

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-310-319>

УДК 621.83.062.1

Экспериментальные характеристики механической бесступенчатой передачи с внутренними силовыми функциями

Канд. техн. наук, доц. А. В. Юркевич¹⁾,
инженеры А. В. Терешин¹⁾, В. А. Солдаткин¹⁾

¹⁾Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения Уральского отделения Российской академии наук (Екатеринбург, Российская Федерация)

© Белорусский национальный технический университет, 2021
Belarusian National Technical University, 2021

Реферат. Предлагается для повышения энергоэффективности использования автотранспортного средства, оснащенного поршневым двигателем внутреннего сгорания, в качестве трансмиссии применять новый тип механических бесступенчатых передач с внутренними силовыми функциями. Показано, что если в известном многопоточном импульсном вариаторе В. Ф. Мальцева механизмы свободного хода дополнить упругими валами – торсионами, то такой вариатор превращается в непрерывный трансформатор – механическую бесступенчатую передачу с внутренними силовыми функциями. Появляются внутренняя автоматичность и непрерывность во всем диапазоне изменения передаточного отношения. Это схемное техническое решение реализовано в экспериментальном образце. В ходе испытаний изучены свойства и характеристики такой механической бесступенчатой передачи. Приведены кинематическая схема и основные конструктивные размеры экспериментального образца. Разработаны специальное стендовое оборудование и измерительно-регистрирующая аппаратура. Определен перечень регистрируемых параметров. Статистически оценена точность их измерения. Результаты экспериментов представлены в виде зависимостей крутящих моментов на ведомом и ведущем валах передачи от частоты вращения ведомого вала. Показано, что характеристики передачи в безразмерном виде – коэффициент трансформации и коэффициент полезного действия – в функции внутреннего передаточного отношения являются универсальными. Установлено, что путем независимого изменения амплитуды колебаний внутренних звеньев (уровня силовой функции) и частоты вращения ведущего вала можно получить бесконечный кинематический и значительный силовой диапазоны передачи. Передача обладает высокими преобразующими и энергетическими свойствами, которые лучше, чем у гидродинамических передач.

Ключевые слова: механическая бесступенчатая передача, механизм свободного хода, амплитуда колебаний, торсионный вал, силовая функция, испытательный стенд, экспериментальная безразмерная характеристика, внутреннее передаточное отношение, коэффициент трансформации, КПД

Для цитирования: Юркевич, А. В. Экспериментальные характеристики механической бесступенчатой передачи с внутренними силовыми функциями / А. В. Юркевич, А. В. Терешин, В. А. Солдаткин // *Наука и техника*. 2021. Т. 20, № 4. С. 310–319. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-310-319>

Experimental Characteristics of Mechanical Continuously Variable Transmission with Internal Force Functions

A. V. Yurkevich¹⁾, A. V. Tereshin¹⁾, V. A. Soldatkin¹⁾

¹⁾Federal State Budgetary Scientific Institution “Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences” (Ekaterinburg, Russian Federation)

Abstract. The paper proposes a new type of a mechanical continuously variable transmission with internal force functions to upgrade the energy efficiency of a vehicle equipped with a conventional engine. The prototype of the transmission is a well-known V. F. Maltsev concurrent pulse variator in which freewheel mechanism driven members are supplemented with elastic torsions shafts. It is shown that the variator turns into a continuous transformer – a mechanical continuously variable transmission with internal force functions. There is an internal automaticity and continuity in the entire range of gear ratio changes. The configuration engineering solution is implemented in the engineering prototype. The aim of the research

Адрес для переписки

Юркевич Андрей Владиленович
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт машиноведения Уральского отделения РАН
ул. Комсомольская, 34,
620049, г. Екатеринбург, Российская Федерация
Тел.: (343) 374-47-25
ges@imach.uran.ru

Address for correspondence

Yurkevich Andrey V.
Federal State Budgetary Scientific Institution
“Institute of Engineering Science,
Ural Branch of the Russian Academy of Sciences”
34, Komsomolskaya str.,
620049, Ekaterinburg, Russian Federation
Tel.: (343) 374-47-25
ges@imach.uran.ru

is experimental study of the properties and characteristics of such a mechanical continuously variable transmission. The kinematic configuration and the main structural dimensions of the engineering prototype are given. Special testing facility and measuring-and-recording equipment have been developed. A set of parameters to be recorded has been specified. The accuracy of their measurement is statistically estimated. The results of the experiments are presented in terms of output and input torque dependencies on the speed of the driven shaft. It is shown that the transmission characteristics in their dimensionless form (transformer ratio and efficiency) in the function of internal gear ratio are universal. The possibility of obtaining an infinite kinematic and significant power transmission ranges by independently changing the internal link oscillation range (level of the force function) and the rotation frequency of the drive shaft has been experimentally shown. The transmission has high transforming and energy properties, which are higher than those of hydrodynamic gears.

Keywords: mechanical continuously variable transmission, freewheel mechanism, oscillation range, torsion shaft, force function, testing facility, experimental dimensionless characteristics, internal gear ratio, transformer ratio, efficiency

For citation: Yurkevich A. V., Tereshin A. V., Soldatkin V. A. (2021) Experimental Characteristics of Mechanical Continuously Variable Transmission with Internal Force Functions. *Science and Technique*. 20 (4), 310–319. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-310-319> (in Russian)

Введение

Применение механических бесступенчатых передач с внутренними силовыми функциями [1] в качестве трансмиссии направлено на повышение энергоэффективности использования автотранспортного средства (АТС), оснащенного поршневым двигателем внутреннего сгорания (ДВС) [2]. В настоящее время, несмотря на усилия, затрачиваемые на разработку электромобилей [3–6], вопрос о полном отказе от использования ДВС на АТС пока не стоит. Вариант комбинированной энергетической установки также включает в себя ДВС [7, 8]. Поэтому проблема все еще остается актуальной.

Вопрос энергоэффективности использования ДВС решается, если обеспечить его работу в точках характеристики, соответствующих минимальному эффективному удельному расходу топлива при любом значении требуемой мощности. В [9] показано, что для организации работы ДВС на таких режимах обязательно должна существовать гибкая связь между ДВС и трансмиссией. Такая связь возможна при наличии в трансмиссии бесступенчатой передачи. Поэтому целью использования бесступенчатой передачи в трансмиссии является обеспечение регулирования режимов работы ДВС для осуществления его работы на наиболее выгоднейших режимах [10].

Применение электрических и гидрообъемных трансмиссий [11, 12], фрикционных вариаторов [13–15] или механических автовариаторов [16] в полной мере не решает проблему из-за низкого КПД. Использование гидродинамических передач [17] и инерционных импульсных трансформаторов момента [18] не обеспечивает независимого изменения частоты вращения вала и передаваемого момента,

а именно это должно осуществляться при регулировании.

В [19] доказано, что в механической бесступенчатой передаче момент может передаваться не силами трения, а нормальными силами давления. Статьи [1, 20] посвящены разработке данного типа механических бесступенчатых передач. Ключевыми элементами такой передачи являются новые технические решения:

- в известном многопоточном импульсном вариаторе В. Ф. Мальцева [21] механизмы свободного хода дополнены упругими валами – торсионными, в результате чего такой вариатор превращается в непрерывный трансформатор – механическую бесступенчатую передачу [20];

- использование в передаче экспериментально проверенных новых надежных механизмов свободного хода (МСХ) осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями [22], у которых по сравнению с известными роликковыми МСХ в десять раз уменьшено отношение внутренних сил, вызывающих контактные напряжения, к полезным, создающим передаваемый момент;

- построение систем автоматического регулирования таких передач, которые путем раздельного независимого регулирования амплитуды колебаний внутренних звеньев передачи и частоты вращения вала ДВС должны обеспечить его загрузку по экономичному режиму при любой потребной по условиям движения мощности [23].

В указанных выше работах представлены результаты теоретических исследований и экспериментальных испытаний МСХ, но отсутствуют данные экспериментального изучения передачи в целом. Задача исследований авторов статьи – восполнить этот пробел.

Объект экспериментального исследования

На рис. 1 приведены кинематическая схема, сборочный чертеж и общий вид изготовленного упрощенного экспериментального образца механической бесступенчатой передачи. Вращение входного вала, состоящего из передней и хвостовой частей (соединены промежуточным валом), с помощью генератора колебаний, выполненного в виде пяти шарнирных пятизвенных механизмов (общий кривошип, шатуны, коромысла), преобразуется в колебательное движение коромысел. Коромысла жестко соединены с ведущими элементами механических выпрямителей. С помощью торсионов через суммирующий редуктор (шестерни 7 и 8) вращение передается на выходной вал. Амплитуда колебаний коромысел определяется радиусом общего кривошипа. Изменение амплитуды осуществляется ступенчато путем поворота поводка относительно входного вала и смещением его на один шлиц относительно наружного зуба шлицевой муфты шестерни 13 с последующим соединением их подвижной муфтой.

За каждый оборот ведущего вала на каждом торсионном валу создается и расходуется по-

тенциальная энергия. Она создается, когда направления упругого момента и угловой скорости противоположны, и расходуется, когда они совпадают. Если выходной вал неподвижен (стоповый режим, передаточное отношение $i = n_2/n_1 = 0$), то выпрямители включены в течение всего цикла. Поэтому за один оборот входного вала потенциальная энергия каждого торсиона возрастает от нуля до максимума и уменьшается до нуля, возвращая входному валу энергию, затраченную на ее создание. Но среднее значение упругого момента равно половине максимального.

Поскольку имеются пять торсионов, работающих со сдвигом по фазе 72° , в любое время есть момент, передаваемый на ведомый вал: $M_2 = 2,5M_{\text{тор}}^{\text{max}}$. Передаточное отношение бесступенчатой передачи при генераторе гармонических колебаний $i = \varphi_0 i_{\text{тп}} [1]$ (где φ_0 – максимальное значение передаточного отношения механизма, преобразующего вращательное движение входного вала в колебательное генератора, для гармонических колебаний оно совпадает с амплитудой колебаний коромысла φ_0 , выраженной в радианах; $i_{\text{тп}}$ – внутреннее передаточное отношение [1]; $i_{\text{п}}$ – передаточное отношение суммирующего редуктора).

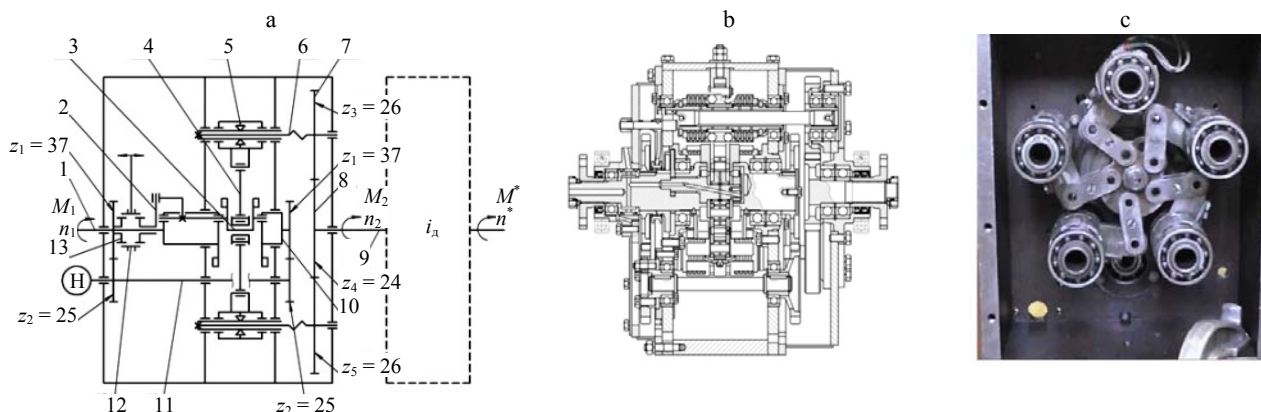


Рис. 1. Экспериментальный образец бесступенчатой передачи: а – кинематическая схема: 1, 10 – передняя и хвостовая части входного вала; 2 – поводок с наружной шлицевой втулкой; 3 – общий кривошип; 4 – шатун; 5 – коромысло; 6 – торсион; 7 – шестерня торсионного вала; 8 – общая шестерня суммирующего редуктора; 9 – выходной вал; 11 – промежуточный вал; 12 – подвижная муфта; 13 – шестерня привода промежуточного вала; Н – шестеренчатый насос системы смазки; M_1, M_2 – момент на входном и выходном валах; n_1, n_2 – частота вращения входного и выходного валов; б – сборочный чертеж; с – вид генератора колебаний экспериментального образца

Fig. 1. Engineering prototype of continuously variable transmission: а – kinematics: 1, 10 – front and tail of input shaft; 2 – driver pin with outer lined sleeve; 3 – crank; 4 – crank rod; 5 – beam; 6 – torsion shaft; 7 – torsion shaft gear; 8 – central ring gear; 9 – output shaft; 11 – countershaft; 12 – sliding dog clutch; 13 – countershaft drive gear; Н – gear oil pump; M_1, M_2 – input and output torques; n_1, n_2 – input and output shaft RPM; б – GA drawing; с – view of engineering prototype generator of vibrations

В изготовленной конструкции амплитуда колебаний изменяется от 0 до $\varphi_0 = 0,3$, $i_p = z_3/z_4 = 26/24 = 1,0833$, и при $i_t = 1$ максимальное передаточное отношение передачи составляет 0,325. Поэтому не может быть $n_1 = n_2$. Для того чтобы получить прямую передачу, необходимо дополнить передачу на выходе еще одним редуктором с передаточным отношением i_d , обеспечивающим $n_2/n_1 = 1 = i_d \varphi_0 i_p$. На рис. 1а пунктиром обозначен дополнительный редуктор с передаточным отношением $i_d = 1/\varphi_0 i_p$. Тогда фиксированное значение $\varphi_0 = 0,3 i_d$ будет численно равным 3,073. При этом на выходном валу дополнительного редуктора крутящий момент $M^* = M_2/i_d$, а частота вращения вала $n^* = n_2 i_d$ (рис. 1а). Такие расчетные процедуры необходимы для сравнения полученных экспериментальных данных с известными характеристиками бесступенчатых передач, имеющих прямую передачу, например с комплексным гидротрансформатором.

Условия и методика проведения экспериментов

Испытания передачи проведены на разработанном стенде [24], кинематическая схема кото-

рого представлена на рис. 2. Измерение и регистрацию параметров осуществляли при помощи модульной измерительно-вычислительной системы [25]. Частота вращения валов n_1 и n_2 регистрировалась с использованием энкодеров EP62 с точностью измерения $\pm(1,54-2,31)$ об/мин [26]. Для измерения моментов M_1 и M_2 использовали тензометрические датчики, передача информации осуществлялась при помощи телеметрических тензоусилителей ТТ01 [27]. Точность измерения моментов составила: $M_1 = \pm 0,219$ Н·м; $M_2 = \pm 2,878$ Н·м [28]. Реактивный момент M_p на корпусе измерялся при помощи S-образного датчика силы с точностью $\pm 3,545$ Н·м. Для смазки элементов передачи использовался масляный насос (рис. 1а). Для достоверной оценки преобразующих свойств передачи необходимо исключить затраты момента M_n на привод насоса. Экспериментальные значения M_n с достаточной точностью были аппроксимированы зависимостью $M_n = -8 \cdot 10^{-7} n_1^2 + 2,43 \cdot 10^{-3} n_1 + 3,94$. Среднеквадратическое отклонение M_n составляет $\sigma = 0,225$ Н·м, при этом доверительный интервал с вероятностью 95 %, установленный с помощью коэффициента Стьюдента $t_{0,05,70} = 1,667$, составляет $\delta = \pm 0,375$ Н·м.

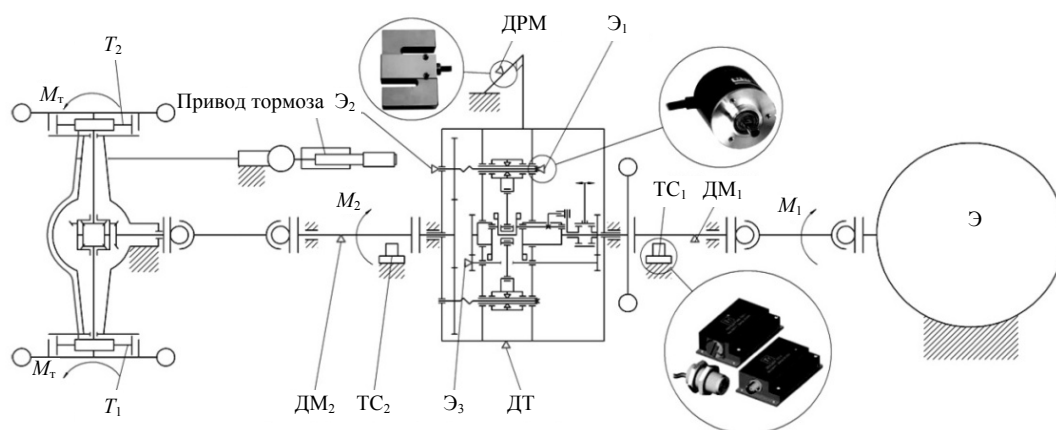


Рис. 2. Кинематическая схема стенда с расположением датчиков: Э – электродвигатель постоянного тока; ДМ₁, ДМ₂ – тензометрический датчик момента на входном и выходном валах; ТС₁, ТС₂ – телеметрический тензоусилитель ТТ01; ДРМ – датчик реактивного момента; ДТ – датчик температуры; Э₁, Э₂, Э₃ – энкодер (датчик угла поворота); Т₁, Т₂ – штатный тормоз моста автомобиля УАЗ; М_т – тормозной момент

Fig. 2. Kinematic scheme of testing facility with arrangement of sensors: Э – DC motor; ДМ₁, ДМ₂ – input and output strain torque sensors; ТС₁, ТС₂ – telemetric strain gauge amplifier ТТ01; ДРМ – torque reaction sensor; ДТ – temperature sensor; Э₁, Э₂, Э₃ – encoder (rotation angle sensor); Т₁, Т₂ – УАЗ (JAZ) axle regular brake; М_т – braking torque

Наличие осевых зазоров в выпрямителях и радиальных зазоров в зацеплениях зубчатых колес передачи [1, 29] отрицательно сказывается на величине угловой скорости выходного звена (реализованная φ_0^* амплитуда колебаний становится меньше геометрически установленной φ_0). Это приводит к тому, что характеристика передачи отличается от теоретической. В данном случае она получается такой же, как при отсутствии зазоров, но при амплитуде φ_0^* , уменьшенной на величину угловых зазоров $\Delta\varphi = \varphi_0 - \varphi_0^*$ во всей кинематической цепи передачи [1]. При этом скорость выходного вала будет меньше теоретической на величину кинематической потери хода $\Delta n_2 = n_2^T - n_2^3$ (где n_2^T – теоретически возможная частота вращения вала; n_2^3 – реализованная частота вращения вала). Тогда, учитывая, что $n_2^T = \varphi_0 i_{тp} n_1^3$ и $n_2^3 = \varphi_0^* i_{тp} n_1^3$, можно определить $\Delta n_2 = (\varphi_0 - \varphi_0^*) i_{тp} n_1^3 = \Delta\varphi_0 i_{тp} n_1^3$. Отсюда $\Delta\varphi_0$ можно считать кинематической потерей хода, но выраженной в радианах. При отсутствии нагрузки на выходном валу ($M_2 = 0$) внутреннее передаточное отношение $i_{тp} = 1$. Это позволяет вносить коррективы в геометрически устанавливаемую амплитуду колебаний коромысла выпрямителей φ_0 на величину угловых зазоров и определить:

$$\varphi_0^* = n_2^3 / (i_{тp} n_1^3); \quad (1)$$

$$\Delta\varphi_0 = \varphi_0 - n_2^3 / (i_{тp} n_1^3). \quad (2)$$

Для передачи при отсутствии нагрузки на ведомом валу ($M_2 = 0$) были выполнены эксперименты. Результаты расчета потерянного хода по (2) изменяются от $5,5^\circ$ до $2,4^\circ$ и зависят от частоты вращения входного вала. С увеличением частоты его вращения величина потерянного хода уменьшается, что, как показано в [29], связано с выборкой зазоров полумуфтами в выпрямителях перед заклиниванием.

Испытания передачи на стенде проводились в такой последовательности. Устанавливались фиксированная амплитуда колебаний φ_0 и частота вращения n_1 . Момент сопротивления на ведомом валу M_2 изменялся ступенчато затяж-

кой ручного тормоза стенда. Торможение осуществлялось до полной остановки колес – стоповый режим ($n_2 = 0$). Устанавливалась другая амплитуда колебаний, и все повторялось при том же значении n_1 . Далее для каждой установленной амплитуды φ_0 выполнялись аналогичные серии экспериментов при других частотах вращения вала n_1 . Частота вращения вала n_1 изменялась ступенчато от 200 до 2400 об/мин. Амплитуда колебаний φ_0 составила 0,069; 0,099; 0,129; 0,139 и 0,172 рад.

Результаты испытаний и их анализ

Результаты серий экспериментов [30] представлены на рис. 3. Экспериментальные точки, получены усреднением за 50–60 циклов значений моментов M_2 и $M_1 = M_1^3 - M_n$, где M_1^3 – экспериментально измеренное значение. Среднее значение относительной погрешности определения M_2 составило 3,6–7,8 %, а M_1 – 2,5–5,3 %. На рис. 3а приведены зависимости M_2 и M_1 при постоянной частоте вращения ведущего вала $n_1 = 1000$ об/мин. Из графиков видны (как это теоретически было показано в [20]) непрерывность и внутренняя автоматичность изменения моментов, присущая такой передаче, получаемая за счет изменения силовых функций, которая сохраняется во всем диапазоне изменения частоты вращения n_2 ведомого вала.

Ступенчатое увеличение амплитуды колебаний коромысел выпрямителей φ_0 однозначно приводит к возрастанию момента M_2 на выходном валу передачи. Если изменять амплитуду плавно, что может быть обеспечено системой управления [23], то получим регулируемую внутреннюю автоматичность. Увеличение амплитуды колебаний приводит к повышению момента M_1 и соответственно мощности, требуемой от приводного двигателя (нижний график). Покажем, используя графики рис. 3а, как это свойство влияет на загрузку ДВС при разгоне АТС. На поле графиков M_2 (верхний график) проведем линию, соответствующую приведенному к ведомому валу передачи постоянному моменту сопротивления $M_c = J_{пр}\varepsilon$ (где $J_{пр}$ – приведенный к ведомому валу передачи момент инерции АТС; ε – постоянное угловое ускорение ведомого вала).

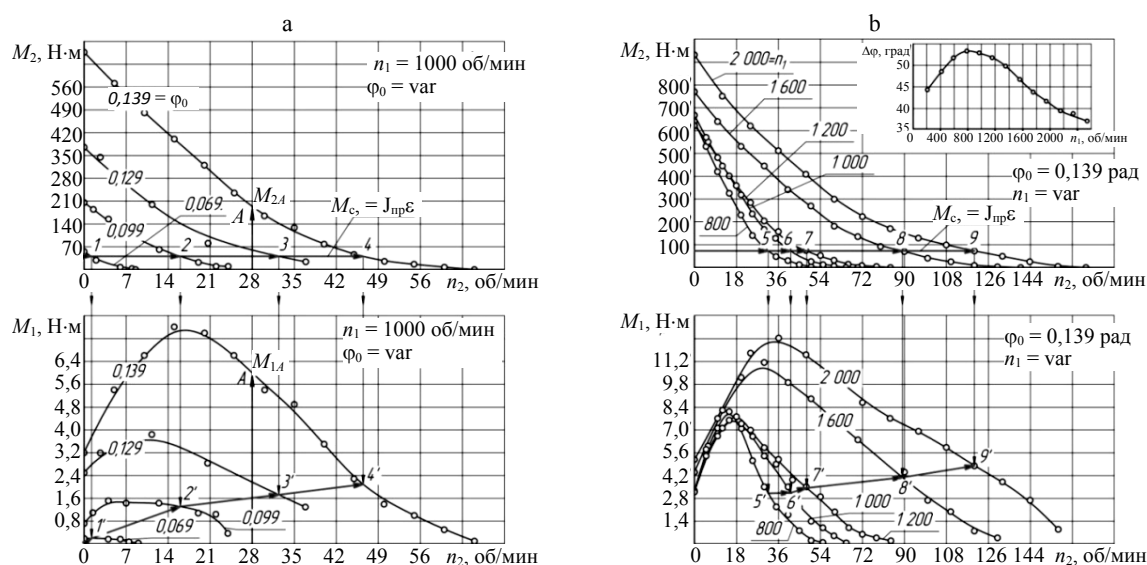


Рис. 3. Результаты экспериментов: а – при постоянной частоте вращения ведущего вала $n_1 = 1000$ об/мин для амплитуд колебаний φ_0 коромысел выпрямителей 0,069, 0,099, 0,129 и 0,139 рад; б – при постоянной амплитуде колебаний коромысла выпрямителей $\varphi_0 = 0,139$ рад для частот вращения n_1 ведущего вала 800, 1000, 1200, 1600 и 2000 об/мин

Fig. 3. Experimental results: a – at constant drive shaft speed $n_1 = 1000$ rpm for rectifier beam oscillation φ_0 amplitudes 0.069, 0.099, 0.129 and 0.139 rad; b – at constant rectifier beam oscillation amplitude $\varphi_0 = 0.139$ rad for the drive shaft n_1 rotation frequency 800, 1000, 1200, 1600 and 2000 rpm

Спроецируем точки пересечения M_c с линиями M_2 (1, 2, 3, 4) на соответствующие этим амплитудам φ_0 графики момента на ведущем валу M_1 (нижний график: 1', 2', 3', 4'). Соединив эти точки, получим, что при увеличении амплитуды колебаний выпрямителей без изменения частоты вращения $n_1 = 1000$ об/мин имеет место увеличение M_1 . Это соответствует увеличению нагрузки на валу ДВС. При этом АТС разгоняется – n_2 увеличивается. Поэтому для ДВС при разгоне требуемое увеличение мощности ($N_d = M_1 n_1$) будет обеспечиваться не за счет изменения частоты вращения коленчатого вала n_1 , а за счет увеличения M_1 вплоть до выхода ДВС на внешнюю характеристику.

На графиках рис. 3б представлены значения моментов M_2 и M_1 при фиксированной амплитуде колебаний коромысла выпрямителей $\varphi_0 = 0,139$ рад, но при различных частотах вращения ведущего вала n_1 . Из графиков видно, что и при таком управлении внутренняя автоматичность и непрерывность тоже сохраняются: M_2 плавно уменьшается при увеличении n_2 . Выполним построения так же, как на левом графике. Из них можно увидеть, что при неизменной амплитуде колебаний φ_0 разгон АТС (n_2 возрастает) также может быть осуществлен (точки 5, 6, 7, 8, 9), но уже за счет

увеличения частоты вращения n_1 вала ДВС. При этом момент M_1 (точки 5', 6', 7', 8', 9') останется практически неизменным. Однако графики при $n_1 = 1600$ и $n_1 = 2000$ об/мин несколько отличаются. Это объясняется тем, что при увеличении оборотов n_1 потеря хода $\Delta\varphi_0$, вызванная выборкой зазоров в выпрямителях (рис. 3б сверху – дополнительный график справа), уменьшается, что соответствует увеличению реализованной амплитуды φ_0^* колебаний коромысел на 1–2°.

Путем отдельного регулирования амплитуды колебаний внутренних звеньев и частоты вращения вала ДВС можно обеспечить любую точку с координатами (M_c , n_c) на поле, ограниченном внешней характеристикой ДВС и осями координат, и таким образом обеспечить загрузку ДВС по любому, в том числе экономичному, режиму.

Характеристики бесступенчатых передач представляют собой набор размерных и наиболее часто применяемых безразмерных зависимостей. Преобразующие свойства передачи оцениваются по коэффициенту трансформации момента

$$K_r = M_2 / M_1^*, \quad (3)$$

где M_1^* – значение момента, требуемого для преодоления сопротивлений в кинематиче-

ских парах и бесступенчатого преобразования энергии в пяти выпрямителях передачи, $M_1^* = M_1 - M_n$ (для оценки только преобразующих свойств необходимо исключить влияние M_n).

Коэффициент полезного действия, характеризующий энергетические свойства передачи:

$$\eta = K_T \cdot i. \quad (4)$$

Значение передаточного отношения $i = n_2^2 / n_1^2$.

Расчет погрешности определения η выполнен с использованием методов косвенных измерений. При значениях i_t , близких к 0 и 1, абсолютная погрешность η возросла до $\pm(0,128-0,197)$, а в диапазоне $0,15 < i_t < 0,75$, когда значение M_1 было наибольшим, $\eta = \pm(0,030-0,069)$.

Для примера на рис. 4 приведены зависимости K_T , вычисленные по (3), и η , вычисленные по (4), при фиксированной амплитуде колебаний и различных частотах вращения вала n_1 .

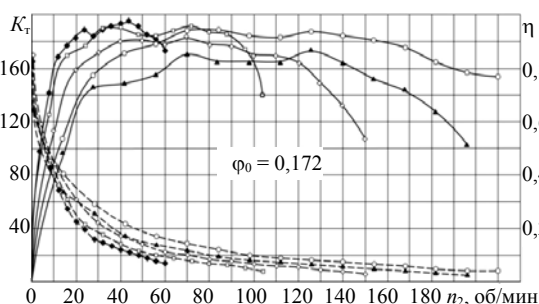


Рис. 4. Зависимость коэффициента трансформации K_T (пунктирная линия) и КПД (сплошная линия) от частоты вращения выходного вала при амплитуде колебаний коромысла $\varphi_0 = 0,172$ рад при частоте вращения входного вала n_1 , об/мин: \blacklozenge – 1000; \square – 1200; \diamond – 1600; \blacktriangle – 2000; \circ – 2200

Fig. 4. Dependence of transformer ratio K_T (dotted line) and efficiency (solid line) on output shaft rotation frequency at rectifier beam oscillation amplitude $\varphi_0 = 0.172$ rad while speed of input shaft n_1 , rpm: \blacklozenge – 1000; \square – 1200; \diamond – 1600; \blacktriangle – 2000; \circ – 2200

Полученные зависимости нельзя сравнить с известными данными бесступенчатых передач, у которых передаточное отношение изменяется от 0 до 1. Для того чтобы их сравнить с характеристикой, например, гидротрансформатора, выполним масштабирование с использованием (с точностью до его КПД) дополнительного редуктора ($K_T^* = M^* / M_1^* = M_2 / M_1^* i_d = K_T / i_d$ и $i^* = n^* / n_1 = n_2 i_d / n_1 = i \cdot i_d$) и предста-

вим в безразмерном виде $\eta(i^*) = K_T^* i^*$ (рис. 5). На этом же рисунке для сравнения представлена характеристика гидротрансформатора автомобиля М-21 [31]. Передаточное отношение дополнительного редуктора i_d определялось с учетом амплитуды колебаний коромысла $\varphi_0^* = 0,1$ рад, $i_d = 1 / (\varphi_0^* i_p) = 9,231$. Сейчас

передаточное отношение i^* изменяется от 0 до 1, как и у гидротрансформатора. Из рис. 5 видно, что для механической бесступенчатой передачи характеристики существенно лучше, чем для гидротрансформатора.

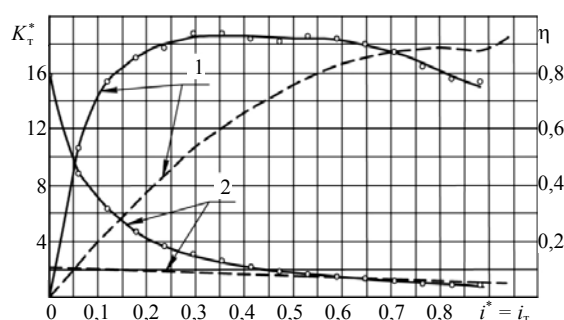


Рис. 5. Безразмерные характеристики бесступенчатых передач: 1 – значения КПД; 2 – коэффициент трансформации; сплошная линия – механическая бесступенчатая передача с внутренней силовой функцией при $\varphi_0^* = 0,1$ и $n_1 = 2200$ об/мин; пунктирная линия – гидротрансформатор автомобиля М-21 (данные [31], \circ – экспериментальные точки)

Fig. 5. Dimensionless characteristics of continuously variable transmissions: 1 – efficiency values; 2 – transformer ratio; solid line – mechanical continuously variable transmission with internal force function at $\varphi_0^* = 0.1$ and $n_1 = 2200$ rpm; dotted line – model M-21 car hydraulic torque converter (data [31], \circ – experimental points)

Если параметры передачи φ_0 и i_p определяются конструктивно и не зависят от передаваемого момента, то внутреннее передаточное отношение i_t характеризует преобразующие свойства передачи и изменяется только от 0 до 1 в зависимости от угла закрутки упругого элемента – торсиона, что однозначно определяет силовую функцию и передаваемый момент. Поэтому если при построении характеристики $\eta(i^*)$ (рис. 5) в качестве аргумента принять внутреннее передаточное отношение i_t передачи, то характеристика не будет зависеть от i_p и φ_0 , т. е. будет обладать универсальностью. При этом масштабированная функция $\eta(i^*)$ совпадает с функцией $\eta(i_t)$, зависящей толь-

ко от i_T . Снова запишем выражение для КПД: $\eta(i^*) = K_T^* i^*$. С учетом того, что $i = i \cdot i_d = \varphi_0 i_T i_p i_d$ и $i_d = 1/\varphi_0 i_p$, получим, что $i^* = i_T$. Тогда $\eta(i^*) = K_T^* i_T = \eta(i_T)$, и с учетом $K_T^* = K_T/i_d$ получим

$$K_T/i_d = \eta(i_T)/i_T. \quad (5)$$

Зависимость $\eta(i^*) = \eta(i_T)$, представленная на рис. 5, получена при фиксированных амплитуде $\varphi_0 = 0,172$ рад и частоте вращения ведущего вала $n_1 = 2200$ об/мин, но она может использоваться для определения коэффициента трансформации при любых других амплитудах колебаний φ_0 и частотах вращения ведущего вала n_1 , а также для конструкции передачи с другим передаточным отношением суммирующего редуктора. Поэтому выражение (5) имеет универсальный фундаментальный характер. Покажем это на примере определения коэффициента трансформации K_T для $\varphi_0 = 0,139$ при $n_1 = 1000$ об/мин, с одной стороны, расчетным способом с использованием полученного выражения (5) и экспериментальной функции $\eta(i_T)$, представленной на рис. 5, и с другой стороны – напрямую – с помощью экспериментальных графиков, приведенных на рис. 3а. Выберем на графиках произвольно точку А (показана стрелками) при $n_2 = 28$ об/мин, моменты на валах: $M_{2A} = 200$ Н·м; $M_{1A} = 6$ Н·м. Экспериментальный коэффициент трансформации $K_T^3 = M_{2A}/M_{1A} = 200/6 = 33,33$. При этом значение $i_T = n_2/(\varphi_0^* i_p n_1) = 28/((0,139 - 0,0908) \cdot 1,0833 \times 1000) = 0,536$, где $\varphi_0^* = 0,139 - \Delta\varphi_0 = 0,0482$, $\Delta\varphi_0 = 5,2^\circ \cdot \pi/180 = 0,0908$ – значение потерь амплитуды колебаний, взято из графика на рис. 3б сверху справа при $n_1 = 1000$ об/мин. Требуемое передаточное отношение дополнительного редуктора, обеспечивающее прямую передачу $i_d = 1/\varphi_0^* i_p = 1/0,0482 \cdot 1,0833 = 19,15$. С помощью функции $\eta(i_T)$, представленной на рис. 5, при $i_T = 0,536$ получим значение $\eta(0,536) = 0,92$. Из выражения (5) получим расчетное значение коэффициента трансформации $K_T^p = \eta(i_T) i_d / i_T = 0,92 \cdot 19,15/0,536 = 32,89$. Разница между K_T^3 и K_T^p не более 2 %.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментальные характеристики передачи позволяют подтвердить ранее теоретически доказанные высокие преобразующие и энергетические свойства механической бесступенчатой передачи с колебательным движением внутренних звеньев и регулируемые силовыми функциями, которые лучше, чем у гидродинамических передач.

2. Оснащенное такой трансмиссией автотранспортное средство будет обладать рядом важных преимуществ:

- на начальном этапе разгона автотранспортного средства двигатель внутреннего сгорания разгружается, хотя на ведомом валу передачи действует большой крутящий момент;

- разгон автотранспортного средства можно производить при постоянной и достаточно малой частоте вращения вала двигателя;

- возможность независимого регулирования частоты вращения вала двигателя внутреннего сгорания и амплитуды колебаний (уровня силовой функции) позволяет получить нагрузочную характеристику двигателя внутреннего сгорания, соответствующую минимальному удельному расходу топлива.

Работа выполнена по госбюджетной теме № 0391-2014-0007.

ЛИТЕРАТУРА

1. Благодоров, А. А. Механические бесступенчатые передачи / А. А. Благодоров. Екатеринбург: УрО РАН, 2005. 202 с.
2. Благодоров, А. А. Повышение энергоэффективности транспортных машин при использовании механических бесступенчатых передач с регулируемыми силовыми функциями / А. А. Благодоров, А. В. Юркевич // Журнал автомобильных инженеров. 2017. Т. 103, № 2. С. 18–21.
3. Hailemariam, N. H. Design and Development of Power Transmission System for Green and Light Weight Vehicles: a Review / N. H. Hailemariam, T. D. Redda // The Open Mechanical Engineering Journal. 2018. Vol. 12, No 1. P. 81–94. <https://doi.org/10.2174/1874155X01812010081>.
4. Ehsani, M. Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory and Design / M. Ehsani, Y. Gao, A. Emadi. CRCpress, 2017. <https://doi.org/10.1201/9781420054002/>.
5. Экономика современных и перспективных конструкций автомобилей в их полном жизненном цикле / В. К. Азаров [и др.] // Журнал автомобильных инженеров. 2013. Т. 78, № 1. С. 46–48.
6. Сушкевич, П. П. Трансформация мировой автомобильной промышленности / П. П. Сушкевич // Наука и техника. 2018. Т. 17, № 5. С. 432–439. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-5-432-439>.

7. Куликов, И. А. Сравнительное исследование энергетической эффективности комбинированных энергоустановок, предназначенных для транспортных средств / И. А. Куликов, Л. Ю. Лежнев, С. В. Бахмутов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 1. С. 15–25. <https://doi.org/10.1134/S0235711919010103>.
8. Куликов, И. А. Поиск оптимального управления гибридной силовой установкой автомобиля по критерию баланса его экологических и топливно-экономических свойств / И. А. Куликов, В. В. Селифонов, А. И. Филонов // Известия МГТУ МАМИ. 2010. Т. 10, № 2. С. 44–51.
9. Кузнецов, А. Г. Анализ возможности работы двигателя с минимальным расходом топлива / А. Г. Кузнецов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. Т. 664, № 7. С. 52–58.
10. Петров, В. А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин / В. А. Петров. М.: Машиностроение, 1986. 248 с.
11. Павловская, О. О. Формирование идеальной тяговой характеристики колесной машины и экономической характеристики двигателя внутреннего сгорания регулированием электромеханической трансмиссии / О. О. Павловская, С. В. Кондаков, Л. С. Носенко // Вестник ЮУрГУ. Серия: Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. 2013. Т. 3, № 2. С. 64–73.
12. Бахмутов, С. В. Исследование возможностей оптимизации объемной гидропередачи по показателям динамики разгона и топливной экономичности / С. В. Бахмутов, Д. Н. Гусаков // Известия МГТУ МАМИ. 2007. Т. 4, № 2. С. 11–14.
13. Modeling, Kinematics and Traction Performance of No-Spin Mechanism Based on Roller-Disk Type of Traction Drive Continuously Variable Transmission / C. Li [et al.] // Mechanism and Machine Theory. 2019. Vol. 133. P. 278–294. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.11.017>.
14. Bertini, L. Analytical Model for the Power Losses in Rubber V-Belt Continuously Variable Transmission (CVT) / L. Bertini, L. Carmignani, F. Frendo // Mechanism and Machine Theory. 2014. Vol. 78. P. 289–306. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.03.016>.
15. Design and Analysis of a Novel Wheel Type Continuously Variable Transmission / X. Chen [et al.] // Mechanism and Machine Theory. 2017. Vol. 107. P. 13–26. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.08.012>.
16. Гулия, Н. В. Адаптивный вариатор и его возможности. Результаты экспериментальной проверки / Н. В. Гулия, С. А. Юрков // Автомобильная промышленность. 2002. № 3. С. 17–20.
17. Гируцкий, О. И. Создание электронных систем управления и диагностирования гидромеханических передач мобильных машин: этапы, пути и перспективы / О. И. Гируцкий, В. П. Тарасик // Журнал автомобильных инженеров. 2013. № 4. С. 18–23.
18. Леонов, А. И. Механические бесступенчатые нефрикционные передачи непрерывного действия / А. И. Леонов, А. Ф. Дубровский. М.: Машиностроение, 1984. 192 с.
19. Благонравов, А. А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа / А. А. Благонравов. М.: Машиностроение, 1977. 143 с.
20. Благонравов, А. А. Регулируемая внутренняя автоматичность механического бесступенчатого трансформатора / А. А. Благонравов, А. В. Юркевич, А. В. Терешин // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 3–7.
21. Мальцев, В. Ф. Механические импульсные передачи / В. Ф. Мальцев. М.: Машиностроение, 1978. 367 с.
22. Энергетические характеристики механического выпрямителя бесступенчатых передач с регулируемой внутренней автоматичностью / А. А. Благонравов [и др.] // Журнал автомобильных инженеров. 2015. Т. 93, № 4. С. 26–31.
23. Blagonravov, A. A. Automatic Control of a Stepless Mechanical Transmission with an Internal Force Function / A. A. Blagonravov, A. V. Yurkevich, A. A. Yurkevich // Russian Engineering Research. 2017. Vol. 37, No 3. P. 185–188. <https://doi.org/10.3103/s1068798x17030054>.
24. Косов, В. П. Стенд для экспериментальных исследований механического бесступенчатого трансформатора момента / В. П. Косов, А. В. Терешин // Символ науки. 2015. Ч. 1, № 9. С. 74–76.
25. Yurkevich, A. V. Modular Measuring and Computing System Performance / A. V. Yurkevich, A. V. Tereshin, V. A. Soldatkin // Инновационная наука. 2015. Ч. 1, № 10. С. 41–44.
26. Солдаткин, В. А. Методика экспериментального определения частоты вращения валов механического бесступенчатого трансформатора момента / В. А. Солдаткин, А. В. Терешин, И. А. Юркевич // Инновационная наука. 2016. Ч. 2, № 10. С. 114–116.
27. Тензоусилитель телеметрический ТТ01: руководство по эксплуатации. Минск, 2014. 15 с.
28. Солдаткин, В. А. Оценка погрешности передачи результатов измерений тензоусилителя телеметрического ТТ01 / В. А. Солдаткин // Инновационная наука. 2015. Ч. 2, № 11. С. 120–121.
29. Ревняков, Е. Н. Уточнение расчета внешней характеристики механической бесступенчатой передачи / Е. Н. Ревняков, А. А. Воронцов, М. В. Вязников // Вестник машиностроения. 2007. № 10. С. 9–12.
30. Экспериментальное исследование нагруженности основных элементов механического бесступенчатого трансформатора момента, обоснование выбора диапазона изменения внутренней силовой функции: отчет о НИОКР (заключ.); рук. А. А. Благонравов, исп. А. В. Юркевич [и др.]. Курган, 2016. 156 с. № РН 01201368139. ИКРБС АААА-Б16-216032150071-4.
31. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А. И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.

Поступила 15.12.2020

Подписана в печать 17.02.2021

Опубликована онлайн 30.07.2021

REFERENCES

1. Blagonravov A. A. (2005) *Mechanical Continuously Variable Transmissions*. Ekaterinburg, Publishing House of Ural Branch of the Russian Academy of Sciences. 202 (in Russian).
2. Blagonravov A. A., Yurkevich A. V. (2017) Improving the Energy Efficiency of Transport Vehicles Using Mechanical Continuously Variable Transmissions with Variable Power Functions. *Zhurnal Avtomobilnykh Inzhenerov = Zurnal AAI*, 103 (2), 18–21 (in Russian).
3. Hailemariam N. H., Redda T. D. (2018) Design and Development of Power Transmission System for Green and Light Weight Vehicles: a Review. *The Open Mechanical Engineering Journal*, 12 (1), 81–94. <https://doi.org/10.2174/1874155X01812010081>.
4. Ehsani M., Gao Y., Emadi A. (2017) *Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals*,

- Theory and Design*. CRCpress. <https://doi.org/10.1201/9781420054002>.
5. Azarov V. K., Kozlov A. V., Kutenev V. F., Terenchenko A. S. (2013) Economics of Modern and Advanced Car Designs in their Full Life Cycle. *Zhurnal Avtomobilnykh Inzhenerov = Zurnal AAI*, 78 (1), 46–48 (in Russian).
 6. Sushkevich P. P. (2018) Transformation of the Global Automotive Industry. *Nauka i Tekhnika = Science & Technique*, 17 (5), 432–439. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-5-432-439> (in Russian).
 7. Kulikov I. A., Lezhnev L. Yu., Bakhmutov S. V. (2019) Comparative Study of the Energy Efficiency of Combined Power Plants Intended for Vehicles. *Problemy Mashinostroeniya i Nadiozhnosty Mashin* [Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability], (1), 15–25. <https://doi.org/10.1134/S0235711919010103> (in Russian).
 8. Kulikov I. A., Selifonov V. V., Filonov A. I. (2010) Search for Optimal Control of a Hybrid Power Plant of a Car According to the Criterion of Balance of its Ecological and Fuel-Economic Properties. *Izvestiya MGTU MAMI* [Proceedings of Moscow State Technical University], 10 (2), 44–51 (in Russian).
 9. Kuznetsov A. G. (2015) Analysis of the Possibility of Engine Operation with Minimum Fuel Consumption. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Mashinostroenie = BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 664 (7), 52–58 (in Russian).
 10. Petrov V. A. (1986) *Automatic Control of Continuously Variable Transmissions of Self-Propelled Machines*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 248 (in Russian).
 11. Pavlovskaya O. O., Kondakov S. V., Nosenko L. S. (2013) Formation of an Ideal Traction Characteristic of a Wheeled Vehicle and an Economic Characteristic of an Internal Combustion Engine by Regulating an Electromechanical Transmission. *Vestnik YuUrGU Seriya "Komp'yuternye Tekhnologii, Upravlenie, Radioelektronika" = Bulletin of the South Ural State University, Series "Computer Technologies, Control, Radioelectronics"*, 3 (2), 64–73 (in Russian).
 12. Bakhmutov S. V., Gusakov D. N. (2007) Investigation of the Possibilities of Optimizing Volumetric Hydraulic Transmission in Terms of Acceleration Dynamics and Fuel Efficiency. *Izvestiya MGTU MAMI* [Proceedings of Moscow State Technical University], 4 (2), 11–14 (in Russian).
 13. Li C., Li H., Li Q., Zhang S., Yao J. (2019) Modeling, Kinematics and Traction Performance of No-Spin Mechanism Based on Roller-Disk Type of Traction Drive Continuously Variable Transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 133, 278–294. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.11.017>.
 14. Bertini L., Carmignani L., Frendo F. (2014) Analytical Model for the Power Losses in Rubber V-Belt Continuously Variable Transmission (CVT). *Mechanism and Machine Theory*, 78, 289–306. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.03.016>.
 15. Chen X., Hang H., Wang W., Li Y. (2017) Design and Analysis of a Novel Wheel Type Continuously Variable Transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 107, 13–26. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.08.012>.
 16. Gulia N. V., Yurkov S. A. (2002) Adaptive Variator and its Capabilities. Experimental Test Results. *Avtomobilnaya Promyshlennost* [Automotive Industry], (3), 17–20 (in Russian).
 17. Girutsky O. I., Tarasik V. P. (2013) Creation of Electronic Control Systems and Diagnostics of Hydro-Mechanical Transmissions of Mobile Machines: Stages, Ways and Prospects. *Zhurnal Avtomobilnykh Inzhenerov = Zurnal AAI*, (4), 18–23 (in Russian).
 18. Leonov A. I., Dubrovskii A. F. (1984) *Continuous Mechanical Stepless Non-Friction Transmissions*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 192 (in Russian).
 19. Blagonravov A. A. (1977) *Mechanical Stepless Transmissions of Non-Friction Type*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 143 (in Russian).
 20. Blagonravov A. A., Yurkevich A. V., Tereshin A. V. (2014) Adjustable Internal Automaticity of Mechanical Continuously Variable Transformer. *Vestnik Mashinostroeniya* [Mechanical Engineering Bulletin], (2), 3–7 (in Russian).
 21. Maltsev V. F. (1978) *Mechanical Impulse Transmissions*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 367 (in Russian).
 22. Blagonravov A. A., Yurkevich A. A., Yurkevich A. V., Tereshin A. V., Soldatkin V. A. (2015) Energy Characteristics of a Mechanical Rectifier of Continuously Variable Transmissions with Adjustable Internal Automaticity. *Zhurnal Avtomobilnykh Inzhenerov = Zurnal AAI*, 93 (4), 26–31 (in Russian).
 23. Blagonravov A. A., Yurkevich A. V., Yurkevich A. A. (2017) Automatic Control of a Stepless Mechanical Transmission with an Internal Force Function. *Russian Engineering Research*, 37 (3), 185–188. <https://doi.org/10.3103/s1068798x17030054>.
 24. Kosov V. P., Tereshin A. V. (2015) Test Bench for Experimental Research of a Mechanical Stepless Torque Transformer. *Simvol Nauki* [Science Symbol], 1 (9), 74–76 (in Russian).
 25. Yurkevich A. V., Tereshin A. V., Soldatkin V. A. (2015) Modular Measuring and Computing System Performance. *Innovatsionnaya Nauka* [Innovative Science], 1 (10), 41–44.
 26. Soldatkin V. A., Tereshin A. V., Yurkevich I. A. (2016) Technique for Experimental Determination of Rotation Frequency for Shafts of Mechanical Stepless Torque Transformer. *Innovatsionnaya Nauka* [Innovative Science], 2 (10), 114–116 (in Russian).
 27. *Telemetric Strain-Gauge Amplifier TT01: Operational Manual*. Minsk, 2014. 15 (in Russian).
 28. Soldatkin V. A. (2015) Estimation of Transmission Error of Measurement Results for Telemetric Strain Gauge TT01. *Innovatsionnaya Nauka* [Innovative Science], 2 (11), 120–121 (in Russian).
 29. Revnyakov E. N., Vorontsov A. A., Vyaznikov M. V. (2007) Calculation Refinement of External Characteristics for Mechanical Continuously Variable Transmission. *Vestnik Mashinostroeniya* [Mechanical Engineering Bulletin], (10), 9–12 (in Russian).
 30. Yurkevich A. V., Blagonravov A. A. [et al.] (2016) *Experimental Study on Loading of Main Elements in Mechanical Stepless Torque Transformer, Substantiation of Choice for Range of Changes in the Internal Power Function: Report on Research and Technological Development (final)*. No PH 01201368139. ИКРБС АААА-Б16-216032150071-4. Kurgan. 156 (in Russian).
 31. Grishkevich A. I. (1984) *Design of Car Transmissions*. Moscow, Mashinostroenie. 272 (in Russian).

Received: 15.12.2020

Accepted: 17.02.2021

Published online: 30.07.2021