

При этом, создание ИСУЭ как энергоинформационной системы управления ЛО с использованием подхода масштабирования параметров позволит разрабатывать алгоритмы оптимального энергоменеджмента и управлять процессами собственной генерации (минимальный УДТ и графики энергопотребления с соответствующей адаптивной корректировкой производственного (ассортиментного) задания) в режиме реального времени.

Формирование и адаптация промышленного производственного задания на основе использования ресурсно-процессного моделирования содержит свойство масштабирования результатов и их адаптивной корректировки в режиме реального времени, что фактически позволит предприятию повысить энергоэффективность технологических операций на 5–10% (с учетом нормативного машинного времени) на основе реализации алгоритмов энергоменеджмента с использованием минимальных УДТ.

Перспективным направлением дальнейших исследований энергоменеджмента на основе ресурсно-процессного подхода является создание метода управления энергообеспечением локальных объектов, который бы комплексно обеспечивал:

- максимизацию применения электроэнергии с минимальным УДТ, путем формирования и адаптации графика энергообеспечения отдельных технологических узлов (сетевой технологической карты) согласно паспортным характеристикам оборудования;
- минимизацию машинного времени использования технологического оборудования (ограничивающие факторы: производственные задания и прогнозируемые в определенных промежутках времени значения мощности порций (блоков) энергии с УДТ различных источников генерации).

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Каплун, В. В. Умовний динамічний тариф як критерій ефективності функціонування мікроенергетичних систем локальних об'єктів // Вісник КНУТД. – № 3 (98). – 2016. – С. 52–58.
2. Структурно-параметричний синтез комбінованих систем електроживлення: колективна монографія / Кер. кол. авт. і наук. ред. проф. В. В. Каплун. – К. : КНУТД, 2017. – 189 с.
3. Osypenko, V. About the intelligent decision making system for dynamic electricity pricing on renewable microgrids / V. Osypenko, V. Kaplun, proc. of the XII IEEE Int. Conf. CSIT-2017 & Int. Workshop on Inductive Modeling, September 05-08, 2017 – Lviv, Ukraine, Lviv: Publisher "Vezha&Co", 2017. – P. 348–350.
4. Lagorse, J. A Multiagent Fuzzy-Logic-Based Energy Management of Hybrid Systems Industry Applications / J. Lagorse; M. G. Simoes; A. Miraoui / IEEE Transactions on Issue 6. – P. 2123–2129, 2009.
5. Dawei, G. Energy management strategy based on fuzzy logic for a fuel cell hybrid bus / G. Dawei, J. Zhenhua, L. Qingchun // Journal of Power Sources. – № 1(185). – 2008.
6. Pavlov, P. A. The optimality of software resources structuring through the pipeline distributed processing of competitive cooperative processes / P. A. Pavlov // Contemporary problems of mathematics, mechanics and computing sciences / N. N. Kizilova, G. N. Zholtkevych (eds). – Kharkov : Apostrophe, 2011. – P. 192–204.
7. Pavlov, P. A. The optimality of software resources structuring through the pipeline distributed processing of competitive cooperative processes / P. A. Pavlov // International Journal of Multimedia Technology (IJMT). – 2012. – Vol. 2. – № 1. – P. 5–10.
8. Kovalenko, N. S. Optimal Grouping Algorithm of Identically Distributed Systems / N. S. Kovalenko, P. A. Pavlov // Programming and Computer Software. – 2012. – Vol. 38. – № 3. – P. 143–150.

17.10.2019

KAPLUN V. V., PAVLOV P. A., SHTEPA V. M., PROKOPENYA O. N. Resource-process model of local object energy management with several energy sources

The resource-process of power consumption management model in the micro-energy system for local object is proposed in the paper. It is shown that the task of creation of electric power complexes on the basis of distributed power sources (traditional and renewable) and their intelligent control systems can be solved by synchronizing the implementation given by set the processes, taking into account their structure, baseline and mixed operating modes, generation and consumption electricity control and will ensure the minimization costs associated with forced blocking parallel processes in their distributed processing. The essence of the resource-process approach for dynamic energy management of micro-energy system with several sources of the electricity is to determine the minimum total time optimization of the current receivers composition, which form the load schedule, at the policy terms of the implementation energy supply structuring processes based on the minimum current cost electricity in the selected time interval as an efficiency criterion. The proposed approach will solve the problems of synthesis energy-efficient micro-energy systems for local objects with heterogeneous sources, as well as development algorithms for their optimal control on the basis of synchronization of generation and consumption electricity in real time.

621

Введение. При выполнении разных технологических операций используют различные виды приводов в зависимости от используемого источника энергии - электродвигателя или гидронасоса. Энергия может передаваться механическим приводом, содержащим зубчатые колеса, валы, опоры, муфты, карданы, упругие элементы, или гидравлическим путем с помощью гидронасоса, гидромотора постоянной или переменной производительности и др. В последнее время находят применение двухпоточные приводы с применением планетарных передач, когда энергия может передаваться к рабочему органу двумя путями – механическим и гидравлическим.

В кинематические цепи часто вводят гидромуфты или гидротрансформаторы, которые значительно снижают инерционные нагрузки машин. При этом пиковые нагрузки снижаются до 3 раз по сравнению с механическим приводом. Широко применяются для снижения угловых крутильных колебаний демпферы колебаний, которые подразделяются на: упруго-фрикционные, гидравлические и резинометаллические. Однако недостаточно внимания уделяется анализу упругих элементов, устанавливаемых в сложных кинематических цепях приводов машин.

Бобровник Александр Иванович, д. т. н., профессор, зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» АТФ, Белорусский национальный технический университет.

Филіпова Людмила Геннадьевна, старший преподаватель кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» АТФ, Белорусский национальный технический университет.

Чикилевский Ярослав Александрович, студент кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» АТФ, Белорусский национальный технический университет.

Беларусь, 220013, г. Минск, пр-т Независимости, 65.

Таблица 1 – Варианты подвода крутящего момента при заданном передаточном числе (U_{ij}), с числами зубьев колес Z_i

Ведущее звено планетарного механизма	Момент на солнечном колесе, M_a	Момент на водиле, M_h	Момент на эпициклическом колесе, M
Эпициклическое колесо	$M_a = M \frac{Z_a}{Z}$	$M_h = -M \left[\frac{Z}{Z} + 1 \right]$	M
Водило	$M_a = -M_h \frac{Z}{Z + Z}$	M_h	$M = -M_h \frac{Z}{Z + Z}$
Солнечное колесо	M	$M_h = M \left[\frac{Z}{Z} + 1 \right]$	$M = M \frac{Z}{Z}$

Высокоточные приводы технологических машин. Рассеивание энергии в механической системе происходит в материале деталей и элементах соединений между деталями конструкции. Первое называют внутренним демпфированием, а второе – конструкционным демпфированием [1, 2].

Анализ амплитудно-частотных характеристик механизмов с упругой муфтой при малом демпфировании показывает, что в режимах разбега могут возникать резонансные колебания, если угловая скорость установившегося движения больше собственной частоты.

Характер резонансных кривых колебаний системы в рабочем режиме зависит от вида нагрузки. Упругая нагрузка, создаваемая присоединенными к рабочему органу упругими элементами: пружинами, рессорами, упругими ограничителями хода или упругими свойствами обрабатываемой среды и т. д., вызывает смещение резонанса в область более высоких частот.

При обосновании схемы высокоточных приводов рассматривались три варианта подвода и распределения крутящего момента на звеньях дополнительно установленной планетарной передачи (таблица 1). Из условия габаритов конструкции выбран вариант, когда крутящий момент подводится на водило, которое жестко связано с ведомым колесом передачи и двумя параллельными потоками распределяется на солнечную шестерню и эпициклическую (рисунок 1), связанную соответственно с торсионом и полым валом. Момент на ведущем колесе будет определяться суммой моментов, действующих на основные звенья планетарной передачи [1].

Минимально допустимый диаметр торсиона d_{min} и угол закрутки φ_{max} определяются по известным зависимостям из сопротивления материалов [1]:

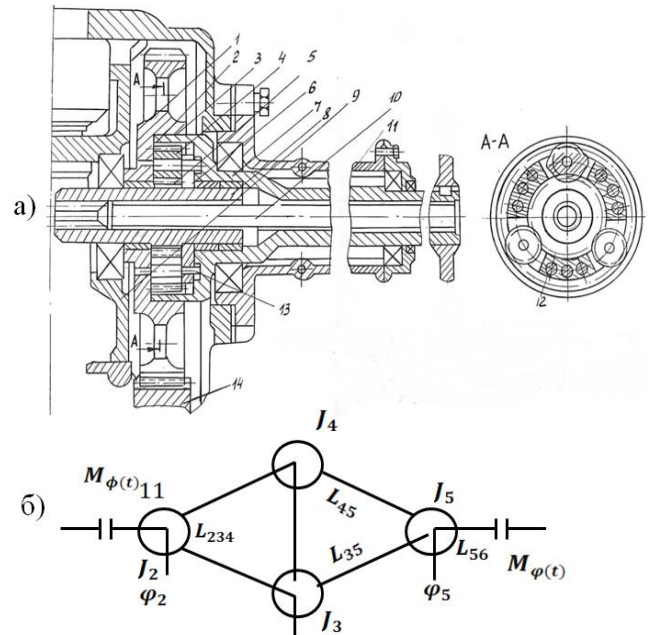
$$[d_{min}] = \sqrt[3]{\frac{16M_A K_3}{\pi [\tau]}}; \varphi_{max} = 57.3 \frac{L \cdot M_A}{G \cdot 0.1 [d_{min}]} \quad (1)$$

где M_A – момент на торсионе, Н*м, K – коэффициент запаса ($K = 1.5$), $[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения, МПа, L – длина торсиона, м, G – модуль упругости второго рода, ГПа.

БНТУ совместно с ОАО «Минский тракторный завод» провело испытания конструкции упруго-эластичного привода колесного трактора. Зависимость упруго-механических параметров торсионного вала от крутящего момента приведена на рисунке 2. Конструкция привода работоспособна, если выполняется условие:

$$— \geq —, \quad (2)$$

где C, C – соответственно коэффициенты жесткости полуоси и торсионного вала, Н/м; M, M – крутящие моменты соответственно на эпициклической и солнечной шестернях, Н*м.



1 – колесо; 2 – планетарный механизм; 3, 5, 14 – шестерни; 4 – сателлиты; 6 – водило; 7 – полуось; 8 – вал; 9 – корпус; 10 – торсионный вал; 11 – рукав; 12 – переключки; 13 – оси

Рисунок 1 – Упруго-эластичный привод трансмиссии (а), крутящие моменты (б)

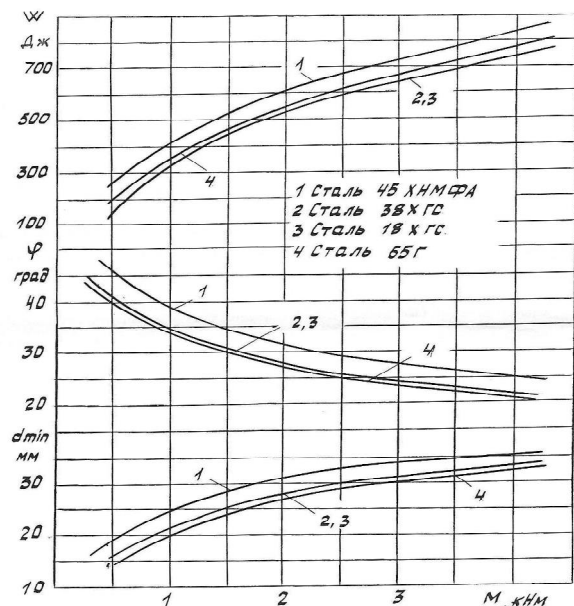


Рисунок 2 – Зависимость упруго-механических параметров торсионного вала от крутящего момента

Жесткость торсионного вала выбирается исходя из кинематического расчета и соотношения передаваемых моментов солнечного и эпициклического колесами:

$$\text{---} \geq \text{---}, \quad (2)$$

$$\text{---} = \frac{Z}{Z}. \quad (3)$$

Исходя из компоновочных возможностей рекомендуется $M/M = 2.5$, податливость торсионного вала $20.9 \cdot 10^{-5}$ рад/Н м.

Принимая во внимание, что момент на солнечной шестерне должен быть по возможности большим, рациональным является случай, когда диаметры солнечной шестерни и сателлитов соизмеримы, т. е. передаточное число передачи солнечная шестерня-сателлит находится в пределах 1.2–1.4, отношение чисел зубьев эпициклической и солнечной шестерен 1.4–2.6.

При обеспечении достаточной прочности сателлитов и солнечной шестерни, а также сравнительно малом отношении Z/Z , диаметр эпициклической шестерни оказывается больше диаметра ведомой шестерни, что недопустимо. В случае, если $Z/Z < 2.6$, эффективность работы снизится, так как момент на торсионе уменьшится. Поэтому исходя из параметров торсионного вала (рисунок 2), конструктивных возможностей $2.4 < Z/Z < 2.6$ момент на торсионе – 2397...2538 Н м, а рациональная величина диаметра торсиона 27...29 мм.

Математическая модель процесса трогания и разгона представляет собой систему дифференциальных уравнений динамической модели (рисунок 1,6):

$$\begin{cases} J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_\varphi(t) - M_{234}; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = \left(\frac{1}{U_{ah} + 1} \right) M_{234} - M_{35}; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = \left(\frac{U_{ah}^n}{1 + U_{ah}} \right) M_{234} - M_{45}; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = M_{35} - M_{56} - M_\varphi(t) + M_{45}; \\ M_{234} \cdot e_{234} = \varphi_2 - \varphi_3 - \varphi_4; \\ M_{35} \cdot e_{35} = \varphi_3 - \varphi_5; \\ M_{45} \cdot e_{45} = \varphi_4 - \varphi_5 \end{cases} \quad (4)$$

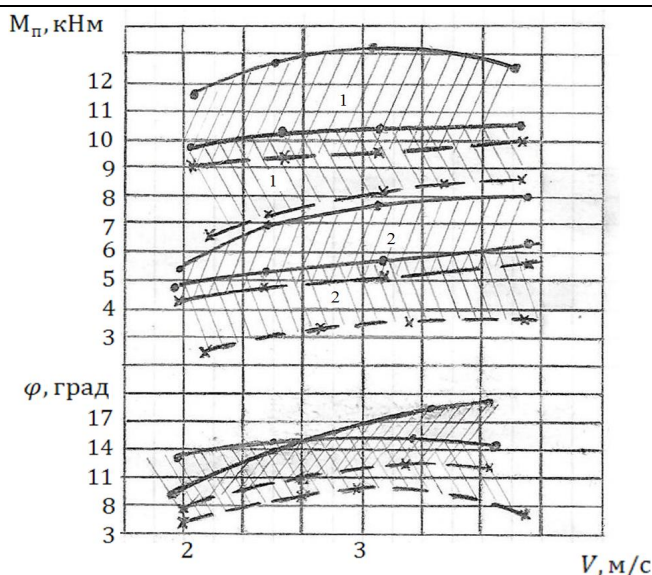
Последовательность перехода динамической системы из одного состояния в другое: прекращение закручивания торсионного вала $M_{35} > 3M$ (t), прекращение буксования муфты сцепления.

Расчеты на ЭВМ показали, что максимальное значение крутящего момента на 20–30 % меньше в опытном, чем в серийном варианте.

Податливость серийной системы (на 5 передаче) по данным лабораторных испытаний составила $2.33 \cdot 10^{-5}$ рад/Н м, а коэффициент затухания 1.41 с^{-1} , а опытной соответственно $5.28 \cdot 10^{-5}$ рад/Н м и 2.34 с^{-1} .

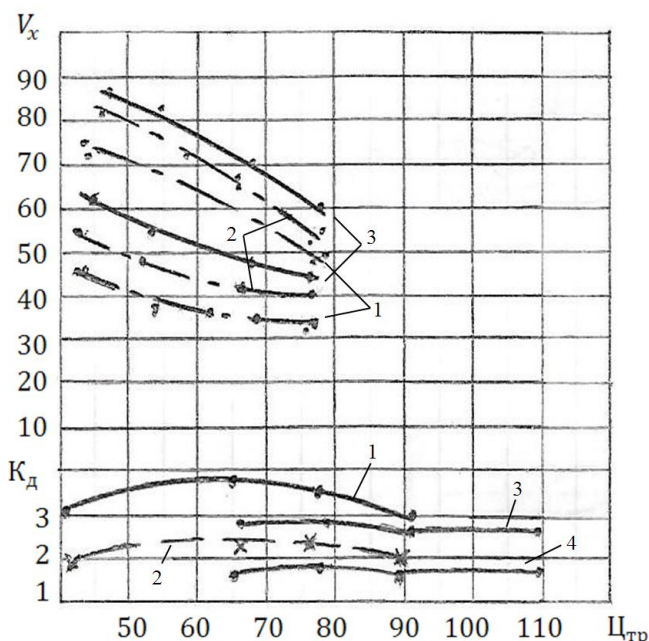
Разгон машины с упруго-эластичным приводом в трансмиссии сопровождается уменьшением угловой скорости двигателя по сравнению с серийной трансмиссией на 3–5 рад/с. Процесс изменения угловой скорости отличается большей плавностью и способствует улучшению условий работы двигателя и всей трансмиссии (рисунки 3–4). Исследования показали, что снижение жесткости трансмиссии уменьшает коэффициент динамичности с 3.2 до 2.2.

С целью повышения работоспособности, долговечности и точности привода трансмиссии ведомая шестерня передачи выполнена из двух связанных через подшипник частей. При этом одна из частей связана с другим концом полуоси, а другая часть шестерни – с другим концом торсиона, расположенного соосно полуоси, при этом зубья венца на одной из них выполнены напротив впадин венца другой шестерни.



1 – серийный привод; 2 – упруго-эластичный привод

Рисунок 3 – Зависимость угла закрутки торсиона от скорости движения агрегата при быстром (•) и плавном (x) включении привода и зависимость максимального крутящего момента при быстром (•) и плавном (x) включении муфты



1, 3 – серийный привод; 2, 4 – упруго-эластичный привод

Рисунок 4 – Зависимость коэффициента вариации крутящего момента и коэффициента динамичности от передаточного числа трансмиссий

Заключение. Таким образом, предложен высокоточный привод в кинематической цепи, содержащий упруго-эластичный привод в виде планетарной передачи и торсиона, позволяющие уменьшить динамические нагрузки в 1,5 раза, улучшить условия работы всей трансмиссии и двигателя, уменьшить нагрузку двигателя из-за снижения колебаний момента сопротивления, сократить время и путь разгона привода, и тем самым повысить надежность и долговечность оборудования.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кудрявцев, В. Н. Курсовое проектирование деталей машин: уч. пособие / В. Н. Кудрявцев [и др.]; под общ. ред. В. Н. Кудрявцева – Ленинград : Машиностроение, 1984. – 399 с.

2. БЕЛАРУС 3022 и его модификации. 3022В-0000010РЭ. Руководство по эксплуатации. – РУП «Минский тракторный завод», 2005. – 298 с.
3. Бобровник, А. И. Совершенствование процессов внесения удобрений на основе рациональных приводов машин : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук – Минск, 1999. – 409 с.
4. Иванов, Г. М. Основные направления развития современного гидропривода / Г. М. Иванов, В. К. Свешников // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2013. – № 4. – С. 14–20.
5. Брамер, Берт. Простое применение – надежность – энергоэффективность // МДА технологии. – 2012. Специальное издание. – С. 20–23.
6. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: Справочник / В. К. Свешников. – 6-е изд. перераб. и доп. – СПб. : Политехника, 2015 – 627 с.

13.11.2019

BOBROVNIK A. I., FILIPOVA L. G., CHIKILEVSKY Ya. A. High-precision drives of technological machines

Along with electric and hydraulic drives, mechanical gears containing complex kinematic chains using planetary assemblies and elastic links that increase the accuracy of the machines work have found wide application in drives of technological machines. An elastic-elastic drive is proposed to reduce the fluctuations of the moment of resistance. The tests of the prototype, mounted in the tractor's transmissions, showed a decrease in dynamic loads by 1.5 times, improved engine operating conditions, reduced transients in the drive under unsteady loads.

629.113

Введение. Неправильное или несанкционированное управление гидравлическими параметрами рабочего тела (гидравлической жидкости) является основной причиной выхода из строя и уменьшения срока службы гидрофицированных трансмиссий (ГТ), выполненных на основе автоматических коробок переключения передач (АКПП).

Субъективное диагностирование элементов управления АКПП [1, 2, 3, 4]. В электронной системе управления ГТ используется два основных параметра: скорость движения автомобиля и нагрузка на двигатель. Данные параметры определяются электронными датчиками. Основными из них являются датчики: частоты вращения на входе коробки передач (скорость вращения турбинного колеса), частоты вращения на выходе коробки передач (скорость выходного вала), положения коленчатого вала, температуры рабочей жидкости, положение рычага селектора и переключателя режима работы АКПП, массового расхода воздуха или абсолютного давления во впускном коллекторе и положение педали акселератора. Кроме того, блок управления АКПП получает дополнительную информацию от блока управления двигателем и других электронных систем автомобиля (например, от системы динамического контроля устойчивости автомобиля). Это позволяет более точно, чем в обычной АКПП, определять моменты переключений передач и блокировки гидротрансформатора. Программа переключения передач по характеру изменения скорости при данной нагрузке на двигатель может легко вычислить силу сопротивления движению автомобиля и ввести соответствующие поправки в алгоритм переключения, например, позже включать повышенные передачи на полностью загруженном автомобиле.

ГТ с электронным управлением так же, как и обычные неавтоматизированные гидромеханические коробки используют гидравлику для включения муфт и тормозных лент, но каждый гидравлический контур управляется электромагнитным, а не гидравлическим клапаном.

Неправильное или несанкционированное управление гидрофицированной трансмиссией приводит к пробуксовкам дисков во фрикционных пакетах муфт или тормозных лент с барабанами и «толчкам» (ударам) при включении и выключении передач. Причиной таких неисправностей являются: некорректные сигналы, получаемые с датчиков АКПП или электронный блок управления (ЭБУ) двигателя, АБС и т. п.; выход из строя ЭБУ АКПП (в частности, его перегрев); износ элементов гидравлического блока управления.

При появлении пробуксовок, определяемых по разнице частот вращения турбинного колеса и выходного вала АКПП, ЭБУ увеличивает давление, подаваемое к исполнительным механизмам посредством электромагнитных клапанов-регуляторов. Если при увеличе-

нии частоты импульса или силы тока на электроклапан до максимально допустимого значения ЭБУ фиксирует пробуксовку в АКПП, то включается «аварийный» режим, о чем информируется водитель сообщением на панели приборов.

Высокие амплитуды динамических нагрузок и «толчки» при включении и/или переключении передач, несущие в себе ударные нагрузки на элементы гидрофицированной трансмиссии, никак не воспринимаются ЭБУ. Эти негативные процессы повреждают фрикционные муфты, поршни, фрикционные и стальные кольца, тормозные ленты и планетарные механизмы вплоть до полного разрушения, что является причиной частичного или полного отказа АКПП. Основной причиной «толчков» является износ электромагнитных клапанов-регуляторов. При своевременном их ремонте или замене можно продлить срок службы коробки передач. Для фиксации ударов необходимо применение импульсного метода получения информации.

В момент удара, воспринимаемого водителем, происходит резкое наполнение рабочей жидкостью подпоршневого пространства и увеличение давления в тормозах планетарного ряда.

Для примера рассмотрим АКПП автомобиля BMW E38 740i, производителя ZF 5HP24. Следствием выхода из строя электромагнитного регулятора (повышенный механический износ сердечника) муфты усиления первой передачи (она же муфта задней передачи), является повышение давления на поршень, что является причиной его деформаций. Так как поршень наружной частью упирается в возвратную пружину, то деформации приводят к выходу внутренней окружности поршня из рабочей поверхности муфты при подаче давления. После переключения передачи на последующую давление под поршнем снижается, пружина возвращает его на место, и происходит повреждение манжеты. При каждом последующем включении муфты, рабочая жидкость выходит через образовавшийся зазор, давление снижается, и силы давления недостаточно для безпробуксовочной работы. Это в свою очередь определяется датчиками частот вращения, и включается «аварийный» режим работы АКПП. Наглядный пример деформации поршня муфты усиления первой передачи изображен на рис. 1.



Рисунок 1 – Поршни муфты усиления первой передачи с различной деформацией

Семёнов Иван Николаевич, старший преподаватель кафедры «Машиностроение и эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.