

DOI 10.5862/JEST.214.4

УДК 621.225.2: 62.822

*Ю.М. Исаев, Р.А. Сунарчин, А.В. Матросов*

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРОПРИВОДА КОЛЬЦЕВОГО ЗАТВОРА ГИДРОТУРБИНЫ**

*Y.M. Isaev, R.A. Sunarchin, A.V. Matrosov*

### **MATHEMATICAL MODELING OF ELECTROHYDRAULIC DRIVE FOR HYDRAULIC TURBINE**

В статье приводятся результаты систематического исследования двух математических моделей многомашинных следящих гидроприводов, предназначенных для маневрирования кольцевым затвором гидротурбины. Исследованы основные факторы, оказывающие негативное влияние на синхронность работы исполнительных гидродвигателей: масса перемещаемой нагрузки; внешние силы, дополнительно прикладываемые к сервоцилиндрам; разница эффективных площадей поршней гидродвигателей, вызванная технологической погрешностью изготовления. Получены зависимости ошибки синхронизации перемещения поршней сервоцилиндров от данных факторов, позволяющие выработать обоснованные рекомендации для выбора основных параметров гидропривода и определить закономерности работы данного привода.

КОЛЬЦЕВОЙ ЗАТВОР ГИДРОТУРБИНЫ; МНОГОМАШИННЫЙ СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД; СИНХРОНИЗАЦИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ; МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ.

The results of a systematic study of two mathematical models of multi-actuator electro-hydraulic drive designed for ring gate of hydraulic turbine movement are presented in the work. The main factors, such as the load capacity, the external forces, additionally applied to the servo cylinders, and manufacturing error of hydraulic cylinder pistons, which have a negative impact on the synchronization of the servo cylinders movement, have been investigated. Functional dependences of synchronization error from these factors have been obtained. These dependences allow us to develop reasonable recommendations for selecting the main parameters of the hydraulic drive and determine the operation regularities of this drive.

RING GATE OF HYDRAULIC TURBINE, MULTIACTUATOR HYDRAULIC DRIVE, SYNCHRONIZATION OF HYDRAULIC CYLINDER, MATHEMATICAL MODELING.

Для перекрытия подвода потока к гидротурбине в случае аварии либо при необходимости проведения ремонтных или профилактических работ, а также для уменьшения утечек через закрытый направляющий аппарат и предотвращения развития щелевой кавитации на лопатках направляющего аппарата в напорный водовод зачастую устанавливают предтурбинные затворы. Их альтернативой являются кольцевые затворы, которые имеют вид кольцевого щита, размещаемого между направляющим аппаратом и колоннами статора гидроагрегата. Характерная особенность затворов данной конструкции — применение многомашинного ги-

дропривода для маневрирования таким щитом. Одно из основных требований, предъявляемых к гидроприводам кольцевых затворов, — обеспечить синхронно-синфазное движение всех серводвигателей (обычно — гидроцилиндров), входящих в их состав.

Ниже излагаются результаты исследования работы многомашинного гидропривода кольцевого затвора, состоящего из шести гидроцилиндров и электрогидравлической следящей системы управления.

Основной целью данного исследования была оценка влияния на синхронность и синфазность работы электрогидропривода внешних сил, дей-

ствующих на кольцевой затвор, и технологической погрешности изготовления поршней гидроцилиндров, что можно было бы положить в основу методики расчета многомашинных приводов кольцевых затворов.

Основные задачи исследования заключались в следующем: получить зависимости ошибки синхронизации перемещения поршней гидроцилиндров от внешних факторов — массы перемещаемой нагрузки, внешних сил, дополнительно прикладываемых к гидроцилиндрам, а также от разницы эффективных площадей поршней гидроцилиндров, вызванной технологической погрешностью изготовления; оценить влияние веса кольцевого затвора на показатели синхронности движения штоков исполнительных серводвигателей.

Рассмотрены две математические модели. В первой модели штоки всех гидроцилиндров соединялись с единым кольцом затвора упругими связями, а само кольцо считалось абсолютно жестким (рис. 1).

Гидравлическая система для первой модели состояла из шести однотипных блоков с общим управляющим сигналом. Принципиальная схема одного блока показана на рис. 2.

При описании математической модели привода были приняты следующие допущения: параметры сосредоточены; выполняется условие неразрывности рабочей жидкости; модуль упругости рабочей жидкости постоянен; коэффициенты расхода дросселирующих щелей электрогидравлических усилителей постоянны; конструкция электрогидравлических усилителей идеальная; в математической модели не учитывается действие направляющих опор, по которым осуществляется движение затвора. Перемещения и скорости поршней гидроцилиндров в начальный момент времени были приняты равными нулю.

Каждый блок привода описывается четырьмя нелинейными дифференциальными уравнениями, выражающими следующее: движение золотника электрогидравлического усилителя; движение подвижной части привода; неразрывность потока через напорные щели золотника и нижнюю полость цилиндра; неразрывность потока через верхнюю полость цилиндра и сливные щели золотника.

Таким образом, первая математическая модель включала в себя 6 систем уравнений каж-

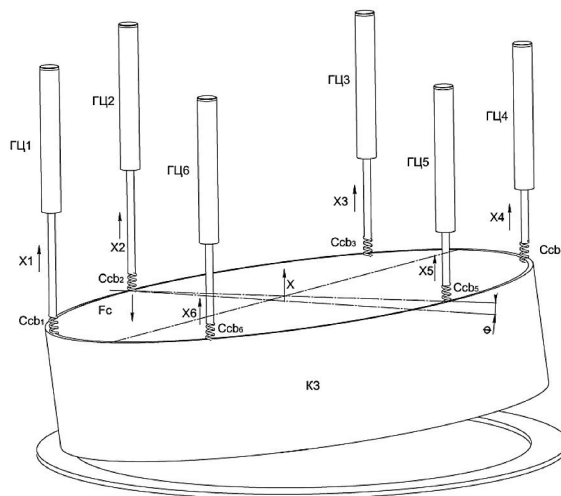


Рис. 1. Кинематическая схема сервопривода

дого из блоков и, кроме того, уравнения для перемещения общего груза и его поворота.

$$m_{zi} \frac{d^2 z_i}{dt^2} = K_{FJi} (J_i - K_{oci} x_i) - K_{vzi} \frac{dz_i}{dt} - C_{empi} z_i;$$

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = (p_{11} - p_{21}) S_1 - C_{cb1} (x_1 - X - 0,5 R \varphi) - K_{vx1} \frac{dx_1}{dt} - m_1 g - F_{c1} \text{sign} \left( \frac{dx_1}{dt} \right);$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = (p_{12} - p_{22}) S_2 - C_{cb2} (x_2 - X - R \varphi) -$$

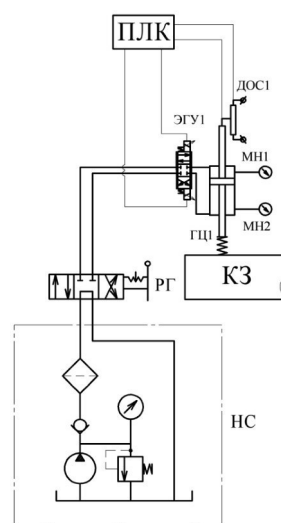


Рис. 2. Фрагмент принципиальной схемы сервопривода кольцевого затвора

$$\begin{aligned}
 & -K_{vx2} \frac{dx_2}{dt} - m_2 g - F_{c2} \operatorname{sign} \left( \frac{dx_2}{dt} \right); \\
 m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= (p_{13} - p_{23}) S_3 - C_{cb3} (x_3 - X - 0,5R\varphi) - \\
 & -K_{vx3} \frac{dx_3}{dt} - m_3 g - F_{c3} \operatorname{sign} \left( \frac{dx_3}{dt} \right); \\
 m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} &= (p_{14} - p_{24}) S_4 - C_{cb4} (x_4 - X + 0,5R\varphi) - \\
 & -K_{vx4} \frac{dx_4}{dt} - m_4 g - F_{c4} \operatorname{sign} \left( \frac{dx_4}{dt} \right); \\
 m_5 \frac{d^2 x_5}{dt^2} &= (p_{15} - p_{25}) S_5 - C_{cb5} (x_5 - X + R\varphi) - \\
 & -K_{vx5} \frac{dx_5}{dt} - m_5 g - F_{c5} \operatorname{sign} \left( \frac{dx_5}{dt} \right); \\
 m_6 \frac{d^2 x_6}{dt^2} &= (p_{16} - p_{26}) S_6 - C_{cb6} (x_6 - X + 0,5R\varphi) - \\
 & -K_{vx6} \frac{dx_6}{dt} - m_6 g - F_{c6} \operatorname{sign} \left( \frac{dx_6}{dt} \right);
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M\ddot{X} &= C_{cb1} (x_1 - X - 0,5R\varphi) + C_{cb2} (x_2 - X - R\varphi) + \\
 & + C_{cb3} (x_3 - X - 0,5R\varphi) + C_{cb4} (x_4 - X + 0,5R\varphi) + \\
 & + C_{cb5} (x_5 - X + R\varphi) + C_{cb6} (x_6 - X + 0,5R\varphi) - \\
 & - Mg - K_v \dot{X} - F_c;
 \end{aligned}$$

$$\mu_i \pi d_{zi} z_i \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - p_{1i})} = S_i \frac{dx_i}{dt} + \frac{V_{1i}}{E} \frac{dp_{1i}}{dt};$$

$$S_i \frac{dx_i}{dt} = \mu_i \pi d_{zi} z_i \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{2i} - p_{cl})} + \frac{V_{2i}}{E} \frac{dp_{2i}}{dt},$$

$$J_p \ddot{\varphi} = F_c R - K_{M\omega} \dot{\varphi} - K_{M\varphi} R \sum_{i=1}^6 C_{cbi} \varphi,$$

где  $m_i$  — масса  $i$ -го золотника;  $z_i$  — ход  $i$ -го золотника;  $K_{FJi}$  — коэффициент усиления электромагнитного преобразователя  $i$ -го электрогидравлического усилителя;  $J_i$  — сила тока управляющего сигнала  $i$ -го электрогидравлического усилителя;  $K_{oci}$  — коэффициент обратной связи  $i$ -го электромагнитного усилителя;  $x_i$  — ход  $i$ -го поршня;  $K_{vzi}$  — коэффициент вязкого трения  $i$ -го золотника;  $C_{empi}$  — жесткость пружины  $i$ -го электромеханического преобразовате-

ля;  $m_1, \dots, m_6$  — массы поршней;  $p_{11}, \dots, p_{16}$  и  $p_{21}, \dots, p_{26}$  — давления соответственно в нижней и в верхней полостях гидроцилиндров;  $S_1, \dots, S_6$  — эффективные площади поршней;  $K_{vx1}, \dots, K_{vx6}$  — коэффициенты вязкого трения поршней;  $F_{c1}, \dots, F_{c6}$  — силы сухого трения, приложенные к соответствующим поршням;  $\mu_i$  — коэффициент расхода  $i$ -го золотника;  $P_p$  — давление питания;  $V_{1i}, V_{2i}$  — значения начальных объемов соответственно нижней и верхней полостей  $i$ -го гидроцилиндра;  $E$  — эффективный модуль упругости рабочей жидкости;  $C_{cb1}, \dots, C_{cb6}$  — жесткости связей соответствующих гидроцилиндров с общей нагрузкой;  $X$  — перемещение общей нагрузки;  $R$  — радиус щита кольцевого затвора;  $\varphi$  — угол поворота кольцевого затвора;  $M$  — масса кольцевого затвора;  $K_v$  — коэффициент вязкого трения затвора;  $F_c$  — сила сухого трения, приложенная к затвору;  $J_p$  — полярный момент инерции щита кольцевого затвора;  $K_{M\omega}$  — коэффициент нагрузки вязкого трения затвора;  $K_{M\varphi}$  — коэффициент позиционной нагрузки.

Система дифференциальных уравнений решалась в интегрированной среде MATLAB с помощью встроенной функции ODE23s.

Во второй модели рассматривался привод, работающий с затвором, условно разделенным на шесть не связанных между собой частей. Кинематическая схема второй модели показана на рис. 3.

Предполагалось, что такая упрощенная схема может быть полезна в практике проектирования, когда возникает необходимость быстрой (оперативной) оценки влияния той или иной особенности конструкции на предлагаемое решение. Допущения и начальные условия принимались такими же, как и в случае решения модели с единым затвором. Каждый из входящих в данную систему приводов также описывается четырьмя нелинейными дифференциальными уравнениями, которые выражают: движение золотника электрогидравлического усилителя; движение подвижной части привода; неразрывность потока через напорные щели золотника и нижнюю полость цилиндра; неразрывность потока через верхнюю полость цилиндра и сливные щели золотника. Таким образом, математическая модель включала в себя 6 систем уравнений следующего вида:

$$\left\{ \begin{aligned} m_{zi} \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= K_{FJi} (J_i - K_{oci} x_i) - K_{vzi} \frac{dz_i}{dt} - C_{empi} z_i; \\ m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} &= (p_{1i} - p_{2i}) S_i - K_{vxi} \frac{dx_i}{dt} - m_i g - \\ &\quad - F_{ci} \operatorname{sign} \left( \frac{dx_i}{dt} \right); \\ \mu_i \pi d_{zi} z_i \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - p_{1i})} &= S_i \frac{dx_i}{dt} + \frac{V_{1i}}{E} \frac{dp_{1i}}{dt}; \\ S_i \frac{dx_i}{dt} &= \mu_i \pi d_{zi} z_i \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{2i} - p_{ci})} + \frac{V_{2i}}{E} \frac{dp_{2i}}{dt}. \end{aligned} \right.$$

Система дифференциальных уравнений решалась аналогичным образом. Расчеты показали, что при равномерном распределении нагрузки масса, приходящаяся на каждый гидроцилиндр, составит 10 т. При данной нагрузке цилиндры перемещаются синхронно, ошибка рассогласования отсутствует. В ходе проведения численного эксперимента для одного из цилиндров задавалось отклонение от номинальной массы в пределах от  $-100$  до  $387\%$ . Таким образом, на конечном этапе эксперимента сила тяжести нагрузки была сопоставима с перестановочным усилием гидроцилиндра. По результатам данного численного эксперимента была построена характеристика, приведенная на рис. 4.

По оси абсцисс рис. 4 откладывается величина  $M_{отн}$ , равная

$$M_{отн} = \frac{mg}{P_{\Pi} S_{\Pi}},$$

где  $m$  — масса нагрузки, перемещаемой гидроцилиндром;  $g$  — ускорение свободного падения;

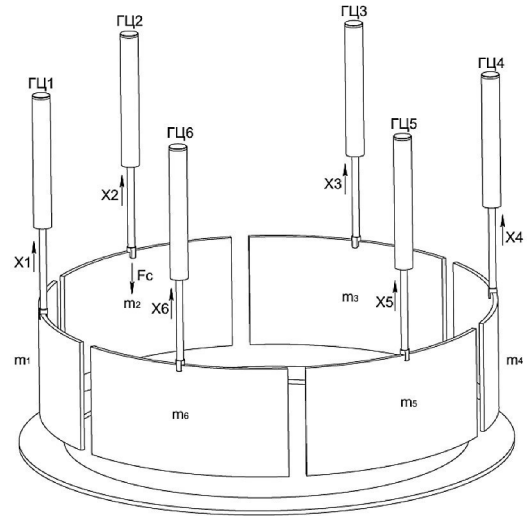


Рис. 3. Электрогидравлический привод с отдельными массами

$P_{\Pi}$  — давление питания гидропривода;  $S_{\Pi}$  — эффективная площадь поршня.

По оси ординат рис. 4 откладывается величина  $\Delta_{отн}$ , являющаяся относительной ошибкой синхронизации перемещения поршней гидродвигателей:

$$\Delta_{отн} = \frac{\Delta}{l_{\Pi}},$$

где  $\Delta$  — ошибка синхронизации перемещения поршней гидроцилиндров;  $l_{\Pi}$  — ход поршня.

Из рис. 4, а видно, что зависимость ошибки рассогласования перемещения поршней сервоцилиндров от величины отклонения массы, перемещаемой сервоцилиндром, относительно

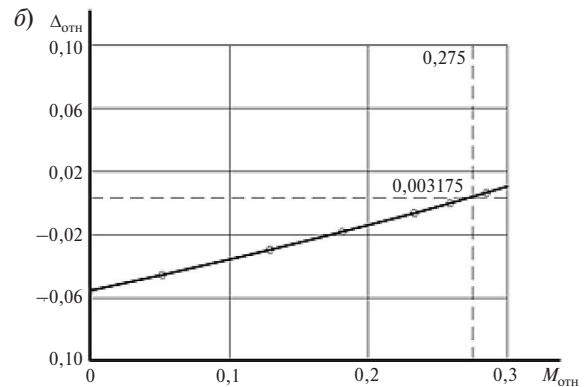
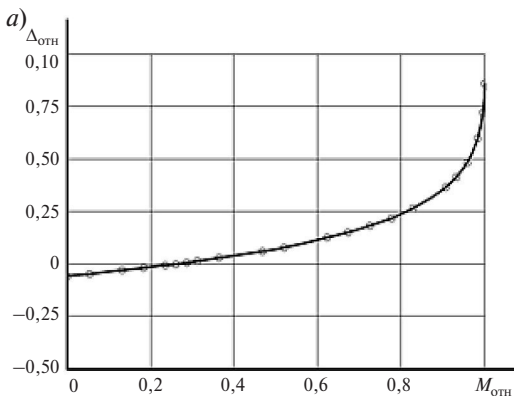


Рис. 4. Зависимость ошибки рассогласования перемещения гидроцилиндров относительно отклонения массы нагрузки от номинального значения во всем диапазоне изменения массы (а) и в диапазоне, ограниченном допустимой ошибкой (б)

номинального значения имеет нелинейный характер, причем значение ошибки резко возрастает при приближении значения силы тяжести нагрузки к величине перестановочного усилия. Однако в области, ограниченной допустимым значением ошибки синхронизации гидроцилиндров (4 мм), характеристика имеет линейный характер (рис. 4, б).

Анализ рис. 4, б позволяет сделать вывод о том, что допустимая ошибка рассогласования перемещения поршней ограничена величиной отношения веса нагрузки к перестановочному усилию, равной 27,5 %. При этом отклонение массы нагрузки от номинального значения составляет 6,6 %.

В ходе проведения численного эксперимента к одному из гидроцилиндров дополнительно, помимо действующей силы тяжести, прикладывалась внешняя нагрузка величиной от 0 до  $2,8 \cdot 10^5$  Н. По результатам данного численного эксперимента была построена характеристика, приведенная на рис. 5.

По оси абсцисс рис. 5 откладывается величина  $M_{отнF}$ , равная

$$M_{отнF} = \frac{F_C}{P_{II} S_{II}},$$

где  $F_C$  — внешняя сила, дополнительно прикладываемая к гидроцилиндру.

По оси ординат рис. 5 откладывается величина  $\Delta_{отнF}$ , равная

$$\Delta_{отнF} = \frac{\Delta}{l_{II}}.$$

Из рис. 5, а очевидно, что зависимость ошибки рассогласования перемещения поршней ги-

дроцилиндров от внешней нагрузки, приложенной к гидроцилиндру, также имеет нелинейный характер, однако в области значений, ограниченной допустимой ошибкой синхронизации, функция является линейной (рис. 5, б).

Анализ рис. 5, б позволяет сделать вывод о том, что допустимая величина ошибки рассогласования перемещения поршней ограничена величиной отношения дополнительно приложенной к гидроцилиндру внешней силы к перестановочному усилию, равная 1,26 %, т. е. максимальная внешняя нагрузка равна 4792 Н.

Влияние различия площадей (диаметров) цилиндров, полученное в ходе проведения численного эксперимента, показано на рис. 6. В ходе расчетов изменялся диаметр одного из поршней гидроцилиндр в пределах допуска, который при изготовлении поршня по  $h8$  составляет 89 мкм для номинального диаметра 320 мм.

По оси абсцисс рис. 6 отложена величина  $\Delta D_{отн}$ , равная

$$\Delta D_{отн} = \frac{\Delta D}{\Delta D_{max}},$$

где  $\Delta D$  — текущее значение отклонения диаметра от номинального значения;  $\Delta D_{max}$  — максимальное значение отклонения диаметра гидроцилиндра от номинального значения.

По оси ординат отложено абсолютное значение ошибки рассогласования перемещений поршней гидроцилиндров.

Из рис. 6 очевидно, что ошибка рассогласования перемещения поршней вследствие изменения диаметра одного из них относительно номинального значения имеет линейный характер.

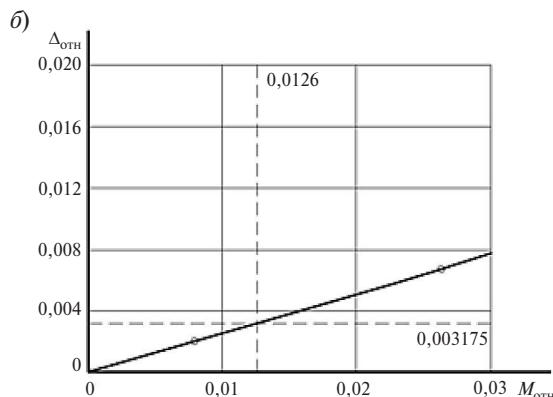
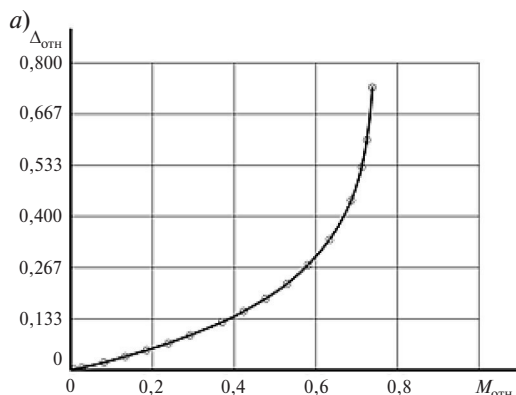


Рис. 5. Зависимость ошибки рассогласования перемещения гидроцилиндров от внешней нагрузки, приложенной к одному из цилиндров, во всем диапазоне изменения силы (а) и в диапазоне, ограниченном допустимой ошибкой (б)



Максимальная ошибка рассогласования составляет 0,284 мм при отклонении диаметра поршня от номинального значения на 89 мкм.

Таким образом, исследование математической модели многомашинного привода с независимыми массами затвора показало, следующее:

максимальная перегрузка привода относительно перестановочного усилия, обусловленная различными значениями перемещаемых масс, при которой ошибка синхронизации остается в допустимых пределах, составляет не более 27,5 %, или 6,6 % относительно номинального значения нагрузки;

дополнительно прикладываемая к гидроцилиндру внешняя нагрузка, помимо действующей силы тяжести нагрузки, также оказывает существенное влияние на синхронность работы приводов. Допустимое отношение внешней силы к перестановочному усилию составляет 1,26 %;

ошибка синхронизации перемещения поршней гидроцилиндров, вызванная погрешностью изготовления в пределах допуска, несущественна и составляет не более 7 % от допустимой ошибки синхронизации, однако ввиду действия прочих факторов должна быть учтена.

Исследование математической модели многомашинного привода с единой массой затвора позволяет сделать следующие выводы:

наличие общей массы существенно уменьшает ошибку синхронизации перемещения цилиндров, вызванную действием внешних сил,

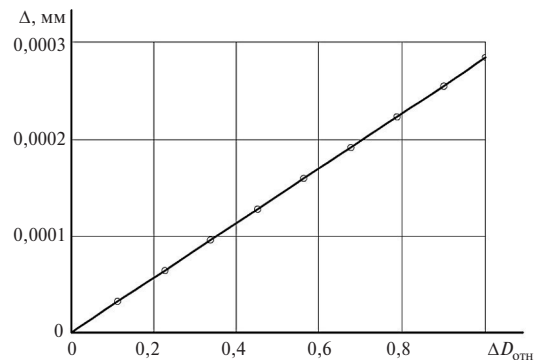


Рис. 6. Зависимость ошибки рассогласования перемещения гидроцилиндров от изменения диаметра одного из гидроцилиндров

приложенных непосредственно к цилиндрам, однако делает привод более чувствительным к силам, приложенным непосредственно к затвору. Последний факт обусловлен тем, что данные силы действуют на значительных плечах (до 4,5 м), ввиду чего создаются значительные опрокидывающие моменты.

Выполненное теоретическое исследование многомашинного привода кольцевого затвора гидротурбины позволяет определить закономерности работы данного привода, выявить наиболее значимые факторы, оказывающие влияние на его работу, оценить их негативное воздействие на синхронность перемещения поршней сервоцилиндров и выработать обоснованные рекомендации для выбора основных параметров гидропривода.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Навроцкий К.Л.** Анализ динамики синхронного гидропривода кольцевого затвора гидротурбины // Вестник машиностроения. 2005. №2. С. 3–8.

2. **Потетенко О.В., Шевченко Н.Г., Коваль Е.С.** Численное моделирование гидродинамического усилия, действующего на кольцевой затвор в процессе его опускания в проточную часть радиально-осевой гидротурбины // Вісник НТУ «ХПИ». 2012. №54. С. 176–186.

3. **Шевченко Н.Г., Коваль Е.С.** Прогнозирование гидравлической силы воздействия потока воды на кольцевой затвор гидротурбины // Modern Directions of theoretical and applied researches. 2013. No. 2. С. 74–81.

4. **Deng Yingjian.** Research on active synchronous control system of hydraulic press and its reliability analysis

// Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation. 2011. P. 940–943.

5. **Dou Haibin, Wang Shaoping.** Synchronization Control of Hydraulic Horizontal Regulation System // 6th IEEE Conference on Industrial Electronics and applications. 2011. P. 1922–1927.

6. **Guo Chunli, Guodong Wang, Juliang Xiao.** Numerical Simulation for Hydraulic Characteristics of Cylindrical Valve in Runaway Protection Process // Power and Energy Engineering Conference. APPEEC 2009. Asia Pacific. 2009. P. 201–205.

7. **Guo Chunli, Li Zhifeng, Du Chenyang, Wang Fengyang.** QFT Synchronous Control System of Ring gate for Hydraulic Turbine // Power and Energy Engineering Conference. APPEEC 2009. Asia Pacific. 2009. P. 221–225.

8. **Jiangtao Tu, Minghui Huang.** Simulation Research of a Synchronous Balancing System for Hydraulic Press Based on AME/Simulink // International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, 2009. P. 359–362.

9. **Xiao Juliang, Wang Guodong, Song Weike.** Electrohydraulic proportional Synchronous Control System of Ring gate for Hydraulic Turbine // Power and Energy Engineering Conference. APPEEC 2009. Asia-Pacific. 2009 P. 142–147.

## REFERENCES

1. **Navrotskiy K.L.** Analiz dinamiki sinkhronnogo gidroprivoda koltseвого zatvora gidroturbiny. [Dynamic analysis of synchronous hydraulic drive for ring gate of hydraulic turbine]. *Russian Engineering Research*. Moscow. 2005. №2. P. 3–8. (rus.)

2. **Potetenko O.V., Shevchenko N.G., Koval Ie.S.** Chislennoye modelirovaniye gidrodinamicheskogo usiliya, deystvuyushchego na koltsevoy zatvor v protsesse yego opuskaniya v protochnuyu chast radialno-osevoy gidroturbiny. [Numerical simulation of hydrodynamic forces acting on the ring gate during its descent into the flow of the Francis turbine]. *HPI publ.* Kharkov. 2012. №54. P. 176–186. (rus.)

3. **Shevchenko N.G., Koval E.C.** Prognozirovaniye gidravlicheskoй sily vozdeystviya potoka vody na koltsevoy zatvor gidroturbiny. [Prediction of hydraulic power flow impact water annular valve turbines]. *Modern Directions of theoretical and applied researches*. 2013. №2. P. 74–81. (rus.)

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

5. **Dou Haibin, Wang Shaoping.** Synchronization Control of Hydraulic Horizontal Regulation System. *6th IEEE Conference on Industrial Electronics and applications*. 2011. P. 1922–1927.

6. **Guo Chunli, Guodong Wang, Juliang Xiao.** Numerical Simulation for Hydraulic Characteristics of Cylindrical Valve in Runaway Protection Process. *Power and Energy Engineering Conference*. APPEEC 2009. Asia Pacific. 2009. P. 201–205.

7. **Guo Chunli, Li Zhifeng, Du Chenyang, Wang Fengyang.** QFT Synchronous Control System of Ring gate for Hydraulic Turbine. *Power and Energy Engineering Conference*. APPEEC 2009. Asia Pacific. 2009. P. 221–225.

8. **Jiangtao Tu, Minghui Huang.** Simulation Research of a Synchronous Balancing System for Hydraulic Press Based on AME/Simulink. *International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*. 2009. P. 359–362.

9. **Xiao Juliang, Wang Guodong, Song Weike.** Electrohydraulic proportional Synchronous Control System of Ring gate for Hydraulic Turbine. *Power and Energy Engineering Conference*. APPEEC. 2009. Asia-Pacific. 2009. P. 142–147.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ИСАЕВ Юрий Митрофанович** — кандидат технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: ymi30@mail.ru

**СУНАРЧИН Роберт Авалевич** — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: sunar1939@mail.ru

**МАТРОСОВ Артем Владимирович** — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: a.matrosov.hydro@mail.ru

## AUTHORS

**ISAEV Yurii M.** — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: ymi30@mail.ru

**SUNARCHIN Robert A.** — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: sunar1939@mail.ru

**MATROSOV Artem V.** — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: a.matrosov.hydro@mail.ru