., Худорожков С.И. Динамическая характеристика саморегулируемой механической бесступенчатой передачи / Материалы Всероссийской научно-практической конференции «Редукторостроение России: состояние, проблемы, перспективы». СПб., 2003. С. 192–194.
9. Благонравов А.А., Ревняков Е.Н. Механическая бесступенчатая передача импульсного типа // Автомобильная промышленность. 2007. №5. С. 11–14.
10. Худорожков С.И. Компьютерное моделирование динамики импульсной передачи с упругим звеном // Межвузовский сборник научных трудов «Бесступенчатые передачи и механизмы свободного хода». Калининград, 2001. С. 142–148.
11. Благонравов А.А., Худорожков С.И. Внешняя характеристика многопоточной бесступенчатой передачи с упругими звеньями // Сборник кратких сообщений «XXII Российской школа по проблемам науки и технологий». Екатеринбург, 2002. С. 82–84.
12. Lester W.T. Infinitely Variable Transmission Utilizing Oscillating Torque. <http://ebookbrowse.com/ininitely-variable-transmission-utilizing-oscillating-torque-doc-d420263879>.
13. Патент РФ №2373441. Механизм свободного хода / Худорожков С.И. Приоритет 20.11.2009.
14. Худорожков С.И. Теория и системы автоматического управления. Анализ и синтез САУ транспортных систем в среде Simulink: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. 110 с.
15. Худорожков С.И. Теория и системы автоматического управления. Построение характеристик САУ в среде Simulink: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. 53 с.
16. Худорожков С.И. Теория и системы автоматического управления. Анализ и синтез в среде Simulink. Библиотека стандартных блоков: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 90 с.

REFERENCES

1. POLARIS. The Way Out. 2003 ATV. Universal Owner's Manual for Vehicle Maintenance and Safety. *Polaris Industries Inc. Copyright* 2002. P. 153.
2. Arctic Cat Service Manual for the 2012 Arctic Cat XC 450i ATV. *Product Service and Warranty Department Arctic Cat Inc. Copyright*. 2011. P. 123.
3. Constantinesco George: Inertial Transmission,
4. <http://www.rexresearch.com/constran/Iconstran.htm>.
5. Blagonravov A.A. Mekhanicheskiye besstupenchatyye peredachi.[Mechanical continuously variable transmission]. Yekaterinburg: Izd-vo UrO brunch of RAS. 2004. P. 203 (rus.).
6. Blagonravov A.A., Khudorozhkov S.I. Dinamika mekhanicheskoy besstupenchatoy peredachi [Dynamics of the Mechanical continuously variable transmission]. *Problems of mechanical engineering and reliability of machines*. 2002. № 6. S. 19–24. (rus.).
7. Patent RF №2252351. Mekhanicheskaya samoreguliruyemaya besstupenchataya peredacha [Mechanical self-regulated continuously variable transmission] / Khudorozhkov S.I. Priority 20.05.2005.
8. Blagonravov A.A., Khudorozhkov S.I. Dinamicheskaya kharakteristika samoreguliruyemoy mekhanicheskoy besstupenchatoy peredachi [Dynamic response of self-regulating mechanical continuously variable transmission]. *Materials of all-Russian scientific-practical conference «Reducer building Russia: status, problems, prospects»*. SPb: 2003, S.192–194. (rus.).
9. Blagonravov A.A., Revnyakov Ye.N. Mekhanicheskaya besstupenchataya peredacha impulsnogo tipa [mechanical stepless pulse type transmission]. *Automotive*. 2007. №5. S. 11–14. (rus.).
10. Khudorozhkov S.I. Kompyuternoye modelirovaniye dinamiki impulsnoy peredachi s uprugim zvenom [Computer simulation of the dynamics of pulse transmission with an elastic links]. *Interuniversity collection of scientific works «Continuously variable transmission and the mechanisms of free running»*. Kaliningrad. 2001. S. 142–148.
11. Blagonravov A.A., Khudorozhkov S.I. Vneshnyaya kharakteristika mnogopotochnoy besstupenchatoy peredachi s uprugimi zvenyami [External characteristics of multithreaded continuously variable transmission with an elastic links]. *Collection of short messages «XXII Russian school on science and technology»*. Yekaterinburg. 2002. S. 82–84.
12. Lester W.T. Infinitely Variable Transmission Utilizing Oscillating Torque. <http://ebookbrowse.com/ininitely-variable-transmission-utilizing-oscillating-torque-doc-d420263879>.
13. Patent RF №2373441. Mekhanizm svobodnogo khoda [Mechanism of freewheeling] / Khudorozhkov S.I. Priority 20.11.2009.
14. Khudorozhkov S.I. Teoriya i sistemy avtomaticheskogo upravleniya. Analiz i sintez SAU transportnykh sistem v srede Simulink: ucheb. posobiye. [Theory and automatic control systems. Analysis and synthesis of ACS transport systems in Simulink: proc. allowance]. SPb.: Publishing house of the Polytechnic University, 2014. S. 110. (rus.).

15. **Khudorozhkov S.I.** Teoriya i sistemy avtomaticheskogo upravleniya. Postroyeniye kharakteristik SAU v srede Simulink: ucheb. posobiye. [Theory and automatic control systems. The construction of ACS characteristics in Simulink environment: proc. allowance.] SPb.: Publishing house of the Polytechnic University, 2014. S. 53.

16. **Khudorozhkov S.I.** Teoriya i sistemy avtomaticheskogo upravleniya. Analiz i sintez v srede Simulink. Biblioteka standartnykh blokov: ucheb. posobiye. [Theory and automatic control systems. Analysis and synthesis in Simulink environment. Library of standart blocks:proc. allowance]. SPb.: Publishing house of the Polytechnic University, 2013. 90 s. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

ХУДОРОЖКОВ Сергей Иванович – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: xcu-55s@mail.ru

HOODOROZHKOV Sergey I. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: xcu-55@mail.ru

ЗАХЛЕБАЕВ Евгений Анатольевич – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: e-zakhlebaev@polytechncm.com

ZACHLEBAEV Evgenii A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: e-zakhlebaev@polytechncm.com