

УДК 621.83.062.1

DOI: 10.24160/1993-6982-2018-4-17-27

Объемные гидравлические приводы с частотным управлением и несколькими энергетическими каналами

Ю.Ю. Зуев, Е.Ю. Зуева

Представлены возможные схемотехнические решения для объемных гидроприводов с частотным управлением (ОГП–ЧУ), позволяющие существенно расширить диапазон устойчивого бесступенчатого регулирования скорости выходного звена от «ползучих» скоростей до максимальных значений, повысить надежность и живучесть приводов за счет введения двухканальных схем передачи энергетических потоков на выходное звено.

Сформулированы критерии и показатели для оценки конкурентоспособности двухканальных ОГП–ЧУ с механическими дифференциальными редукторами и гидравлическими суммирующими блоками.

Проанализированы преимущества и недостатки двухканальных исполнений ОГП–ЧУ с замкнутыми и разомкнутыми схемами циркуляции жидкости, дифференциальной схемой подключения электронасосных агрегатов, а также механическим дифференциалом гидромоторного блока, имеющих расширенные функциональные наборы, в том числе режимы энергонакопления и рекуперации.

Дан сопоставительный анализ различных видов машин и аппаратов, которые могут использоваться в составе ОГП–ЧУ, и указаны предпочтительные исполнения комплектующих.

Показано, что за счет достигаемых преимуществ многоканальные регулируемые ОГП–ЧУ успешно применяются как исполнительные модули различных силовых систем технических ответственного назначения объектов взамен и в дополнение к традиционным гидравлическим и электромеханическим приводам.

Ключевые слова: частотно-управляемый объемный гидропривод, энергетические каналы, рекуперация, функциональные схемы, сравнение и энергетическая база приводов.

Для цитирования: Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю. Объемные гидравлические приводы с частотным управлением и несколькими энергетическими каналами // Вестник МЭИ. 2018. № 4. С. 17—27. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-4-17-27.

Pump-Controlled Hydraulic Drives with Frequency Control and a Few Power Channels

Yu.Yu. Zuev, E.Yu. Zueva

The article presents possible circuit engineering solutions for pump-controlled hydraulic drives with frequency control (FC PCHD), the use of which makes it possible to obtain an essentially wider stable stepless adjustment range of the system output member's speed from its "crawling" to maximum values. In addition, better reliability and robustness of the drives are achieved owing to the use of two-channel arrangements for transmitting energy flows to the system output member.

Criteria and parameters for evaluating the competitiveness of two-channel FC PCHDs equipped with mechanical differential reduction gears and hydraulic adding units are formulated.

The article analyzes the advantages and drawbacks of two-channel FC PCHD versions involving closed and open liquid circulation schemes, a differential connection arrangement of electric pump sets, and the hydraulic motor unit's mechanical differential, all featuring extended functional abilities, including, in particular, energy storage and recuperation modes.

Different kinds of machines and apparatuses that can be used in the FC PCHD composition are subjected to a comparative analysis, and preferable modifications of their components are suggested.

It is shown that, owing to the attained advantages, adjustable multichannel FC PCHDs are successfully used as actuating modules of various power systems of important engineering facilities as a replacement of or supplement to conventional hydraulic and electromechanical drives.

Key words: frequency adjustable pump-controlled hydraulic drive, power channels, recuperation, functional schemes, comparison of actuators and their power basis.

For citation: Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu. Pump-Controlled Hydraulic Drives with Frequency Control and a Few Power Channels. MPEI Vestnik. 2018;4:17—27. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2018-4-17-27.

Введение

Частотно-управляемые объемные гидроприводы (ОГП-ЧУ), функционирующие в качестве исполнительных модулей силовой системы технического объекта (ТО), классифицируются как электромеханические приводы (ЭлмП) с гидростатическим редуктором (ГсР) вместо механического (МР) [1 — 4]. Расширение диапазона регулирования скорости выходного звена в ЭлмП — актуальная научно-техническая задача. Попытки ее решения в направлении только параметрического совершенствования системы (снижения трения, объемных потерь, более эффективного охлаждения приводящего электродвигателя (ЭД) и всего электронасосного агрегата (ЭНА) на малых скоростях вращения вала за счет установки дополнительного вентилятора и т. п.) приводят лишь к незначительному улучшению широты регулирования [5 — 9]. Кроме того, обычно это достигается ценой существенного ухудшения других важных показателей привода — массовых, габаритных, стоимостных, что во многих случаях неприемлемо [10 — 14]. Согласно общей теории стадийного развития технических систем (ТС), при сохранении неизменности принципа действия энергопреобразующих комплектующих подобных приводов заметное улучшение требуемых показателей возможно лишь на очередной стадии эволюции — рационального структурного изменения системы [12].

Предложены схмотехнические решения существенного улучшения технико-эксплуатационных характеристик ОГП-ЧУ путем введения нескольких энергетических каналов передачи управляющих сигналов на выходное звено.

Схмотехнические решения многоканальных приводов с частотным управлением

Применительно к ЭлмП с МР радикальное расширение диапазона регулирования с обеспечением устойчивых малых и сверхмалых скоростей движения выходного звена при меняющейся нагрузке и редукторной части с неизменным передаточным отношением осуществляется благодаря применению двухдвигательных блоков с алгебраическим суммированием скоростей их выходных звеньев через механический дифференциал [6, 7, 10, 15]. Для ОГП-ЧУ подобные решения практически неизвестны, хотя такой привод является своеобразным ЭлмП с ГсР, а наличие двух каналов передачи энергии на выходное звено ОГП-ЧУ позволяет получить ряд важных преимуществ по сравнению с одноканальными схемами ОГП и ЭлмП с МР.

Одно из них — обеспечение требуемых устойчивых скоростей движения выходного звена привода от практически нулевых значений (неподвижного положения звена) до максимальных при меняющихся произвольным образом и в широких пределах нагрузках звена за счет раздельного регулирования каждого гидродвига-

теля (по направлению движения его звена и значению скорости) в пределах паспортных скоростных режимов каждого гидродвигателя [6, 7].

Поскольку движение выходного звена каждого гидродвигателя в пределах паспортного скоростного диапазона требует подачи существенного количества рабочей жидкости, работа электронасосного агрегата данного энергетического канала также имеет место при значительных скоростях вращения приводящего ЭД и насоса, что обеспечивает удовлетворительное охлаждение ЭНА за счет штатного вентилятора двигателя и исключает необходимость применения дополнительного воздушного или жидкостного охлаждения [2, 4, 6, 8, 15 — 21].

При движении с малым энергопотреблением и допустимыми по условиям охлаждения ЭНА скоростями возможно временное отключение одного из каналов или перевод его в режим энергонакопления, что повышает экономичность и энергоэффективность двухканального ОГП-ЧУ.

В аварийных режимах (отказах одного из каналов) привод сохраняет ограниченную функциональность за счет работы другого канала. Двухканальная схема позволяет повысить надежность и живучесть ОГП-ЧУ за счет энергопитания каждого канала от энергетически независимых источников (электросистем ТО). Двухканальные ОГП-ЧУ дают возможность реализовать все режимы работы одноканального привода (энергопотребляющие, энергонакопительные и рекуперативные).

Двухканальные приводы имеют и очевидные недостатки, к числу которых, прежде всего, относятся:

- повышенная масса, габариты и стоимость привода;
- усложнение управления вследствие наличия двух независимых энергетических каналов, необходимость разработки разветвленных алгоритмов автоматического управления режимами работы каналов и оптимизации их совместного функционирования;
- повышенные схемная, конструкционная сложность и громоздкость привода.

Существенного улучшения характеристик ОГП-ЧУ, нейтрализации и даже полного устранения ряда перечисленных выше недостатков можно добиться за счет известных, но пока не нашедших широкого применения решений, а также практической реализации новых подходов к построению силовых приводов и их узлов.

Рассмотрены схемы двухканальных ОГП-ЧУ, которые могут быть реализованы на базе серийно выпускаемых электрических, гидравлических машин, гидроаппаратуры и узлов механических передач. В качестве гидродвигателей приводов взяты гидромоторы, но возможно использование гидроцилиндров и поворотных гидродвигателей, что определяется назначением и спецификой применения привода.

Функциональная схема ОГП-ЧУ, имеющая один гидромотор, с замкнутым потоком и гидравлической

дифференциальной схемой подключения двух электронасосных агрегатов показана на рис. 1.

Два одинаковых электронасосных агрегата ЭНА1, ЭНА2 обеспечивают гидропитанием гидродвигатель — обратимый нерегулируемый насос-мотор НМ. В состав каждого ЭНА входят приводящий электродвигатель ЭД1, ЭД2, обратимый нерегулируемый насос-мотор НМ1, НМ2, а также блок предохранительных клапанов БПК1, БПК2. Подключение каждого ЭНА к НМ осуществляется через блок направляющих распределителей БНР с электрическим управлением. Блок энергонакопления–рекуперации БЭР обладает пневмогидравлическим аккумулятором, наиболее пригодным для большинства мобильных и даже стационарных объектов, а также гидроаппаратурой подключения блока к гидролиниям энергетического контура ЭК. В блоке подпитки и устранения повышения давления в силовых гидролиниях ЭК ПБПД реализована функция компенсации утечек жидкости с помощью пружинного гидроаккумулятора и обеспечивается устранение повышения давления в гидролиниях при динамических процессах (ликвидация динамической подкачки). Блок фильтрации БФ выполняет очистку жидкости от загрязнений в режимах энергопотребления и накопления энергии в БЭР от ЭНА. Блок регулирования и термостабилизации БРТ содержит дросселирующие регуляторы расхода, обеспечивающие управляемое движение выходного звена привода с помогающими нагрузками, и термостабилизатор (радиатор), подключаемый при работе данных регуляторов.

Блок стопорения и свободного движения выходного звена привода БГЗ имеет двусторонний гидрозамок и направляющий распределитель с электрическим управлением, гарантирующий, в зависимости от поступления соответствующего управляющего сигнала, подключение гидрозамка, гидравлическое «кольце-

вание» НМ шунтированием гидролиний НМ, а также работу гидромашины в моторном и генераторном (насосном) режимах.

Аналогичная схема ОГП–ЧУ с двумя ЭНА и разомкнутым потоком представлена на рис. 2.

Насосы защищены предохранительными клапанами ПК1, ПК2. Привод имеет единый открытый гидробак Б, в который через БФ с полнопоточным фильтром под сливным давлением поступает жидкость. Прямой ход выходного звена привода и реверс движения осуществляется с помощью направляющего распределителя РЗ. Назначение остальных блоков такое же, как и на рис. 1.

В режимах малого энергопотребления НМ может получать гидравлическую энергию только от одного ЭНА. При увеличении скорости движения выходного звена (вращения вала НМ) через Р1 и Р2 подключаются оба ЭНА. Вращение валов приводящих ЭД одновременно работающих ЭНА в противоположные стороны с одинаковыми скоростями теоретически приводит к отсутствию расхода жидкости в НМ, т.е. к неподвижному положению выходного звена привода. Изменение абсолютных значений скоростей валов АЭД при их вращении в противоположные стороны позволяет получить малые скорости движения выходного звена ОГП–ЧУ. Привод имеет единый открытый гидробак Б, в который через БФ с полнопоточным фильтром под сливным давлением поступает жидкость. Прямой ход выходного звена привода и реверс движения осуществляются с помощью направляющего распределителя РЗ. Как и в случае ОГП–ЧУ с одним ЭНА и гидродвигателем, рассмотренные схемы ОГП–ЧУ позволяют (преимущества и недостатки одноканальных ОГП–ЧУ подробно рассмотрены в [1 — 4]):

— достичь скоростного исполнения привода (выходная координата — скорость), позиционное испол-

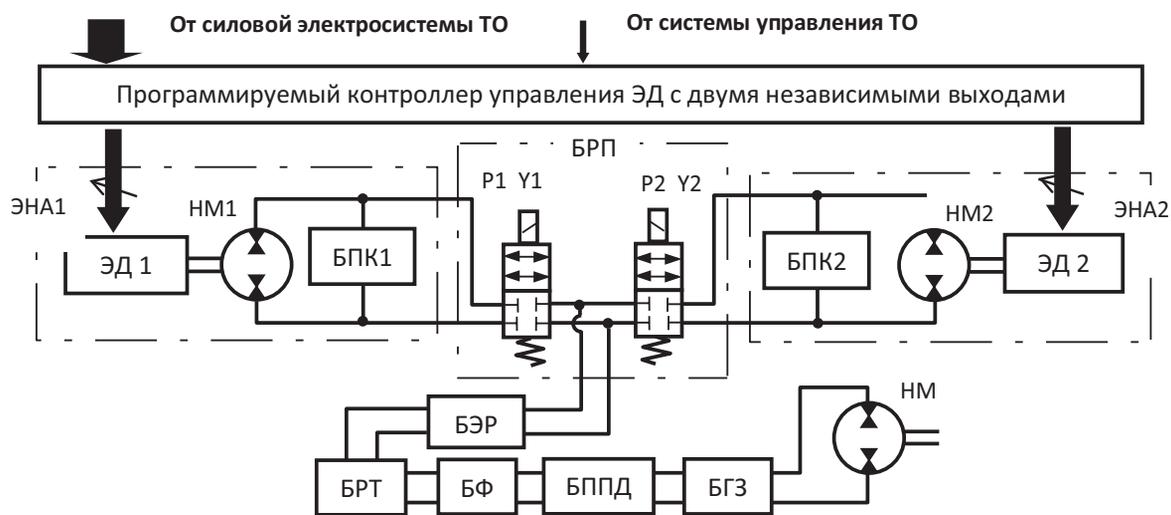


Рис. 1. Функциональная схема одномоторного ОГП–ЧУ с замкнутым потоком циркуляции жидкости и гидравлической дифференциальной схемой подключения двух электронасосных агрегатов

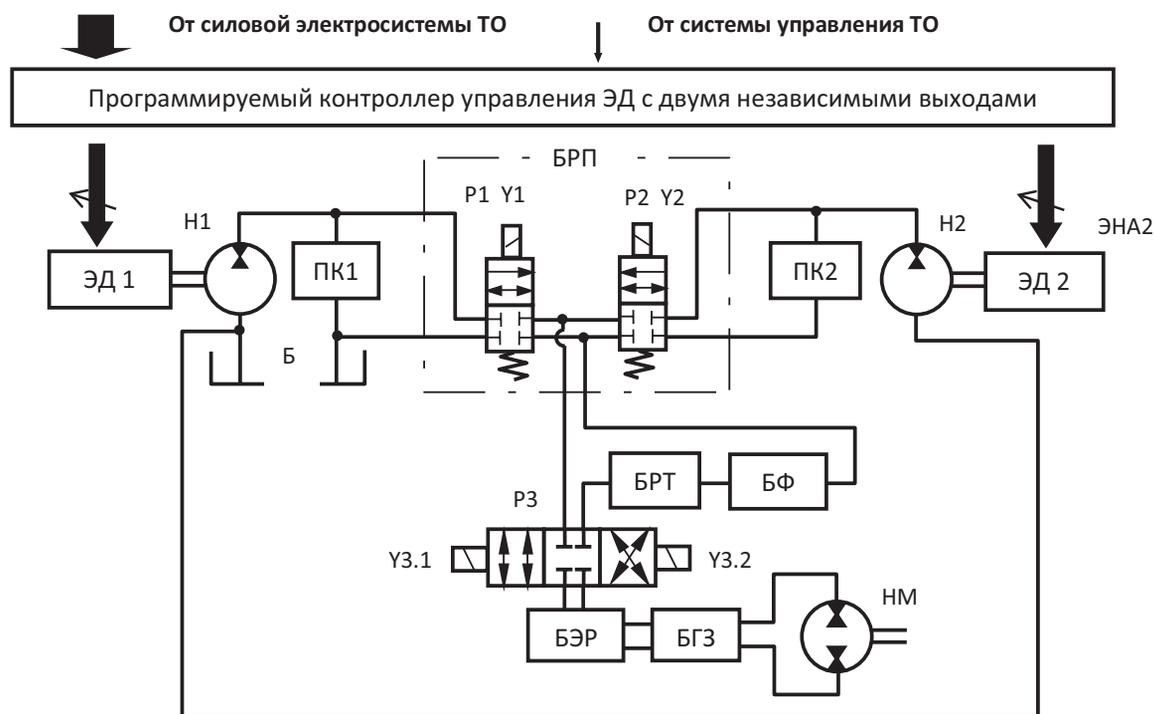


Рис. 2. Функциональная схема одномоторного ОГП–ЧУ с разомкнутым потоком циркуляции жидкости и гидравлической дифференциальной схемой подключения двух электронасосных агрегатов

нение (выходная координата — положение звена) без существенного усложнения алгоритмов управления, схемы и элементной базы контура управления (КУ);

- реализовать энергонакопительные и рекуперативные режимы (при управляемом движении выходного звена привода с помогающими нагрузками); в этом случае накопление энергии в БЭР осуществимо как от одного или сразу двух ЭНА, так и путем переключения одного ЭНА на БЭР с одновременным энергообеспечением гидродвигателя ОГП–ЧУ от другого электронасосного агрегата;

- получить различные виды движений выходного звена (возвратно-поступательное, вращательное, поворотное, винтовое) только за счет использования соответствующих гидродвигателей (цилиндров, моторов поворотных гидродвигателей) при комплектации ОГП–ЧУ единичными электронасосными агрегатами;

- выполнить охват ОГП–ЧУ главной обратной связью по положению выходного звена и получить автоматизированный (следающий) ОГП–ЧУ (ОГП–ЧУ(С)) [3];

- применить комбинированное управление движением выходного звена (например, частотно-дроссельное) по аналогии с насосно-дроссельным управлением для ОГП с регулируемыми насосами [2, 19].

Укрупненная функциональная схема ОГП–ЧУ с двумя электронасосными и гидромоторными блоками и механическим дифференциальным редуктором привода, представляющего собой два обычных одноканальных ОГП–ЧУ с замкнутыми потоками циркуляции жидкости, изображена на рис. 3.

Валы гидромоторов НМ1, НМ2 соединены с выходным звеном привода, выделенным на рис. 3 жирными линиями, через дифференциальный механический редуктор МДР.

Аналогичная схема привода, в состав которого входят два одноканальных ОГП–ЧУ с разомкнутыми потоками циркуляции жидкости, продемонстрирована на рис. 4. Очевидно, что для снижения массы и габаритов оба одноканальных привода могут иметь единый гидробак.

Положительными особенностями ОГП–ЧУ с МДР, по сравнению с ранее рассмотренными схемами приводов с дифференциальным гидравлическим редуктором и применением одного гидродвигателя (рис. 1, 2), являются:

- большее удобство и простота компоновки, так как комплектующие устройства — уже готовые одноканальные приводы;

- повышенные надежность и живучесть за счет второго гидромоторного узла.

Недостатки схем рис. 3, 4 заключаются в:

- увеличении массовых, габаритных и стоимостных показателей привода вследствие установки второго гидромотора и МДР;

- опасности появления и развития в процессе работы люфтов, шума, износа трущихся частей МДР, необходимости смазки редуктора;

- повышенных схемной, кинематической, конструкционной сложности и громоздкости привода (в том числе из-за МДР).

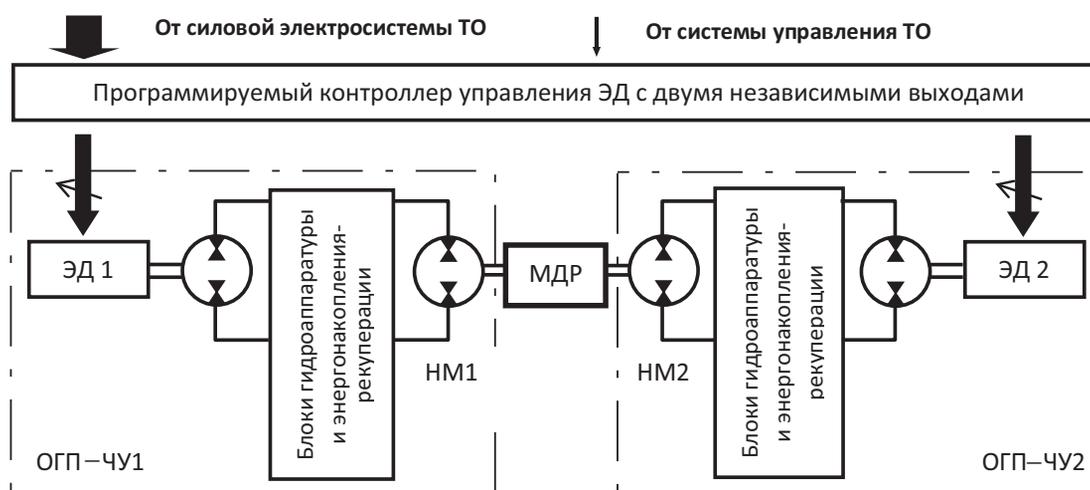


Рис. 3. Функциональная схема двухмоторного ОГП-ЧУ с замкнутыми потоками циркуляции жидкости и механическим дифференциальным блоком

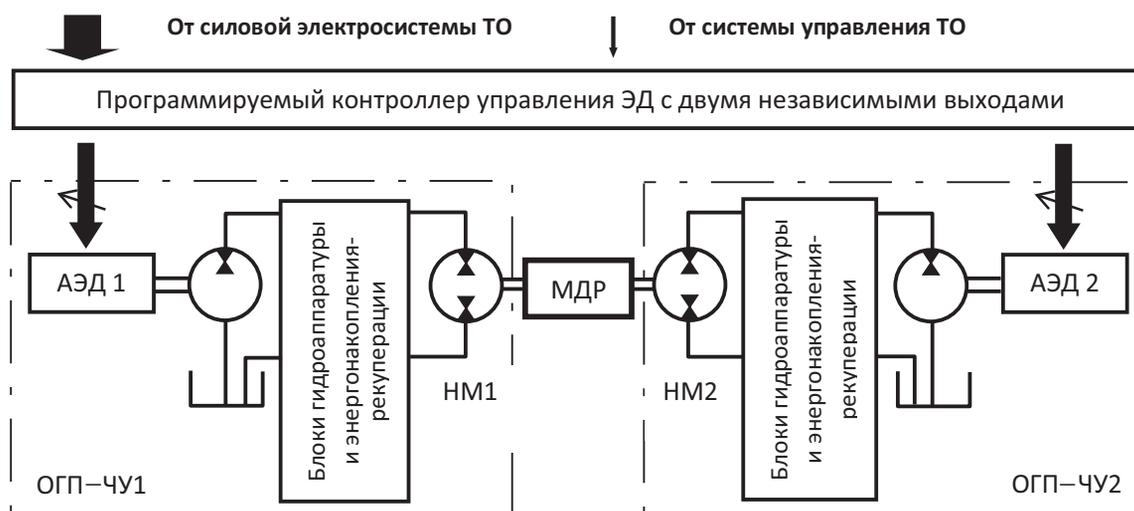


Рис. 4. Функциональная схема двухмоторного ОГП-ЧУ с разомкнутыми потоками циркуляции жидкости и механическим дифференциальным блоком

В настоящее время большую популярность приобретают механические волновые редукторы, имеющие хорошие перспективы использования, в том числе в ОГП-ЧУ, поскольку они реализуют значительные передаточные отношения и в которых опасность возникновения и развития люфтов существенно снижена по сравнению с традиционными зубчатыми передачами [20].

Требования, предъявляемые к дифференциальным механическим редукторам двухканальных частотно-управляемых объемных гидроприводов, и схемы редукторов

В зависимости от схемы и конструкции МДР внешний вид и технико-эксплуатационные характеристики рассматриваемого привода могут меняться. Высококачественные МДР должны полностью соответствовать современным требованиям функциональной пригодности и конкурентоспособности изделий [12].

Для определения предпочтительных схем подобных редукторов целесообразно руководствоваться следующими критериями:

- применения в каналах передачи энергии машин с одинаковыми схемотехническими и конструктивными показателями;
- энергетической равнопоточности, т.е. достижения в каналах передачи энергии машин, имеющих при передаче равных энергетических потоков одинаковые режимы работы (по скорости и передаваемым моментам), неподвижного положения выходного звена МДР при равных по значению, но противоположных по знаку скоростях вращения валов гидромоторов;
- осесимметричной компоновки редуктора (применение иных схем может диктоваться специфическими условиями компоновки МДР в составе ТО);
- отсутствия несбалансированных (некомпенсированных) осевых и радиальных усилий на подвижных звеньях МДР;

— компактности, оцениваемой как отношение характерного размера (габарита) МДР к выходной мощности редуктора;

— плотности компоновки (отношения массы МДР к объему конструкции);

— технологичности схемы для современного серийного производства, предпочтительного применения серийно выпускаемых узлов и деталей;

— минимальных стоимости изготовления (закупочной цены), трудоемкости и стоимости обслуживания (эксплуатационных расходов);

— максимальной надежности, безаварийной работы МДР в паспортных и оговоренных форсированных режимах на протяжении установленного срока эксплуатации;

— сохранения работоспособности в условиях вибраций с оговоренными амплитудами и частотами по трем координатным осям;

— работоспособности МДР в регламентированных отказных режимах;

— сохранения требуемой живучести системы, т.е. сохранения работоспособности при действии дестабилизирующих факторов;

— малой чувствительности к знакопеременным и ударным нагрузкам;

— минимального роста люфтов при эксплуатации МДР;

— самоиндикации типовых (или возможных) нарушений работоспособности и отказных режимов;

— минимальных шумов и вибрации при работе;

— высокого КПД, исключающего необходимость специального отвода тепла;

— возможности работы МДР на форсированных режимах с оговоренными условиями такой работы;

— минимизации (исключения) повреждения энергетических машин и аппаратов контура энергетики ОГП–ЧУ/МДР при нарушении работоспособности и выходе из строя МДР (отсутствии нарастающей цепочки отказов и разрушений силовой системы ТО при заклинивании какого-либо из подвижных звеньев (элементов) редуктора;

— возможности образования типоразмерных рядов МДР с различным сочетанием скоростных и тяговых показателей, а также разных передаваемых мощностей,

желательности получения на основе единой базовой кинематической схемы с минимальными доработками и изменениями редукторов с различными видами движения выходного звена: вращательного, поворотного и возвратно-поступательного;

— использования ОГП–ЧУ как исполнительного модуля в силовых системах цикловой автоматики ТО, а также как следящего привода данного принципа действия при замыкании системы по координате выходного звена.

Анализ возможных кинематических схем МДР показал, что конкурсными вариантами по совокупности перечисленных критериев являются схемы редуктора с коническими прямозубыми, круговыми или гипоидными ведущими шестернями и сателлитами (рис. 5, а), и с цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 5, б). Обе схемы вполне технологичны, имеют осесимметричную компоновку, отсутствие несбалансированных радиальных нагрузок на подвижных звеньях, характеризуются минимальным числом узлов и деталей. Редуктор с гипоидными шестернями более сложен в технологическом плане, имеет худший КПД, но позволяет размещать оси зубчатых колес не в одной плоскости, характеризуется меньшим шумом и повышенной несущей способностью, нежели конические МДР с прямозубыми и круговыми колесами.

В табл. 1 приведены преимущества и недостатки обеих схем, определяемые на основании их кинематики.

Вопросы надежности, живучести, стоимости изготовления и эксплуатации в значительной степени зависят от особенностей конструкционного и технологического исполнения, а также условий эксплуатации.

Принцип действия данных МДР достаточно ясен из анализа их кинематических схем.

Вращение конической шестерни МДР (например, левой 1, рис. 5, а) при неподвижном положении второй шестерни приводит к вращению конических сателлитов 3 и одновременно повороту их оси (водила 4) в том же направлении, что и вращение ведущей шестерни. Вращение другой ведущей шестерни в том же направлении, что и первой, суммирует скорости на водиле, вращение шестерен в противоположных направлениях дает вычитание составляющих скоростей. При вращении шестерен с одинаковой скоростью в одном

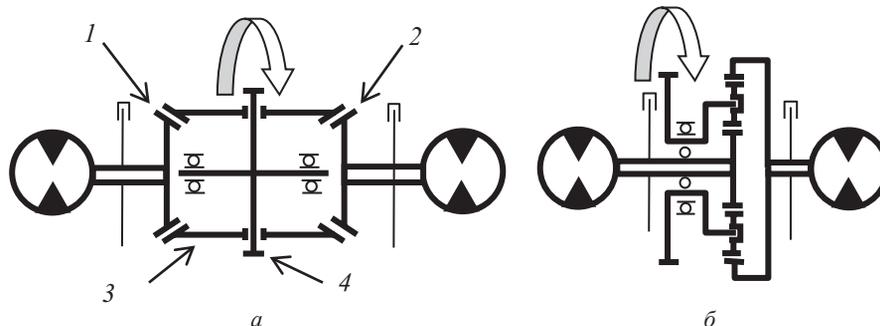


Рис. 5. Схемы механического дифференциального блока ОГП–ЧУ с коническими (а) и цилиндрическими (б) зубчатыми колесами

Таблица 1

Преимущества и недостатки схем механического дифференциального блока ОГП–ЧУ с коническими и цилиндрическими зубчатыми колесами, определяемые на основании их кинематики

Критерии оценки схемы	Варианты кинематических схем с зубчатыми колесами	
	конические (рис. 5, а)	цилиндрические (рис. 5, б)
Минимально возможное число подвижных звеньев	5 (две шестерни, два сателлита, водило)	6 (две шестерни, три сателлита, водило)
Число подшипников МДР	2	2
Наличие осевых сил на подвижных звеньях	Есть	Нет
Удобство связи выходного звена с нагрузкой	Определяется особенностями конструкции	
Компактность	—	
Энергетическая равнопоточность	Да (при неподвижном положении выходного звена скорости вращения валов гидромоторов одинаковы)	Нет (при неподвижном положении выходного звена скорости вращения валов гидромоторов различны)

направлении, конические сателлиты неподвижны относительно своих осей, но водило вращается с той же скоростью, что и каждая шестерня. В случае разных по знаку, но одинаковых по модулю значений скоростей шестерен сателлиты и водило неподвижны. Таким образом, неподвижное положение выходного звена привода можно получить как в результате отключения энергопитания каналов с затормаживанием валов гидромоторов, так и при вращении шестерен с одинаковой скоростью в противоположных направлениях. Изменение разности скоростей вращения ведущих шестерен благодаря управляющим сигналам, поступающим на соответствующие гидромоторы, приводит к вращению водила, скорость и направление вращения которого определяются значениями и знаками составляющих скоростей шестерен. Важно, что при использовании МДР широта диапазона регулирования скорости каждого энергетического канала уже не определяет диапазон возможного изменения скорости водила, т.е. выходного звена привода (в отличие от одноканальных приводов).

Это позволяет:

- иметь широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена привода от его неподвижного положения, устойчивых малых и «ползучих» скоростей (под нагрузкой) до наибольших скоростей, равных максимальной скорости вращения каждой шестерни вне зависимости от широты регулирования скорости шестерни каждого канала;

- исключить негативное влияние физических закономерностей, определяющих диапазон регулирования скорости канала (объемные потери, трение между взаимодействующими подвижными деталями и т. д.);

- получить точность поддержания скорости вращения выходного звена ОГП–ЧУ/МЭК в широком диапазоне при меняющейся произвольным образом нагрузке, зависящую только от точностных возможностей системы управления каждого канала;

- отключать тот или иной энергетический канал, т.е. работать с половинной мощностью за счет торможения вала гидромотора (тормоза условно показаны на рис. 5 на валах гидромоторов) в режимах малого энергопотребления;

- повысить надежность и живучесть привода в аварийных ситуациях, в том числе, при отключении энергопитания и/или управления какого-либо из каналов.

Аналогичным образом работает МДР, схема которого показана на рис. 5, б. Отличие заключается в том, что для получения неподвижного положения водила при вращении валов гидромоторов в разном направлении вал корончатой шестерни должен вращаться с большей скоростью, чем вал центральной шестерни. Различие в скоростных и тяговых режимах гидродвигателей приводит к очевидному усложнению схемы и алгоритма управления ОГП–ЧУ/МЭК с таким МДР, а также может потребовать установки разных приводящих гидромоторов, что ухудшает унификационные, технологические, стоимостные и эксплуатационные показатели.

Учитывая это обстоятельство, а также большее число подвижных деталей последнего МДР в качестве приоритетного варианта редуктора может быть рекомендована схема с коническими парами (рис. 5, а).

В табл. 2 дана качественная оценка преимуществ и недостатков перечисленных выше возможных направлений улучшения характеристик ОГП–ЧУ для практически значимого мощностного диапазона приводов данного вида (5...100 кВт).

Из множества возможных видов машин в табл. 2 помещены те, которые по имеющимся у них положительным свойствам могут успешно применяться в составе ОГП–ЧУ (реверсивность, обратимость, достаточно высокий КПД), причем некоторые их традиционные преимущества (регулируемость аксиальных насосов) вовсе не учитываются как положительный фактор из-за применяемого частотного управления ОГП.

Качественная оценка преимуществ и недостатков возможных направлений улучшения характеристик ОГП-ЧУ для практически значимого мощностного диапазона приводов 5...100 кВт

Вид	Преимущества	Недостатки	Примечание
Приводящий электродвигатель			
Асинхронный ЭД с частотным преобразователем	Простота, дешевизна, надежность, малая инерционность ротора, широкая распространенность (особенно в стационарных системах)	Бóльшие массовые и габаритные показатели, повышенная стоимость (при наличии контроллера управления ЭД)	Проблема охлаждения ЭД при малых скоростях роторов
Коллекторный ЭД постоянного тока	Простота, сравнительная дешевизна, компактность, легкость бесступенчатого регулирования	Сравнительно малый КПД, износ и искрение щеточных узлов, низкая жесткость механической характеристики (МХ), инерционность ротора	То же
С вентильным управлением и магнитами из редкоземельных материалов	Высокие надежность, КПД и ресурс, компактность, отсутствие изнашивающихся частей и искрения, жесткость МХ, быстрдействие, широкий диапазон регулирования, большие пусковые моменты	Сложность инвертора и его схемы управления, повышенная стоимость, обусловленная, в основном, применением редкоземельных магнитных материалов	
Объемно-роторный насос			
Аксиальный с наклонным блоком цилиндров	Повышенная жесткость характеристики «напор–подача», широкий диапазон бесступенчатого регулирования	Угловая компоновка, меньший ресурс и надежность из-за прецизионных сферических узлов, повышенная стоимость	Повышенная чистота рабочей жидкости
Аксиальный с наклонным диском	Сравнительная простота, меньшая стоимость, осесимметричная конструкция, возможность работы на больших давлениях, повышенный ресурс	Несколько меньший КПД, худший диапазон бесступенчатого регулирования и жесткость характеристики «напор – подача»	То же
Шестеренный с наружным зацеплением	Простота, дешевизна, надежность, широкая распространенность	Шум, пульсации давления, сравнительно низкий КПД и малые давления, неудобная асимметричная компоновка	Худший КПД по сравнению с аксиальными машинами
Шестеренный с внутренним зацеплением	Лучшая компоновка, меньший шум	Шум, пульсации давления, бóльшая сложность, стоимость	
Героторный	Практически осесимметричная компоновка, несколько лучший КПД, чем у шестеренных машин	Шум, пульсации давления, бóльшая сложность, стоимость	—
Винтовой	Наименьший шум и пульсации давления (подачи), возможность работы на высоких скоростях ротора (до десятков тысяч об./мин)	Сравнительно низкие давления, бóльшие массовые и габаритные (осевые) показатели, сравнительная сложность, стоимость, невысокий ресурс	Сложность прецизионной технологии, сравнительно высокая стоимость
Радиально-поршневой (плунжерный)	Возможность работы на больших давлениях (до 60 МПа и более), малые осевые габариты, легкость создания многорядных компоновок	Сравнительно низкие скорости и повышенная инерционность ротора, сложности конструкции коммутационно-распределительного узла (КРУ), отсутствие реверса и обратимости (при наличии клапанного КРУ)	Бóльшие радиальные габариты и масса
Ролико-лопастной	Осесимметричная конструкция, высокий КПД, меньшая трудоемкость (по сравнению с аксиальными гидромашинами в 2 — 3 раза), минимальное трение в узлах, высокая надежность, широкий диапазон регулирования, низкий шум*	Повышенные требования к точности изготовления прецизионных пар, трудности в оптимальном выборе материалов ответственных деталей	Отсутствует серийный выпуск, нет статистических данных о высоких заявленных показателях

*По информации предприятий-изготовителей опытных экземпляров такой техники [17, 18, 21].

Заключение

Радикальное расширение диапазона регулирования с обеспечением устойчивых малых и сверхмалых («ползучих») скоростей движения выходного звена при меняющейся нагрузке и редукторной части с неизменным передаточным отношением может быть получено благодаря применению двухдвигательных блоков с алгебраическим суммированием скоростей их выходных звеньев через механический или гидравлический дифференциал, причем двухканальные ОГП-ЧУ могут быть выполнены с замкнутыми и разомкнутыми потоками жидкости в контуре энергетики.

Улучшению основных технико-эксплуатационных характеристик ОГП-ЧУ будет способствовать использование в качестве насосов и, особенно, обратимых гидромашин (насос-моторов) в гидродвигательной части энергетического контура ОГП-ЧУ ролик-лопастных машин, обладающих аномально низкими значениями трения [17, 18, 21].

Наличие двух каналов передачи энергии на выходное звено ОГП-ЧУ, помимо сохранения полной функциональности одноканальных аналогов привода и получения широкого скоростного диапазона движения выходного звена (от неподвижного положения до максимальных скоростей), позволяет получить ряд дополнительных важных преимуществ по сравнению с одноканальными схемами:

- удовлетворительное охлаждение ЭНА за счет встроенного в электродвигатель вентилятора и исключение необходимости применения дополнительного воздушного или жидкостного охлаждения;

- широкие возможности энергонакопления и рекуперации;

- сохранение ограниченной функциональности двухканального ОГП-ЧУ в аварийных режимах при отказах одного из каналов;

- повышение надежности и живучести двухканального ОГП-ЧУ за счет энергопитания каждого канала от энергетически независимых источников (электросистем ТО).

Очевидный недостаток схем — повышенная схемная, конструкционная сложность и громоздкость приводов.

Существенное улучшение характеристик ОГП-ЧУ, нейтрализация и даже полное устранение основных недостатков двухканальных ОГП-ЧУ (повышенные массогабаритные и стоимостные показатели, усложнение управления) могут быть достигнуты за счет известных, но пока не нашедших широкого применения, решений, а также практической реализации новых подходов к построению силовых приводов и их узлов, в частности:

- использования энергоемких высокоскоростных приводящих ЭД;

- перехода к интегрированным конструкциям ЭНА и ЭН, а также каждого канала в целом с приме-

нением современных перспективных приемов рационального конструирования (принципа вложенных конструктивных форм, комбинированных материалов, в том числе с запоминанием формы и т. д.);

- применения как традиционных (с помощью синхронных магнитных муфт, ЭД с «мокрым ротором»), так и новых способов полной герметизации, основанных на деформируемых оболочках, капиллярных эффектах в электрически поляризованных полях и др.;

- разработки непосредственно цифровых гидродвигателей и электрогидравлической аппаратуры управления;

- внедрения «внутренней» компьютеризации системы за счет встроенных микроэлектронных блоков, в том числе, применение встроенной микроэлектроники для решения задач оптимизации работы многоканальных приводов в любых режимах эксплуатации (от штатных, с энергосбережением-рекуперацией и до отказных), позволяющее использовать такой ОГП-ЧУ как своеобразный интеллектуальный силовой «черный ящик» с цифровым кодовым управлением [10, 11, 14, 19].

Литература

1. Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю., Голубев В.И. Анализ динамики объемного гидропривода с частотным управлением при энергопитании от встроенного пневмогидравлического аккумулятора // Наука и образование. 2015. № 3. С. 15—35.

2. Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю., Голубев В.И. Объемный гидропривод с частотным и частотно-дрессельным управлением — возможные исполнения, области применения, сравнительные характеристики и конкурентные аналоги // Гидравлика, пневматика, приводы. 2015. № 1 (15). С. 29—33.

3. Зуев Ю.Ю., Зуева Е.Ю. Улучшение динамики объемного гидропривода с частотным управлением с помощью дополнительной обратной связи // Вестник МЭИ. 2016. № 3. С. 6—15.

4. Зуев Ю.Ю., Кремнев Д.Е., Танаев П.А. Одно из самых перспективных решений для модернизации — для большинства гидравлических систем переход на частотно-регулируемый привод оправдан (дискуссионный клуб) // Конструктор-машиностроитель. 2017. № 2. С. 14—19.

5. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. М.: Машиностроение, 1988.

6. Отчет по НИР № 2126070. Исследование проблем и разработка технических предложений по созданию гидравлических передач с регулируемым гидромоторами / В.И. Голубев, Ю.Ю. Зуев, Д.В. Драгомиров. Изд-во МЭИ, 2009.

7. Отчет по НИР № 2270090. Исследование эффективности схмотехнических исполнений силовой части механизмов управления гидроприводов с моторным и насос-моторным регулированием / В.И. Голубев, Ю.Ю. Зуев, Д.В. Драгомиров. Изд-во МЭИ, 2011.

8. Прокофьев В.Н. Неравномерность движения гидропривода при работе на нижнем пределе диапазона регулирования // Известия вузов. Серия «Машиностроение». 1974. № 3. С. 59 — 64.

9. Отчет по НИР № 2265110. Исследование работы аксиальной гидромашины на пониженных оборотах и формирование предложений по созданию объемного гидропривода с частотным управлением и улучшенными тактико-техническими характеристиками / Ю.Ю. Зуев, Е.Ю. Зуева, В.И. Голубев. Изд-во МЭИ, 2013.

10. Крымов Б.Г., Рабинович Л.В., Стеблецов В.Г. Исполнительные устройства систем управления летательными аппаратами. М.: Машиностроение, 1987.

11. Черницкий И.И., Потупиков И.Л. Авиационные электромеханизмы малой мощности. М.: Машиностроение, 1986.

12. Зуев Ю.Ю. Основы создания конкурентоспособной техники и выработки эффективных решений. М.: Издательский дом МЭИ, 2006.

13. Справочник по электрическим машинам / под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. М.: Энергоатомиздат, 1989.

14. Редько П.Г. и др. Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолетов // Новые рубежи авиационной науки: Сб. тезисов IX Междунар. науч.-техн. симпозиума. М., 2007. С. 90.

15. Stäudig verbesserte Fluidtechnik // Ohlhydraul. Und Pneum. 1999. V. 43. No. 4. P. 305.

16. Зуева Е.Ю. Исследование гидро- и термодинамических процессов течения вязкой жидкости в щелевых каналах трактов смазки и охлаждения герметичных насосных агрегатов и формирование алгоритмов их расчета: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. М.: Изд-во МЭИ, 2007.

17. ООО НТЦ «Нордикс-метрология» [Официальный сайт] <http://www.Nordix-metrologia.narod.ru/> (дата обращения 04.02.2017).

18. НТЦ «Doroll» [Официальный сайт] <http://www.Doroll.ru/products/ru/> (дата обращения 19.04.2017).

19. Алексеенков А.С. Улучшение динамических свойств и исследование рабочих процессов авиационного рулевого гидропривода с комбинированным регулированием скорости при увеличении внешней нагрузки: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. М.: МАИ, 2014.

20. Герашенко А.Н., Самсонович С.Л. Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов. М.: Машиностроение, 2006.

21. Домогацкий В.В. Создание гидропередачи на базе роliko-лопастных машин // Строительные и дорожные машины. 2009. № 5. С. 1 — 5.

References

1. Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu., Golubev V.I. Analiz dinamiki Ob'emnogo Gidroprivoda s Chastotnym Upravleniem pri Energopitanii ot Vstroennogo Pnevmodid-

ravlicheskogo Akkumulyatora. Nauka i Obrazovanie. 2015;3:15—35. (in Russian).

2. Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu., Golubev V.I. Ob'emny Gidroprivod s Chastotnym i Chastotno-drossel'nyim Upravleniem — Vozmozhnye Ispolneniya, Oblasti Primeneniya, Sravnitel'nye Harakteristiki i Konkurentnye Analogi. Gidravlika, Pnevmatika, Privody. 2015;1 (15):29—33. (in Russian).

3. Zuev Yu.Yu., Zueva E.Yu. Uluchshenie Dinamiki Ob'emnogo Gidroprivoda s Chastotnym Upravleniem s Pomoshch'yu Dopolnitel'noy Obratnoy Svyazi. Vestnik MPEI. 2016;3:6 — 15. (in Russian).

4. Zuev Yu.Yu., Kremnev D.E., Tanaev P.A. Odno iz Samyh Perspektivnyh Resheniy dlya Modernizatsii — dlya Bol'shinstva Gidravlicheskih Sistem Perekhod na Chastotno-reguliruemyy Privod Opravdan (Diskussionnyy Klub). Konstruktor-Mashinostroitel'. 2017;2:14 — 19. (in Russian).

5. Petrov V.A. Gidroob'emnye Transmissii Samohodnyh Mashin. M.: Mashinostroenie, 1988. (in Russian).

6. Otchet po NIR № 2126070. Issledovanie Problem i Razrabotka Tekhnicheskikh Predlozheniy po Sozdaniyu Gidravlicheskih Peredach s Reguliruemyimi Gidromotornami / V.I. Golubev, Yu.Yu. Zuev, D.V. Dragomirov. Izd-vo MPEI, 2009. (in Russian).

7. Otchet po NIR № 2270090. Issledovanie Effektivnosti Skhemotekhnicheskikh Ispolneniy Silovoy Chasti Mekhanizmov Upravleniya Gidroprivodov s Motornym i Nasos-Motornym Regulirovaniem / V.I. Golubev, Yu.Yu. Zuev, D.V. Dragomirov. Izd-vo MPEI, 2011. (in Russian).

8. Prokof'ev V.N. Neravnomernost' Dvizheniya Gidroprivoda pri Rabote na Nizhnem Predele Diapa-zona Regulirovaniya. Izvestiya Vuzov. Seriya «Mashinostroenie». 1974;3:59 — 64. (in Russian).

9. Otchet po NIR № 2265110. Issledovanie Raboty Aksial'noy Gidromashiny na Ponizhenykh Oborotah i Formirovanie Predlozheniy po Sozdaniyu Ob'emnogo Gidroprivoda s Chastotnym Upravleniem i Uluchshennymi Taktiko-tekhnicheskimi Harakteristikami / Yu.Yu. Zuev, E.Yu. Zueva, V.I. Golubev. Izd-vo MPEI, 2013. (in Russian).

10. Krymov B.G., Rabinovich L.V., Stebletsov V.G. Ispolnitel'nye Ustroystva Sistem Upravleniya Letatel'nyimi Apparataми. M.: Mashinostroenie, 1987. (in Russian).

11. Chernitskiy I.I., Potupikov I.L. Aviatsionnye Elektromekhanizmy Maloy Moshchnosti. M.: Mashinostroenie, 1986. (in Russian).

12. Zuev Yu.Yu. Osnovy Sozdaniya Konkurentosobnoy Tekhniki i Vyrabotki Effektivnyh Resheniy. M.: Izdatel'skiy Dom MPEI, 2006. (in Russian).

13. Spravochnik po Elektricheskim Mashinam / pod Obshch. Red. I.P. Kopylova, B.K. Klokova. M.: Energoatomizdat, 1989. (in Russian).

14. Red'ko P.G. i dr. Kontseptsiya Razvitiya Sistem Rulevyh Privodov Perspektivnyh Samoletov. Novye Rubezhi Aviatsionnoy Nauki: Sb. Tezisev IX Mezhdunar. Nauch.-tekhn. Simpoziuma. M., 2007:90. (in Russian).

15. **Stäudig** verbesserte Fluidtechnik. Ohlhydraul. Und Pneum. 1999;43;4:305.

16. **Zueva E.Yu.** Issledovanie Gidro- i Termodinamicheskikh Protsessov Tcheniya Vyzkoy Zhidkosti v Shchelevykh Kanalah Traktov Smazki i Ohlazhdeniya Germetichnykh Nasosnykh Agregatov i Formirovanie Algoritmov ih Rascheta: Avtoref. Diss. ... Kand. Tekhn. Nauk. M.: Izd-vo MPEI, 2007. (in Russian).

17. **ООО NTTS «Nordiks-metrologiya»** [Ofits. Sayt] [http://www. Nordix-metrologia.narod.ru/](http://www.Nordix-metrologia.narod.ru/) (data Obrashcheniya 04.02.2017). (in Russian).

18. **NTTS «Doroll»** [Ofits. Sayt] [http://www. Doroll. ru/products/ru/](http://www.Doroll.ru/products/ru/) (Data Obrashcheniya 19.04.2017). (in Russian).

19. **Alekseenkov A.S.** Uluchshenie Dinamicheskikh Svoystv i Issledovanie Rabochih Protsessov Aviatsionnogo Rulevogo Gidropivoda s Kombinirovannym Regulirovaniem Skorosti pri Uvelichenii Vneshney Nagruzki: Avtoref. Diss. ... Kand. Tekhn. Nauk. M.: MAI, 2014. (in Russian).

20. **Gerashchenko A.N., Samsonovich S.L.** Pnevmaticheskie, Gidravlicheskie i Elektricheskie Privody Letatel'nykh Apparatov na Osnove Volnovykh Is-

polnitel'nykh Mekhanizmov. M.: Mashinostroenie, 2006. (in Russian).

21. **Domogatskiy V.V.** Sozdanie Gidropredachi na Baze Roliko-lopastnykh Mashin. Stroitel'nye i Dorozhnye Mashiny. 2009;5:1 — 5. (in Russian).

Сведения об авторах

Зуев Юрий Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры гидромеханики и гидравлических машин НИУ «МЭИ», e-mail: zuevyu@gmail.com

Зуева Елизавета Юрьевна — кандидат технических наук, доцент кафедры гидромеханики и гидравлических машин НИУ «МЭИ», e-mail: gelia-05@mail.ru

Information about authors

Zuev Yuriy Yu. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Hydromechanics and Hydraulic Machines Dept., NRU MPEI, e-mail: zuevyu@gmail.com

Zueva Elizaveta Yu. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Hydromechanics and Hydraulic Machines Dept., NRU MPEI, e-mail: gelia-05@mail.ru

Статья поступила в редакцию 30.09.2017