

DOI: 10.18721/JEST.230313

УДК 621.225.2:62.822

Ю.М. Исаев¹, А.В. Матросов², М.А. Машков³, Р.А. Сунарчин⁴

1, 3, 4 — Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

2 — Профессиональная инжиниринговая компания 21, Санкт-Петербург, Российская Федерация

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОМАШИННОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА

Приводятся результаты расчетно-экспериментального исследования двухцилиндрового электрогидравлического следящего привода, выполненного по схеме, в соответствии с которой один из гидроцилиндров является ведущим, второй — ведомым. Поршни исполнительных двигателей кинематически связаны, привод нагружен общей позиционной нагрузкой. Исследовано влияние различных жесткостей связей гидроцилиндров с общей нагрузкой на ошибку синхронизации перемещения поршней, определяемой как разность их перемещения. Исследования проведены для различных величин нагрузки. Для уяснения результатов эксперимента была разработана математическая модель привода, состоящая из 9 обыкновенных дифференциальных уравнений. Модель реализована с использованием интегрированной среды MathCAD и интегрированной платформы для расчетного моделирования AMESim. Проведены численные эксперименты, результаты которых совпадают с результатами, полученными на лабораторном экспериментальном стенде. Зависимости ошибок синхронизации перемещения поршней от величины нагрузки приведены в графической форме.

МНОГОМАШИННЫЙ СЛЕДЯЩИЙ ЭЛЕКТРОГИДРОПРИВОД; МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ; СИНХРОНИЗАЦИЯ; AMESIM; MATHCAD.

Ссылка при цитировании:

Ю.М. Исаев, А.В. Матросов, М.А. Машков, Р.А. Сунарчин. Расчетно-экспериментальное исследование многомашинного электрогидравлического следящего привода // *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки.* 2017. Т. 23. № 3. С. 136–143. DOI: 10.18721/JEST.230313

Y.M. Isaev¹, A.V. Matrosov², M.A. Mashkov³, R.A. Sunarchin⁴

1, 3, 4 — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, Saint-Peterburg, Russian Federation

2 — Professional engineering company 21, Saint-Peterburg, Russian Federation

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF MULTIACTUATOR ELECTRO-HYDRAULIC SERVO DRIVE

The results of numerical and experimental research of a two-cylinder electrohydraulic servo drive under the influence of positional load are presented in this work. This hydraulic drive is made by one of the standard schemes, according to which one of the cylinders is master and the other is slave. Both hydraulic cylinders operate with a common load. The influence of different link stiffnesses at varied loads on the synchronicity of executive hydraulic cylinders operation, which is determined by the difference of hydraulic cylinder displacement, is investigated. To understand the results of the experiment, a mathematical model of the drive, which consists of 9 ordinary differential equations, was developed. This model is implemented using the MathCAD integrated environment and the AMESim integrated platform for simulation. Numerical experiments were carried out. The results of numerical experiments coincide with the test-bench results. The dependencies of the piston displacement synchronization error on the positional load at different values of link stiffness have been obtained graphically.

MULTIACTUATOR ELECTROHYDRAULIC SERVO DRIVE; MATHEMATICAL MODELING; SYNCHRONIZATION; AMESIM; MATHCAD.

Citation:

Y.M. Isaev, A.V. Matrosov, M.A. Mashkov, R.A. Sunarchin, Numerical and experimental study of multiactuator electro-hydraulic servo drive, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*, 23 (03) (2017) 136–143, DOI: 10.18721/JEST.230313

Введение

В статье приводятся результаты исследования лабораторного экспериментального стенда, включающего двухцилиндровый электрогидравлический следящий привод с позиционной нагрузкой, соответствующей системой управления и системой измерения, который является простейшим случаем многомашинного привода.

Многомашинные приводы в силу известных преимуществ по сравнению с одиночным приводом равной мощности нашли широкое применение в различных областях техники [1–15]. Главное достоинство следящих приводов — отсутствие позиционной ошибки под действием, например, нагрузки в многомашинных приводах может не проявляться, так как отдельные приводы при неодинаковой нагрузке будут иметь ошибку по скорости, а значит, работать несинфазно. Это, в свою очередь, может привести к ошибке приводов по перемещению, а следовательно, перекосам и поломкам.

Основная **цель** работы — оценка влияния различия жесткостей связей гидроцилиндров с общей позиционной нагрузкой на величину ошибки синхронизации.

Решались следующие **задачи**:

определение асинфазности перемещения поршней двухцилиндрового привода, обусловленной различием жесткостей связей и другими технологическими отклонениями;

разработка математических моделей лабораторного стенда с использованием интегрированной среды MathCAD и интегрированной платформы для расчетного моделирования AMESim.

Экспериментальная установка и методика эксперимента

Эксперимент проводился на лабораторной установке, состоящей из двухцилиндрового электрогидравлического следящего привода, оснащенного системами управления и измерения. Гидравлическая мощность исследуемого привода составляет порядка 12 кВт.

На рис. 1 приведена принципиальная электрогидравлическая схема испытательного стенда привода. В данном приводе один из гидроцилиндров является ведущим (4), а другой — ведомым (5). При проведении экспериментов сигнал обратной связи от датчика положения поршня 8, установленного на ведущем гидроцилиндре подается на оба электрогидравлических усилителя 6, 7. Датчик положения поршня 9 используется только для получения данных о перемещении поршня соответствующего гидроцилиндра.

Измерение усилий на штоках гидроцилиндров осуществлялось при помощи датчиков Zemic H3–1-10 класса точности С3, которые устанавливались в разрыв между штоком и нагрузкой. Измерение давлений осуществлялось в напорных и сливных полостях цилиндров датчиками WIKA OT-1 с классом точности 1. Измерение положения поршней гидроцилиндров осуществлялось при помощи датчиков BTL-5-E10-MO160-P-KA05 фирмы BALLUFF. Измерения всех величин проводились дискретно с интервалом 0,1 с. С целью дальнейшей статистической обработки измерения проводились многократно.

Эксперимент проводится следующим образом: производится пуск насосной станции 1; настройкой переливного клапана устанавливается давление питания 100 атм.; затем распределитель 2 переключается в левую по схеме позицию, и на пропорциональные распределители 6, 7 подается сигнал управления, отрабатывая который золотники усилителей переключаются в правую по схеме позицию. Штоки гидроцилиндров 4, 5 при этом втягиваются в гильзы. Сигнал отрицательной обратной связи от датчика перемещения поршня 8 подается на сравнивающее устройство, конструктивно выполненное в программном логическом контроллере 3, для сравнения с сигналом управления — тем самым реализуется следящий режим работы привода.

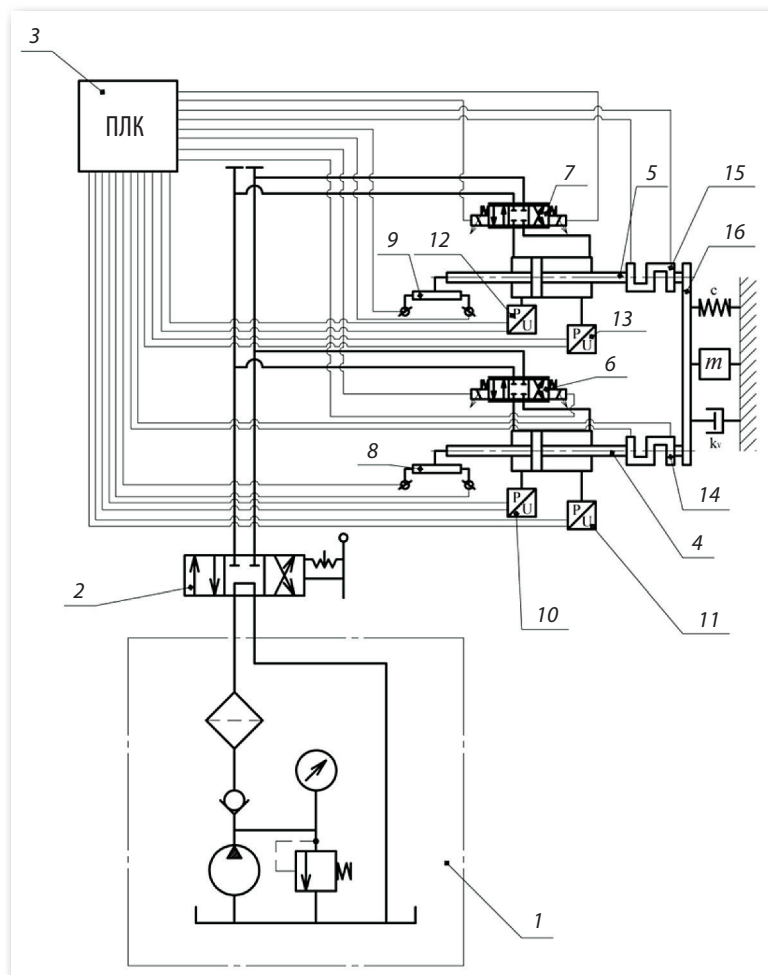


Рис. 1. Принципиальная электрогидравлическая схема привода:
 1 — насосная станция; 2 — распределитель гидравлический; 3 — программный логический контроллер; 4, 5 — гидравлические цилиндры; 6, 7 — электрогидравлические усилители; 8, 9 — датчики положения поршня; 10, 11, 12, 13 — датчики давления; 14, 15 — датчики усилия; 16 — общая нагрузка

Fig.1. Principle electrohydraulic diagram:
 1 — pump station; 2 — hydraulic distributor; 3 — programmable logic controller; 4, 5 — hydraulic cylinder; 6, 7 — proportional directional valve; 8, 9 — piston position transducer; 10, 11, 12, 13 — pressure sensor; 14, 15 — force transducer; 16 — common load

Математическое моделирование

Для подтверждения результатов эксперимента, а также проверки отсутствия в исследуемом приводе неучтенных факторов, оказывающих существенное влияние на его работу, было проведено в программных средах MathCAD и AMESim математическое моделирование рабочих процессов.

Расчетная схема привода, выполненная в программной среде AMESim, приведена на рис. 2. Упругость связей соединения поршней с нагрузкой моделировалась путем введения пружин 9, 10 с заданной жесткостью между штоками и их абсолютно жесткой связью. Данный прием известен и описан в [2].

Математическая модель привода, выполненная в пакете MathCAD, содержит 9 обыкновенных

дифференциальных уравнений и имеет следующий вид:

$$\begin{cases} m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = (p_{1i} - p_{2i}) S_i - C_{cbi} (x_i - X) - K_{vxi} \frac{dx_i}{dt} - F_{ci} \operatorname{sign} \left(\frac{dx_i}{dt} \right); \\ M \ddot{X} = C_{cb1} (x_1 - X) + C_{cb2} (x_2 - X) - K_v \dot{X} - F_c \operatorname{sign} \left(\frac{dX}{dt} \right) - F_{нагр} (X); \\ \mu_i \pi d_{zi} \frac{K_{FJi}}{C_{empi}} (J(t) - k_{oci} x_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - p_{1i})} = S_i \frac{dx_i}{dt} + \frac{V_{1i}}{E} \frac{dp_{1i}}{dt}; \\ S_i \frac{dx_i}{dt} = \mu_i \pi d_{zi} \frac{K_{FJi}}{C_{empi}} (J(t) - k_{oci} x_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{2i})} + \frac{V_{2i}}{E} \frac{dp_{2i}}{dt}; \\ m_{кл} \frac{d^2 x_{кл}}{dt^2} = (P_p + \Delta p_{ст}) S_{кл} - C_{кл} (x_n + x_{кл}) - k_{вк} \frac{dx_{кл}}{dt}; \\ q_{in} n = \sum_{i=1}^2 \mu_i \pi d_{zi} \frac{K_{FJi}}{C_{empi}} (J(t) - k_{oci} x_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - p_{1i})} + \frac{dx_{кл}}{dt} S_{кл}. \end{cases}$$

Здесь $i = 1, 2$ — число приводов; m_i — массы подвижных частей приводов; x_i — ход i -го поршня; p_{1i} — давления в напорных полостях сервоцилиндров; p_{2i} — давления в сливных полостях сервоцилиндров; S_i — эффективная площадь поршня i -го сервоцилиндра; C_{cbi} — жесткость

связи соответствующего сервоцилиндра с общей нагрузкой; X — перемещение общей нагрузки; K_{vxi} — коэффициент вязкого трения соответствующего поршня; F_{ci} — сила сухого трения, приложенная к i -му поршню; M — масса общей нагрузки; K_v — коэффициент вязкого трения общей нагрузки; F_c — сила сухого трения общей нагрузки; $F_{нагр}$ — общая позиционная нагрузка; μ_i — коэффициент расхода i -го золотника; d_{zi} — диаметр i -го золотника; K_{FJc} — коэффициент усиления электромагнитного преобразователя i -го электрогидравлического усилителя; C_{empi} — жесткость пружины i -го электромеханического преобразователя; $J(t)$ — сила тока управляющего сигнала i -го электрогидравлического усилителя; k_{oci} — коэффициент обратной связи i -го электромагнитного усилителя; P_p — давление открытия переливного клапана; V_{1i}, V_{2i} — значения начальных объемов соответственно напорной и сливной полостей i -го сервоцилиндра; E — эффективный модуль упругости рабочей жидкости; $m_{кл}$ — масса запорно-регулирующего

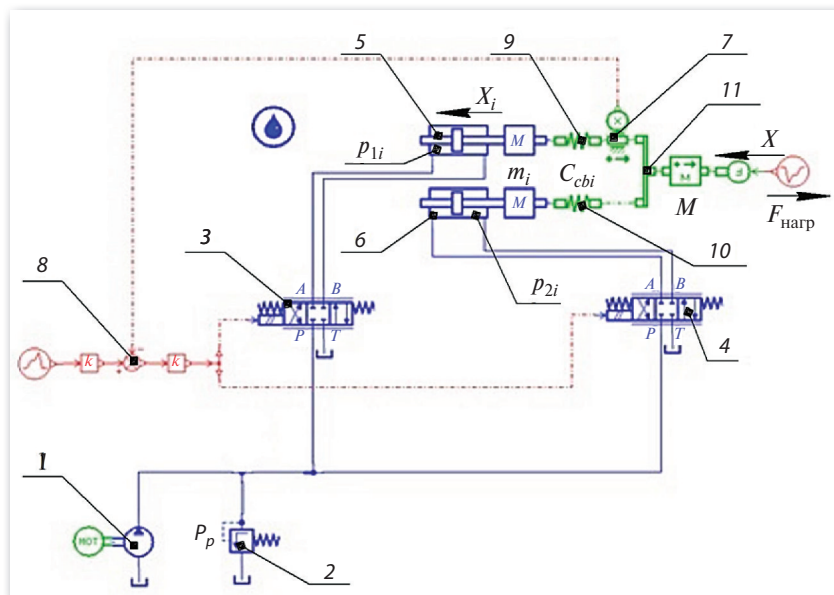


Рис.2. Расчетная схема привода

1 — насосная станция; 2 — переливной клапан; 3, 4 — пропорциональные электрогидравлические усилители; 5, 6 — гидравлические цилиндры; 7 — датчик положения поршня; 8 — сравнивающее устройство; 9, 10 — пружины, имитирующие упругость связей штоков с нагрузкой; 11 — общая нагрузка

Fig. 2. Design circuit of drive:

1 — pump station; 2 — pressure-relief valve; 3, 4 — proportional electrohydraulic valve; 5, 6 — hydraulic cylinder; 7 — piston position transducer; 8 — comparing element; 9, 10 — springs, simulating toughness of rod joint with the common load; 11 — common load

элемента переливного клапана; $\Delta p_{ст}$ — статическая ошибка переливного клапана; $S_{кл}$ — площадь проходного сечения переливного клапана; $C_{кл}$ — жесткость пружины переливного клапана; $x_{п}$ — начальное поджатие пружины клапана; $x_{кл}$ — открытие переливного клапана; $k_{вк}$ — коэффициент вязкого трения клапана; $q_{н}$ — объемная подача насоса; n — частота вращения насоса.

При создании математических моделей следящего электрогидравлического привода были приняты типичные для задач данного типа допущения [2]: параметры сосредоточены; выполняется условие неразрывности рабочей жидкости; модуль упругости рабочей жидкости постоянен; коэффициенты расхода дросселирующих щелей электрогидравлических усилителей постоянны; конструкция электрогидравлических усилителей идеальная; золотник электрогидравлического усилителя ввиду его малой массы принят безынерционным.

Перемещения и скорости поршней гидроцилиндров в начальный момент времени были приняты равными нулю.

Системы дифференциальных уравнений решались в интегрированной среде MathCAD с помощью встроенной функции методом Рунге-Кутты.

Результаты эксперимента и математического моделирования

Обработка массива данных, полученного в ходе проведения исследования, осуществлялась при помощи программного пакета MathCAD, в котором производилась оценка качества эксперимента (среднеквадратичное от-

клонение, дисперсия) и аппроксимация экспериментальных данных. В среднем по процессу среднеквадратичное отклонение для различных величин составило: для давлений в напорных полостях — 0,949 атм.; для давления питания — 1,411 атм.; для перемещений штоков — 0,888 мм.

Рис. 3, а иллюстрирует переходные процессы при перемещении поршня ведущего гидроцилиндра. На графике отражены характеристики, полученные в ходе экспериментов ($L_{гц\ эксп}$) в результате интерполяции экспериментальных данных ($L_{гц\ инт}$), а также путем математического моделирования в AMESim ($L_{гц\ мод1}$) и MathCAD ($L_{гц\ мод2}$).

Рис. 3, б отражает давления в напорной полости ведущего гидроцилиндра в переходных процессах. На графике отражены характеристики давлений, полученные в ходе экспериментов ($P_{шт\ эксп}$), в результате интерполяции экспериментальных данных ($P_{шт\ инт}$), а также путем математического моделирования ($P_{шт\ мод1}$, $P_{шт\ мод2}$).

Результаты, полученные путем математического моделирования, совпадают с результатами проведенных экспериментов, подтверждая их и исключая наличие в исследовательском стенде неучтенных факторов, которые могут оказать существенное влияние на его работу.

На рис. 4, а приведены характеристики максимальной ошибки в перемещениях двух поршней сервоцилиндров, определяемой как их разность, в зависимости от нагрузки на привод. Данная ошибка возникает в случае разных жесткостей связей сервоцилиндров. Жесткость связи $C_{св1}$ ведущего сервоцилиндра принималась постоянной, жесткость связи ведомого цилиндра $C_{св2}$

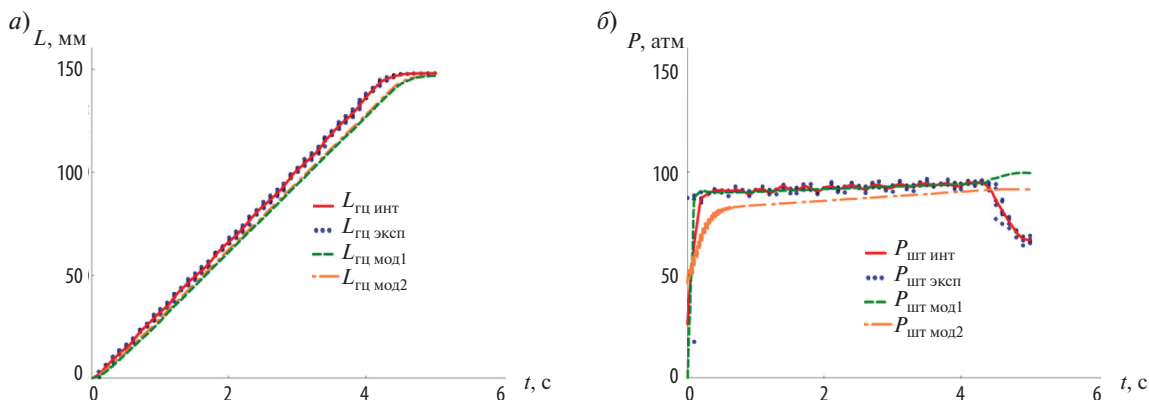


Рис. 3. Переходные процессы в гидроприводе

Fig. 3. Transient processes in hydraulic drive

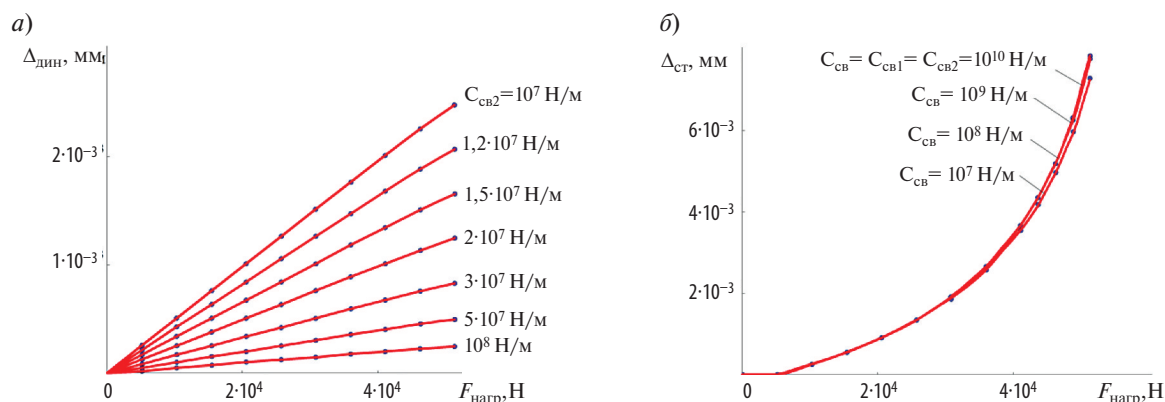


Рис. 4. Зависимости ошибок перемещения поршней от нагрузки на привод (а — при $C_{св1} = 10^{10}$ Н/м, $C_{св2}$ — см. на рис.; б — при $C_{св1} = C_{св2} = C_{св}$ — см. на рис.)

Fig. 4. Dependences of piston displacement errors from common load

изменялась в пределах от 10^7 до 10^8 Н/м. В приводе данная разница может быть обусловлена наличием люфтов, технологическими погрешностями при изготовлении, а также конструктивными особенностями крепления исполнительных гидродвигателей к объекту управления.

На рис. 4, б приведены характеристики максимальной ошибки перемещения поршней в зависимости от величины нагрузки на привод. Данная ошибка рассчитывается как разница перемещений поршней нагруженного привода и его холостого хода (без нагрузки).

Заключение

Оценка влияния жесткостей связей гидроцилиндров с общей позиционной нагрузкой на

величину ошибки перемещения поршней получена в виде графических зависимостей. Они со всей очевидностью свидетельствуют, что влияние, оказываемое связями цилиндров с нагрузкой, существенно и требует учета при проектировании приводов.

Разработаны в интегрированной среде MathCAD и интегрированной платформе для расчетного моделирования AMESim математические модели лабораторного стенда, с использованием которых подтверждены результаты проведенных на стенде экспериментов.

Применение численного моделирования и прикладных программных пакетов ведет к упрощению и ускорению проектирования электрогидравлических следящих приводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Беликов О.А., Каширцев Л.П.** Приводы литейных машин. М.: Машиностроение, 1971. 311 с.
2. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Гамынин Н.С., Карев В.И., Потапов А.М., Семенов А.М. 2-е изд. перераб. и доп. М: Машиностроение, 1992.368 с.
3. **Исаев Ю.М., Сунарчин Р.А., Матросов А.В.** Математическое моделирование рабочих процессов электрогидравлического сервопривода кольцевого затвора гидротурбины // Гидротехническое строительство. 2014. № 11. С. 46–51.
4. **Матросов А.В.** Анализ режимов многомашинного электрогидравлического привода затвора гидротурбины. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2016. № 1 (238). С. 19–27. DOI:10.5862/JEST.238.2
5. **Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А.** Синхронизация исполнительных органов гидрофицированных машин и механизмов: производственно-практическое издание. М.: Машиностроение, 1973.144 с.
6. **Jia Y., Li-jun Q.** Hydraulic sheet metal bending machine hydraulic servo valve synchronization system research // Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering. 2011. P. 325–328.
7. **Hua-yong Y., Hu S., Guo-fang G.** Motion control of thrust system for shield tunneling machine // J. Cent. Univ. Technol. 2010. № 17. P. 537–543.
8. **Kui C., Haixia W.** The electro-hydraulic control system design of shield test platform // International Conference on Measurement, Information and Control (MIC). 2012. P. 900–906.

9. **Nguyen P.A.** Alstom Francis Turbine Ring Gates: from Retrofitting to Commissioning // 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. 2014. 10 p.

10. **Yang Qingjun, Zhang Zhao, Zhang Shenghui, Lv Qingjun [et al.]**. Research on synchronization control strategy for hydraulic transmission of tracked vehicle // International conference on fluid power and mechatronics. 2015. P.618–623.

11. **Semenov S.E.** Mathematical model of the electro-hydraulic actuation systems of the machines with tree-like kinematic structure // International conference on fluid power and mechatronics. 2015. P. 583–592.

12. **Shcherbachev P.** Electro-hydraulic drive with separate control of piston groups // International con-

ference on fluid power and mechatronics. 2015. P. 498–500.

13. **Manfen Han, Yantao Song, Wenlong Zhao, Yong Chen [et al.]**. Simulation and optimization of synchronization control system for CFETR water hydraulic manipulator based on AMESim // J. Fusion Energ. 2015. P. 566–570.

14. **Steinhiber A., Clement D., Havard D.** New synchronization method for embedded cylindrical gate: development and testing // Conference Paper. 2013. 15p.

15. **Yingjian D.** Research on active synchronous control system of hydraulic press and its reliability analysis // Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation. 2011. P. 940–943.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ИСАЕВ Юрий Митрофанович — кандидат технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

МАПРОСОВ Артем Владимирович — кандидат технических наук, Профессиональная Инжиниринговая Компания 21.

МАШКОВ Максим Александрович — студент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

СУНАРЧИН Роберт Авалевич — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

REFERENCES

1. **Belikov O.A., Kashirtsev L.P.** Privody liteynykh mashin. M.: Mashinostroyeniye, 1971. 311 s. (rus.)

2. Gidravlicheskiye privody letatelnykh apparatov / Gamynin N.S., Karev V.I., Potapov A.M., Selivanov A.M. 2-ye izd. pererab. idop. M: Mashinostroyeniye, 1992. 368 s. (rus.)

3. **Isayev Yu.M., Sunarchin R.A., Matrosov A.V.** Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov elektrogidravlicheskogo servoprivoda koltseвого zatvora gidroturbiny. *Gidrotekhnicheskoye stroitelstvo*. 2014. № 11. S. 46–51. (rus.)

4. **Matrosov A.V.** Analiz rezhimov mnogomashinogo elektrogidravlicheskogo privoda zatvora gidroturbiny. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2016. № 1(236). S. 19–27. (rus.) DOI:10.5862/JEST.238.2

5. **Skritskiy V.Ya., Rokshevskiy V.A.** Sinkhronizatsiya ispolnitelnykh organov gidrofitsirovannykh mashin i mekhanizmov: proizvodstvenno-prakticheskoye izdaniye. M.: Mashinostroyeniye, 1973. 144 s. (rus.)

6. **Jia Y., Li-jun Q.** Hydraulic sheet metal bending machine hydraulic servo valve synchronization system research. *Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering*. 2011. P. 325–328.

7. Hua-yong Y., Hu S., Guo-fang G. Motion control of thrust system for shield tunneling machine. *J. Cent. Univ. Technol.* 2010. № 17. P. 537–543.

8. **Kui C., Haixia W.** The electro-hydraulic control system design of shield test platform. *International Confer-*

ence on Measurement, Information and Control (MIC). 2012. P. 900–906.

9. **Nguyen P.A.** Alstom Francis Turbine Ring Gates: from Retrofitting to Commissioning. *27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. 2014. 10 p.

10. **Yang Qingjun, Zhang Zhao, Zhang Shenghui, Lv Qingjun [et al.]**. Research on synchronization control strategy for hydraulic transmission of tracked vehicle. *International conference on fluid power and mechatronics*. 2015. P. 618–623.

11. **Semenov S.E.** Mathematical model of the electro-hydraulic actuation systems of the machines with tree-like kinematic structure. *International conference on fluid power and mechatronics*. 2015. P. 583–592. (rus.)

12. **Shcherbachev P.** Electro-hydraulic drive with separate control of piston groups. *International conference on fluid power and mechatronics*. 2015. P. 498–500.

13. **Manfen Han, Yantao Song, Wenlong Zhao, Yong Chen [et al.]**. Simulation and optimization of synchronization control system for CFETR water hydraulic manipulator based on AMESim. *J. Fusion Energ.* 2015. P. 566–570.

14. **Steinhiber A., Clement D., Havard D.** New synchronization method for embedded cylindrical gate: development and testing. *Conference Paper*. 2013. 15 p.

15. **Yingjian, D.** Research on active synchronous control system of hydraulic press and its reliability analysis. *Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation*. 2011. P. 940–943.



AUTHORS

ISAEV Yurii M. — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. E-mail: ymi30@mail.ru

MATROSOV Artiom V. — Professional Engineering Company 21. E-mail: a.matrosov.hydro@mail.ru

MASHKOV Maksim A. — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. E-mail: m.mashkov1@gmail.com

SUNARCHIN Robert A. — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. E-mail: sunar1939@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 12 июля 2017 г.