

## **Идентификация параметров математической модели электрогидравлического привода**

# 06, июнь 2013

DOI: [10.7463/0613.0574706](https://doi.org/10.7463/0613.0574706)

Щербачев П. В.

УДК 62-522.2

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[scherbachev.p.v@gmail.com](mailto:scherbachev.p.v@gmail.com)

### **Введение**

Математическое моделирование на сегодняшний день является неотъемлемой частью проектирования и исследования гидравлических приводов. Наличие математической модели позволяет провести численный эксперимент задолго до появления опытного образца изделия, получить его ожидаемые характеристики, либо оптимизировать уже имеющееся устройство. В случае с электрогидравлическими приводами часто встают задачи синтеза регулятора, отработки специального закона управления. Эти задачи на первом этапе решаются на математических моделях приводов. В связи этим актуальным становится вопрос адекватности математической модели.

Физические процессы, протекающие при работе электрогидравлических приводов, в математической модели описываются системой алгебраических и дифференциальных уравнений. В зависимости от решаемой задачи необходимо выбирать степень приближения модели к действительности. Чем точнее требуется описать процесс или явление, тем больше численных значений параметров разного рода нужно знать, будь то характеристики материалов, точность изготовления отдельных элементов и т.д. В тех случаях, когда стоит задача оптимизации имеющегося устройства, большая часть параметров системы априори известна. Однако, даже имея готовый работоспособный агрегат, не всегда удастся путем непосредственных измерений получить численные значения всех интересующих параметров. В электрогидравлических приводах одним из таких проблемных мест является описание электрогидравлических усилителей мощности (ЭГУ).

В следящих электрогидравлических приводах часто применяют двухкаскадные ЭГУ золотникового типа. В данной статье речь пойдет об электрогидравлическом приводе вращательного движения, схема которого изображена на рисунке 1. Коленчатый вал 1 приводится во вращение двумя гидроцилиндрами 3 через шатуны 4. Согласованная работа цилиндров обеспечивается подачей специальных сигналов на два электрогидравлических усилителя (на схеме не показаны), выходы которых соединены с полостями цилиндров. На качество характеристик такого привода большое влияние оказывает качество исполнения ЭГУ, в том числе точность изготовления золотника. При составлении математической модели необходимо качественно и количественно описать золотниковые пары ЭГУ.

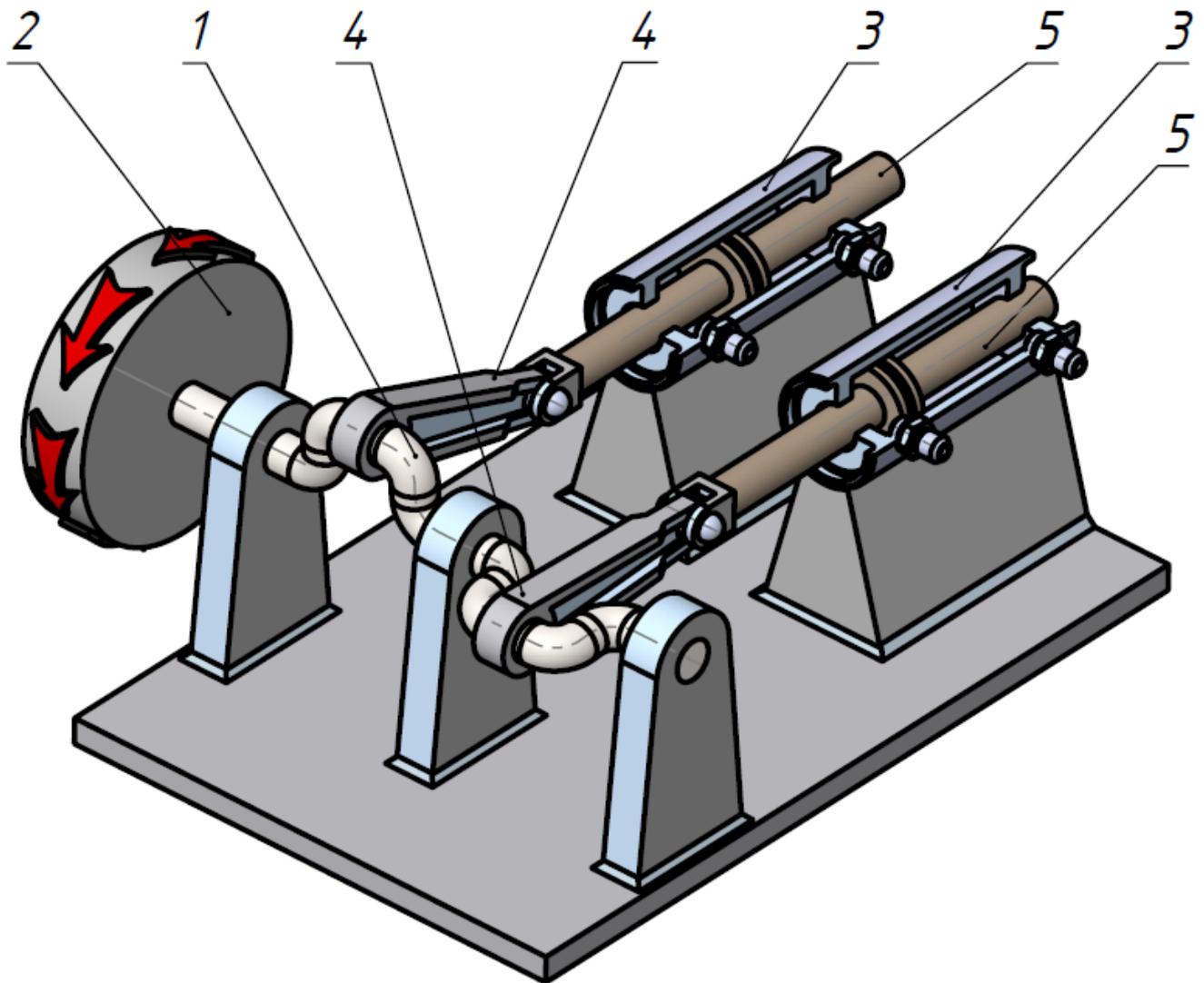


Рисунок 1 - Схема электрогидравлического привода вращательного движения

В [1] предложен метод описания точности изготовления цилиндрического золотникового распределителя. Схема приведена на рисунке 2. Основными параметрами точности являются:

- $S$  – перекрытия кромок;
- $R$  – радиусы скругления кромок;
- $\delta$  – радиальный зазор в паре золотник-гильза.

Параметры  $R$  и  $\delta$  являются приблизительно одинаковыми для всех рабочих кромок. Параметр  $S$  может достаточно сильно варьироваться в силу технологии изготовления. Поэтому при составлении математической модели следует учесть индивидуальный закон открытия каждой из дросселирующих щелей золотникового распределителя.

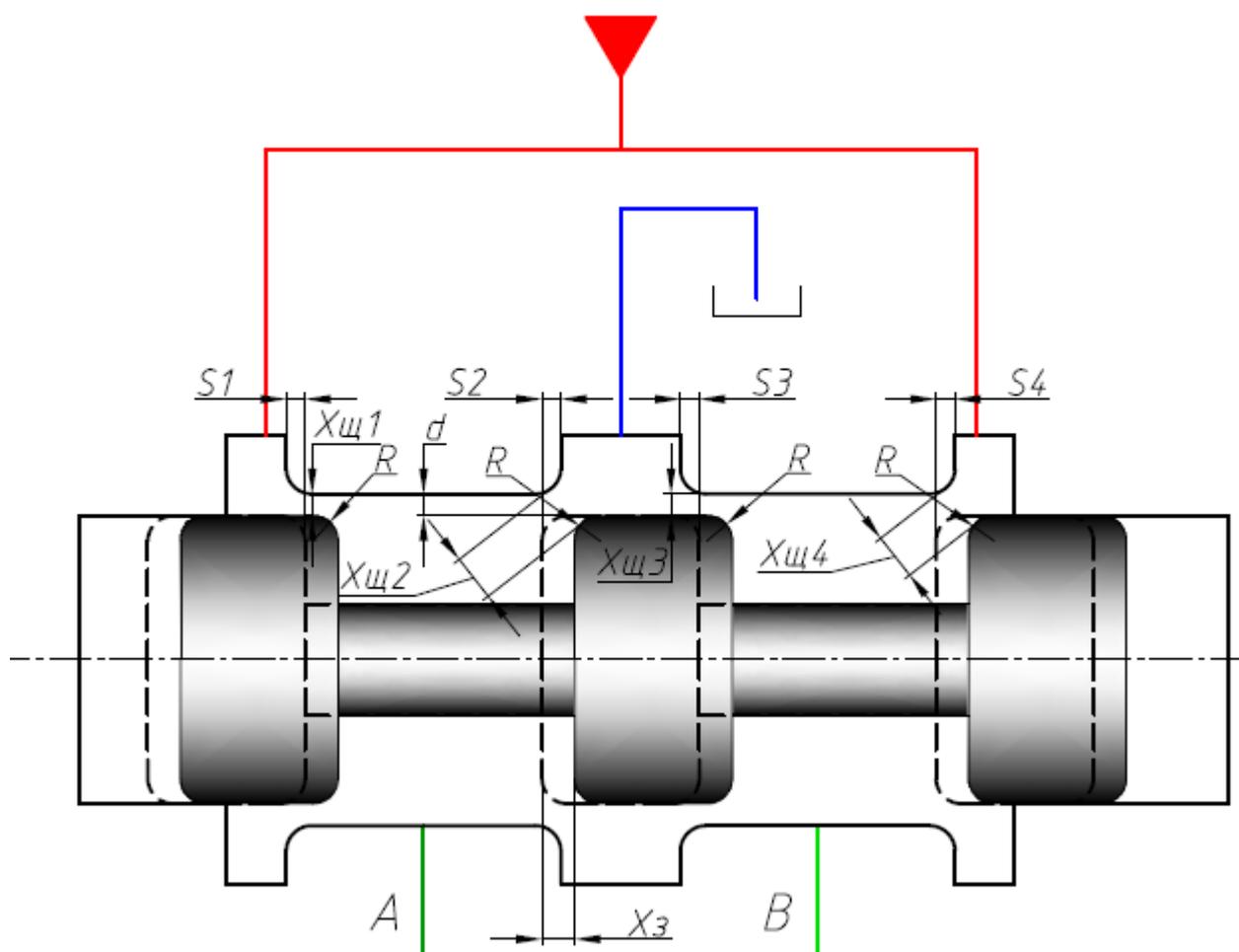


Рисунок 2 – Схема цилиндрического золотникового распределителя.

## Математическая модель

Расчетная схема, принятая для составления математической модели, приведена на рисунке 3.

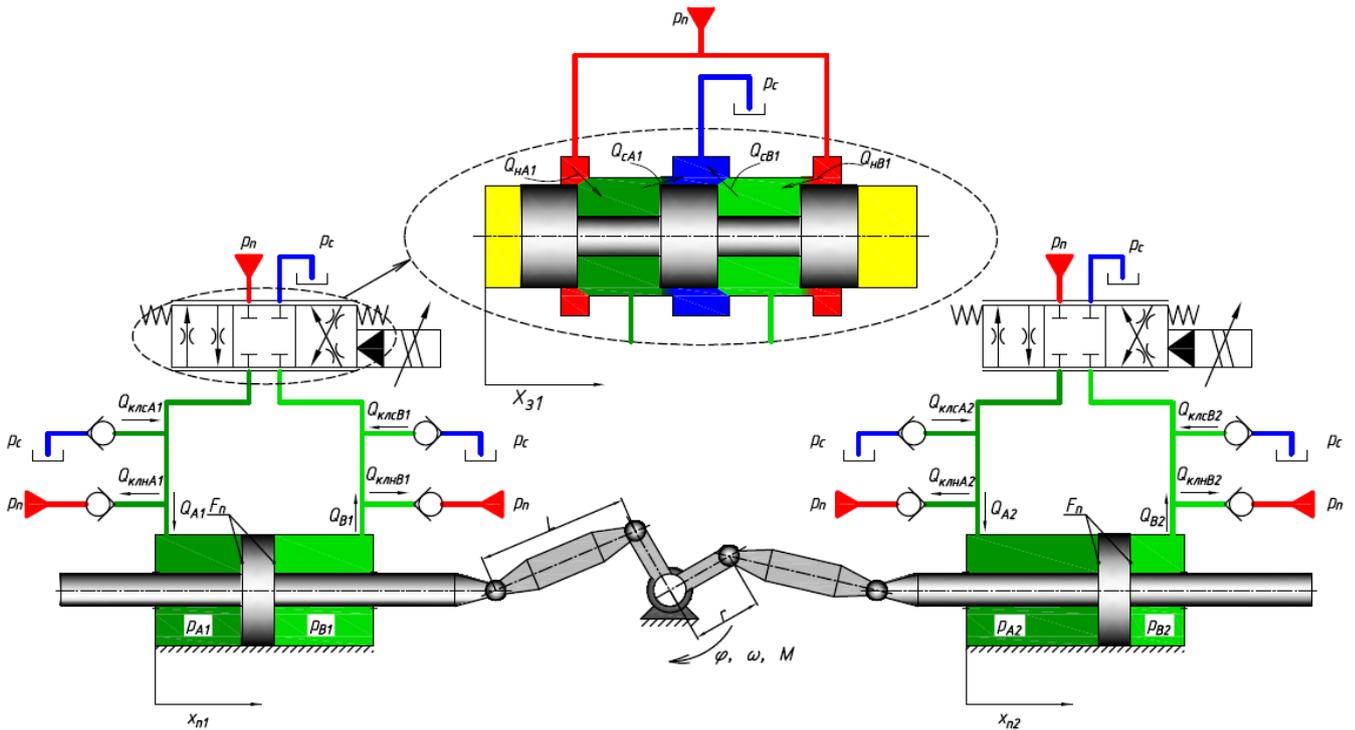


Рисунок 3 – Расчетная схема.

## Уравнения математической модели

1. Уравнения, описывающие электрогидравлические усилители.

ЭГУ представлены дифференциальным уравнением первого порядка согласно [2].

$$T_{гy} \cdot \frac{dx_{31}}{dt} + x_{31} = K_{гy} \cdot U_1$$

$$T_{гy} \cdot \frac{dx_{32}}{dt} + x_{32} = K_{гy} \cdot U_2,$$

где  $T_{гy}$  – постоянная времени гидроусилителя;

$x_{31}$  и  $x_{32}$  – смещения золотников первого и второго ЭГУ;

$K_{гy}$  – коэффициент усиления;

$U_1$  и  $U_2$  – входные сигналы ЭГУ:

$$U_1 = (\varphi - \varphi_3) \cdot \sin \varphi$$

$$U_2 = (\varphi - \varphi_3) \cdot \sin \left( \varphi + \frac{\pi}{2} \right)$$

где  $\varphi$  – текущий угол поворота вала;

$\varphi_3$  – заданный угол поворота вала.

Методы формирования управляющих сигналов  $U_1$  и  $U_2$  описаны в [4].

Смещение золотника ограничивается неравенствами:

$$-x_{3max} \leq x_{31} \leq x_{3max}$$

$$-x_{3max} \leq x_{32} \leq x_{3max}$$

где  $x_{3max}$  – максимальное смещение золотника.

Из-за наличия неточности изготовления золотников величина открытия дросселирующих щелей не равна смещению золотника [1].

$$x_{щ_i}^1 = -2 \cdot R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (y_i^1 + |y_i^1|)^2}$$

$$x_{щ_i}^2 = -2 \cdot R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (y_i^2 + |y_i^2|)^2}$$

$$x_{щ_i}^3 = -2 \cdot R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (y_i^3 + |y_i^3|)^2}$$

$$x_{щ_i}^4 = -2 \cdot R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (y_i^4 + |y_i^4|)^2},$$

где  $i = 1; 2$  – номер ЭГУ

$x_{щ_i}^k$  – открытие  $k$ -ой щели  $i$ -го распределителя (см. схему на рисунке 2);

$R$  – радиус скругления кромок;

$\delta$  – радиальный зазор в паре золотник-гильза;

$S_n$  – перекрытия кромок.

$y_i^k$  – вспомогательные величины:

$$y_1^1 = 2 \cdot R - S_1 - x_{31}$$

$$y_1^2 = 2 \cdot R - S_2 + x_{31}$$

$$y_1^3 = 2 \cdot R - S_3 - x_{31}$$

$$y_1^4 = 2 \cdot R - S_4 + x_{31}$$

$$y_2^1 = 2 \cdot R - S_5 - x_{32}$$

$$y_2^2 = 2 \cdot R - S_6 + x_{32}$$

$$y_2^3 = 2 \cdot R - S_7 - x_{32}$$

$$y_2^4 = 2 \cdot R - S_8 + x_{32}$$

2. Расходы через кромки золотниковых распределителей.

$$Q_{\text{нА}_i} = \sigma \cdot x_{\text{щ}_i}^1 \cdot \sqrt{|p_{\text{п}} - p_{\text{А}_i}|} \cdot \text{sign}(p_{\text{п}} - p_{\text{А}_i})$$

$$Q_{\text{сА}_i} = \sigma \cdot x_{\text{щ}_i}^2 \cdot \sqrt{|p_{\text{А}_i} - p_{\text{с}}|} \cdot \text{sign}(p_{\text{А}_i} - p_{\text{с}})$$

$$Q_{\text{нВ}_i} = \sigma \cdot x_{\text{щ}_i}^4 \cdot \sqrt{|p_{\text{п}} - p_{\text{В}_i}|} \cdot \text{sign}(p_{\text{п}} - p_{\text{В}_i})$$

$$Q_{\text{сВ}_i} = \sigma \cdot x_{\text{щ}_i}^3 \cdot \sqrt{|p_{\text{В}_i} - p_{\text{с}}|} \cdot \text{sign}(p_{\text{В}_i} - p_{\text{с}})$$

где  $p_{\text{п}}$  – давление питания в системе;

$p_{\text{с}}$  – давление в сливе системы;

$p_{\text{А}_i}$  – давление в полости “А”  $i$ -го цилиндра;

$p_{\text{В}_i}$  – давление в полости “В”  $i$ -го цилиндра;

$Q_{\text{нА}_i}$  – расход из линии нагнетания в полость “А”  $i$ -го цилиндра;

$Q_{\text{сА}_i}$  – расход из полости “А”  $i$ -го цилиндра в линию слива;

$Q_{\text{нВ}_i}$  – расход из линии нагнетания в полость “В”  $i$ -го цилиндра;

$Q_{\text{сВ}_i}$  – расход из полости “В”  $i$ -го цилиндра в линию слива;

$\sigma$  – проводимость щели золотникового распределителя:

$$\sigma = \mu \cdot b \cdot n \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода щели;

$b$  – ширина окон в гильзе золотникового распределителя;

$n$  – количество окон в гильзе золотникового распределителя у каждой кромки;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

3. Расходы через обратные клапаны.

$$Q_{\text{кл.н.А}_i} = \begin{cases} \sigma_{\text{кл.н}} \cdot \sqrt{p_{\text{А}_i} - p_{\text{п}}}, & \text{если } p_{\text{А}_i} \geq p_{\text{п}} \\ 0, & \text{если } p_{\text{А}_i} \leq p_{\text{п}} \end{cases}$$

$$Q_{\text{кл.с.А}_i} = \begin{cases} \sigma_{\text{кл.с}} \cdot \sqrt{p_{\text{с}} - p_{\text{А}_i}}, & \text{если } p_{\text{А}_i} \leq p_{\text{с}} \\ 0, & \text{если } p_{\text{А}_i} \geq p_{\text{с}} \end{cases}$$

$$Q_{\text{кл.н.}B_i} = \begin{cases} \sigma_{\text{кл.н.}} \cdot \sqrt{p_{B_i} - p_{\Pi}}, & \text{если } p_{B_i} \geq p_{\Pi} \\ 0, & \text{если } p_{B_i} \leq p_{\Pi} \end{cases}$$

$$Q_{\text{кл.с.}B_i} = \begin{cases} \sigma_{\text{кл.с.}} \cdot \sqrt{p_c - p_{B_i}}, & \text{если } p_{B_i} \leq p_c \\ 0, & \text{если } p_{B_i} \geq p_c \end{cases}$$

где  $Q_{\text{кл.н.}A_i}$  – расход из полости “А”  $i$ -го цилиндра в линию нагнетания через обратный клапан;

$Q_{\text{кл.с.}A_i}$  – расход из линии слива в полость “А”  $i$ -го цилиндра через обратный клапан;

$Q_{\text{кл.н.}B_i}$  – расход из полости “В”  $i$ -го цилиндра в линию нагнетания через обратный клапан;

$Q_{\text{кл.с.}B_i}$  – расход из линии слива в полость “В”  $i$ -го цилиндра через обратный клапан;

$\sigma_{\text{кл.н.}}$  – проводимость обратного клапана в линию нагнетания;

$\sigma_{\text{кл.с.}}$  – проводимость обратного клапана из линии слива.

4. Уравнения баланса расходов, приведенные к форме Коши.

$$\frac{dp_{A_i}}{dt} = \frac{E}{V_{A_i}} \cdot \left( Q_{\text{н}A_i} - Q_{\text{с}A_i} - \frac{dx_{\Pi_i}}{dt} \cdot S_{\Pi} - Q_{\text{кл.н.}A_i} + Q_{\text{кл.с.}A_i} \right)$$

$$\frac{dp_{B_i}}{dt} = \frac{E}{V_{B_i}} \cdot \left( Q_{\text{н}B_i} - Q_{\text{с}B_i} + \frac{dx_{\Pi_i}}{dt} \cdot S_{\Pi} - Q_{\text{кл.н.}B_i} + Q_{\text{кл.с.}B_i} \right)$$

где  $E$  – приведенный модуль упругости жидкости;

$V_{A_i}$  – объем сжатия в полости “А”  $i$ -го цилиндра;

$V_{B_i}$  – объем сжатия в полости “В”  $i$ -го цилиндра;

$x_{\Pi_i}$  – смещение поршня  $i$ -го цилиндра;

$S_{\Pi}$  – площадь поршня.

5. Сила, развиваемая поршнем гидроцилиндра.

$$F_{\Pi_i} = (p_{A_i} - p_{B_i}) \cdot S_{\Pi} - F_{\text{тр}i}$$

где  $F_{\text{тр}i}$  – суммарная сила сухого и вязкого трения.

$$F_{\text{тр}i} = \begin{cases} \left( F_K + (F_{\text{стр}} - F_K) \cdot e^{-c \cdot \left| \frac{dx_{\Pi_i}}{dt} \right|} \right) \cdot \text{sign} \left( \frac{dx_{\Pi_i}}{dt} \right) + k_{\text{в.тр.}} \cdot \frac{dx_{\Pi_i}}{dt}, & \text{если } \left| \frac{dx_{\Pi_i}}{dt} \right| \geq v_{\text{пор}} \\ \frac{dx_{\Pi_i}}{dt} \cdot \frac{(F_K + (F_{\text{стр}} - F_K) \cdot e^{-c \cdot v_{\text{пор}}}) + k_{\text{в.тр.}} \cdot v_{\text{пор}}}{v_{\text{пор}}}, & \text{если } \left| \frac{dx_{\Pi_i}}{dt} \right| < v_{\text{пор}} \end{cases}$$

где  $F_K$  – сила Кулоновского трения;

$F_{\text{стр}}$  – сила страгивания;

$k_{в.тр.}$  – коэффициент вязкого трения;

$v_{пор}$  – пороговое значение скорости.

Подробное описание принятой модели силы трения представлено в [3] и [5].

6. Движущий момент привода.

Момент от поршня одного гидроцилиндра рассчитывается исходя из кинематики механизма с учетом шатунного влияния.

$$M_1 = F_{п1} \cdot \left( -r \cdot \sin(\varphi) - \frac{r^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi)}{2 \cdot \sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right)$$
$$M_2 = F_{п2} \cdot \left( -r \cdot \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right) - \frac{r^2 \cdot \sin\left(2 \cdot \left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)\right)}{2 \cdot \sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin^2\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)}} \right)$$

где  $r$  – длина кривошипа;

$L$  – длина шатуна.

7. Уравнение движения нагрузки (приведенное к форме Коши).

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{1}{J} \cdot (M_1 + M_2 - M_H)$$

где  $J$  – приведенный к валу момент инерции;

$M_H$  – внешний нагружающий момент.

8. Уравнения кинематической связи.

$$x_{п1} = L \cdot \left( \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \cdot \sin^2(\varphi)} - 1 \right) + r \cdot \cos(\varphi)$$
$$x_{п2} = L \cdot \left( \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} \cdot \sin^2\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)} - 1 \right) + r \cdot \cos\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)$$
$$\frac{dx_{п1}}{dt} = -\frac{d\varphi}{dt} \cdot \left( r \cdot \sin(\varphi) + \frac{r^2 \cdot \sin(2 \cdot \varphi)}{2 \cdot \sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right)$$
$$\frac{dx_{п2}}{dt} = -\frac{d\varphi}{dt} \cdot \left( r \cdot \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right) + \frac{r^2 \cdot \sin\left(2 \cdot \left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)\right)}{2 \cdot \sqrt{L^2 - r^2 \cdot \sin^2\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)}} \right)$$

Решение уравнений математической модели проводилось численным методом при помощи алгоритма, реализованного на языке программирования C++. Численные значения параметров в системе СИ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметр	Значение	Размерность
$p_{п}$	20	МПа
$p_{с}$	0.1	МПа
$T_{гy}$	0.06	с
$K_{гy}$	$1.59 \cdot 10^{-4}$	м/В
$x_{зmax}$	$3.0 \cdot 10^{-4}$	м
$R$	$9 \cdot 10^{-6}$	м
$\delta$	$2 \cdot 10^{-6}$	м
$\sigma$	$3.41 \cdot 10^{-4}$	$\text{м}^2/(\text{с} \cdot \text{Па}^{0.5})$
$\sigma_{к.л.н}$	$2.67 \cdot 10^{-7}$	$\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{Па}^{0.5})$
$\sigma_{к.л.с}$	$2.67 \cdot 10^{-7}$	$\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{Па}^{0.5})$
$E$	$1.5 \cdot 10^9$	Па
$V_A$	$3 \cdot 10^{-4}$	$\text{м}^3$
$V_A$	$3 \cdot 10^{-4}$	$\text{м}^3$
$S_{п}$	$1.15 \cdot 10^{-3}$	$\text{м}^2$
$F_{стр}$	1000	Н
$k_{в.гр.}$	100	Н*с/м
$v_{пор}$	$10^{-6}$	м/с
$F_K$	600	Н
$r$	0.02	м
$L$	0.4	м
$J$	0.328	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$
$M_H$	20	Н*м

## Идентификация параметров

Величины перекрытий в паре «золотник-гильза», входящие в уравнения математической модели, изначально неизвестны. Непосредственно измерить их также не представляется возможным. В таком случае для их определения целесообразно воспользоваться предлагаемым методом идентификации. Для этого необходимо определяемые величины представить набором варьируемых параметров  $S = \{S_1, S_2, \dots, S_8\}$ . Также нужно выбрать критерий несоответствия  $\Delta$  математической модели и моделируемого объекта. Идентичность модели и объекта будет достигнута при обеспечении минимума критерия  $\Delta$  на множестве параметров  $S$ . Таким образом, метод идентификации параметров представляет собой задачу многомерной оптимизации. Блок-схема описанного алгоритма решения задачи представлена на рисунке 4. В качестве численного метода поиска минимума был использован метод «деформируемого многогранника», известный также как метод Нелдера-Мида.

Наибольшее влияние неточности изготовления золотниковых распределителей оказывают на характер изменения давлений в полостях цилиндров. Поэтому величина несоответствия давлений в полостях цилиндров, полученных экспериментально и теоретически, выбрано в качестве вышеуказанного критерия  $\Delta$ .

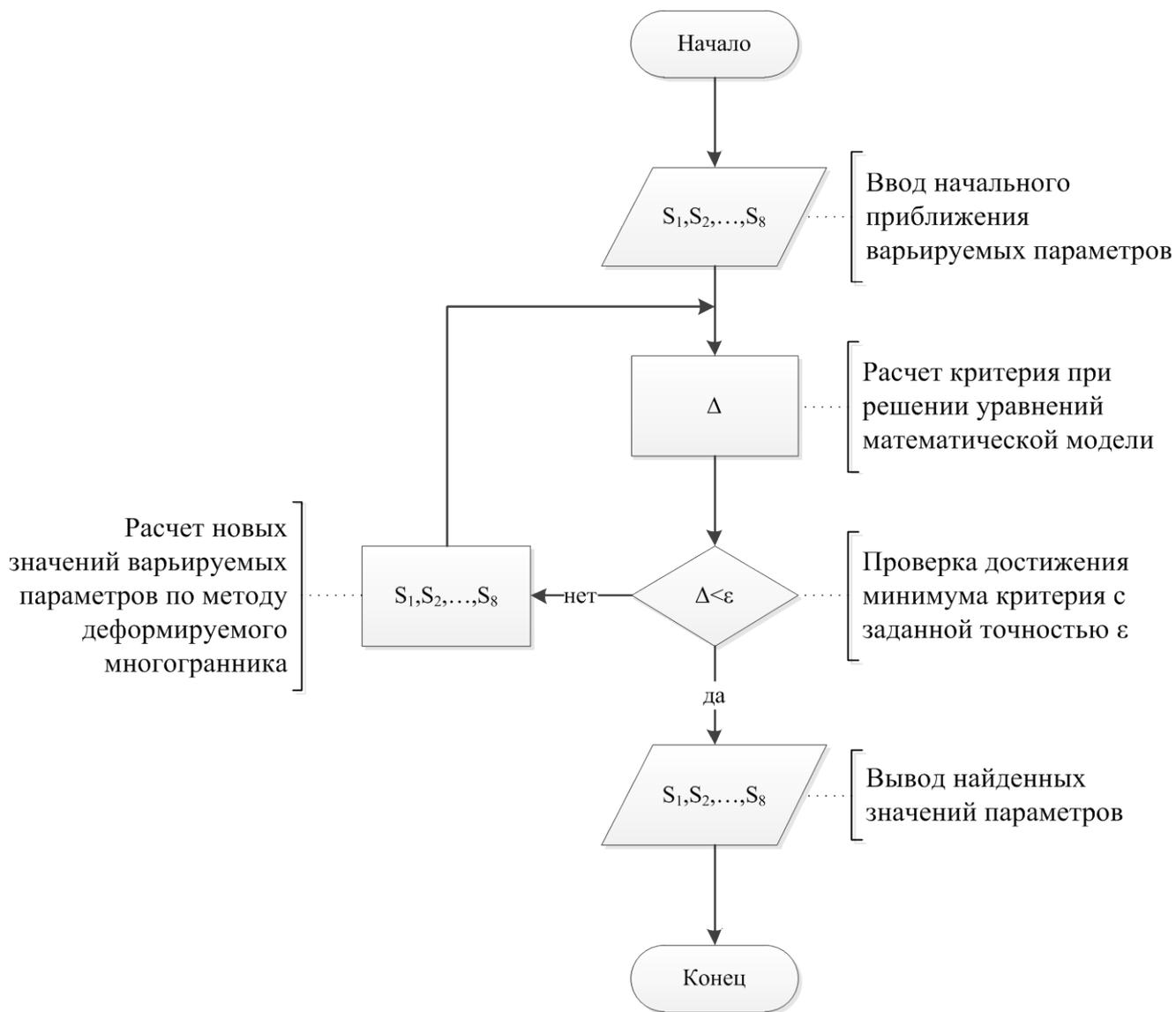


Рисунок 4 – Блок-схема алгоритма идентификации.

В ходе эксперимента привод работал в режиме слежения по угловой скорости вращения выходного звена. Зависимость давлений в полостях от времени, полученная экспериментально, показана на рисунке 5.

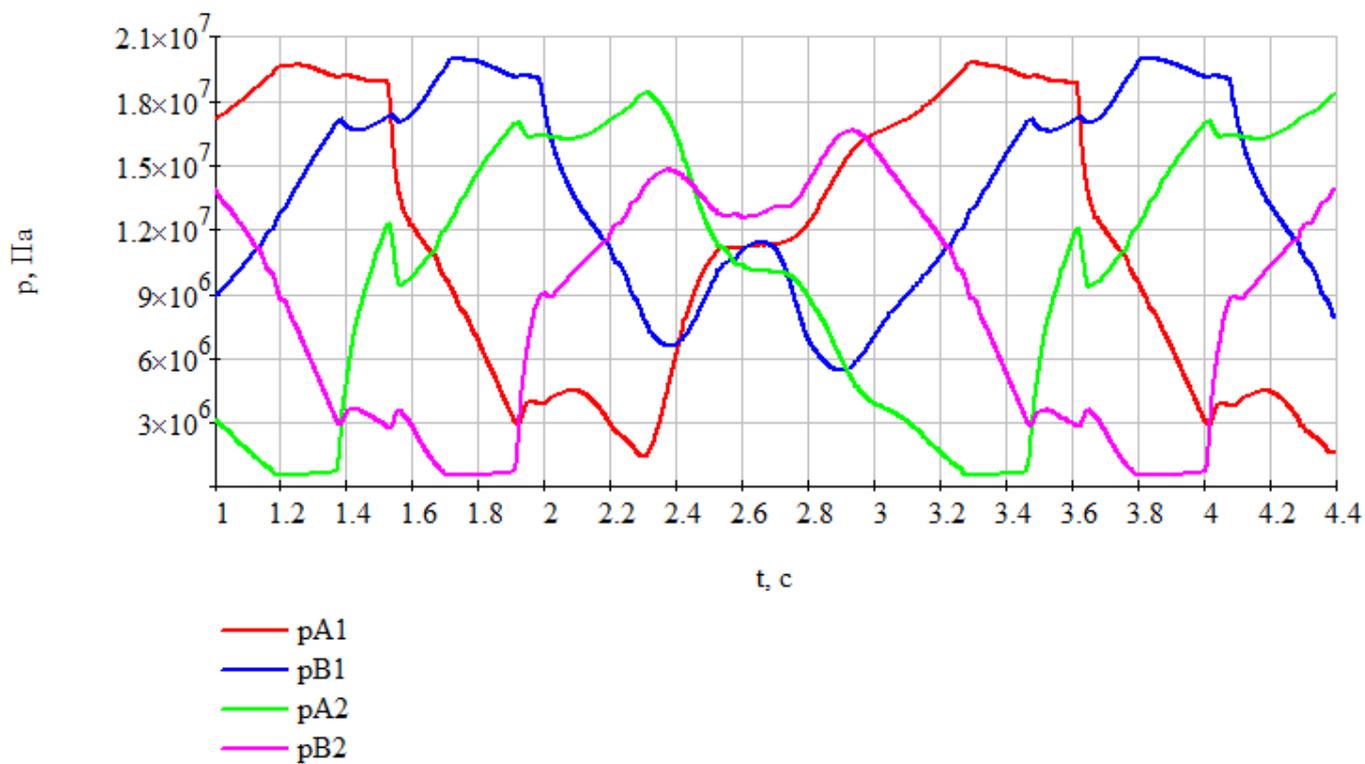


Рисунок 5 – Экспериментальные данные.

Для иллюстрации влияния перекрытий на изменение давления на рисунке 6 показаны зависимости давлений в полостях цилиндров, полученные при расчете математической модели с нулевыми значениями перекрытий.

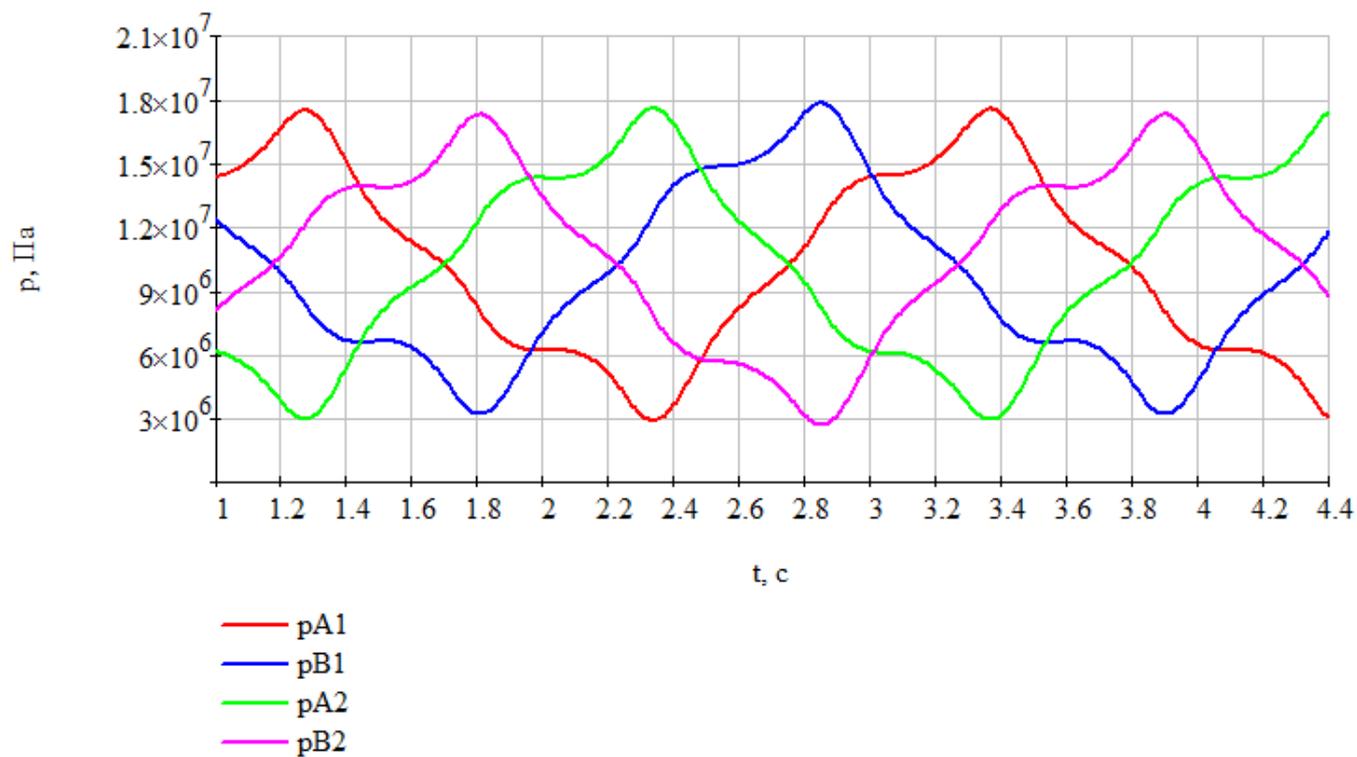


Рисунок 6 – Результаты моделирования.

Во время проведения эксперимента данные с датчиков давления фиксировались с частотой 1000Гц. Критерий совпадения характеристик был получен суммированием разниц между давлением, полученным экспериментально, и давлением, полученным при моделировании, в течение одного оборота с интервалом по времени 0.001с (см. рисунок 7). Математическое выражение сформированного критерия следующее:  $\Delta = \sum_i |\delta_i|$

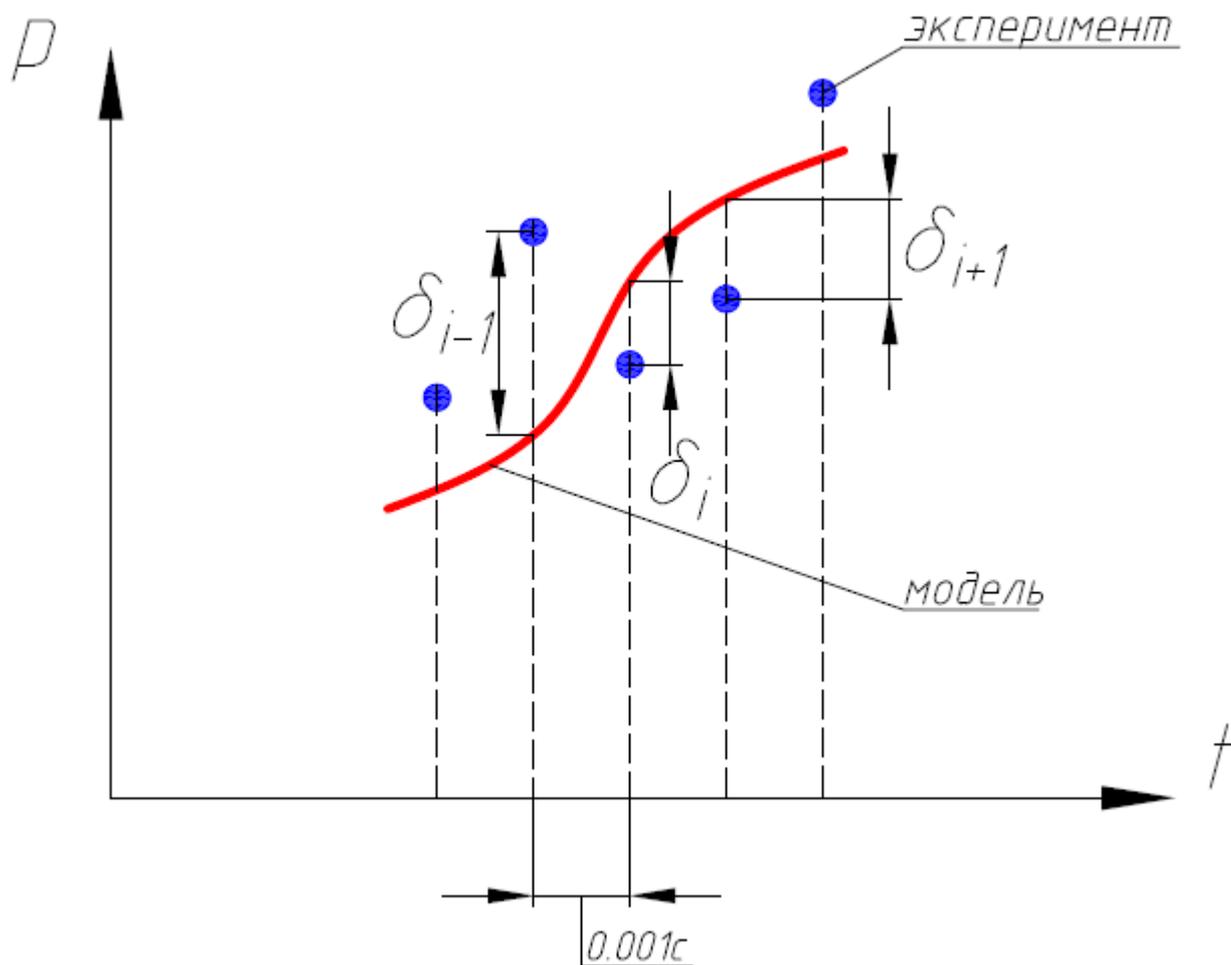


Рисунок 7 – Формирование критерия.

## Результаты

Полученные в результате процедуры идентификации значения перекрытий в золотниковых парах представлены в таблице 2.

Таблица 2

ЭГУ 1		ЭГУ 2	
№ кромки	S, мкм	№ кромки	S, мкм
1	8.0	1	-0.6
2	-5.4	2	19.5
3	13.8	3	-0.1
4	-5.1	4	15.1

Следует отметить, что полученные цифры показывают не только неточность изготовления золотниковых пар, но также включают в себя смещение золотника от нейтрального положения при нулевом входном сигнале – дрейф нуля ЭГУ.

На рисунках 8 и 9 представлены графики изменения давлений в полостях цилиндров с учетом вычисленных значений перекрытий. Пунктирные линии отображают экспериментальные данные, сплошные – результаты моделирования.

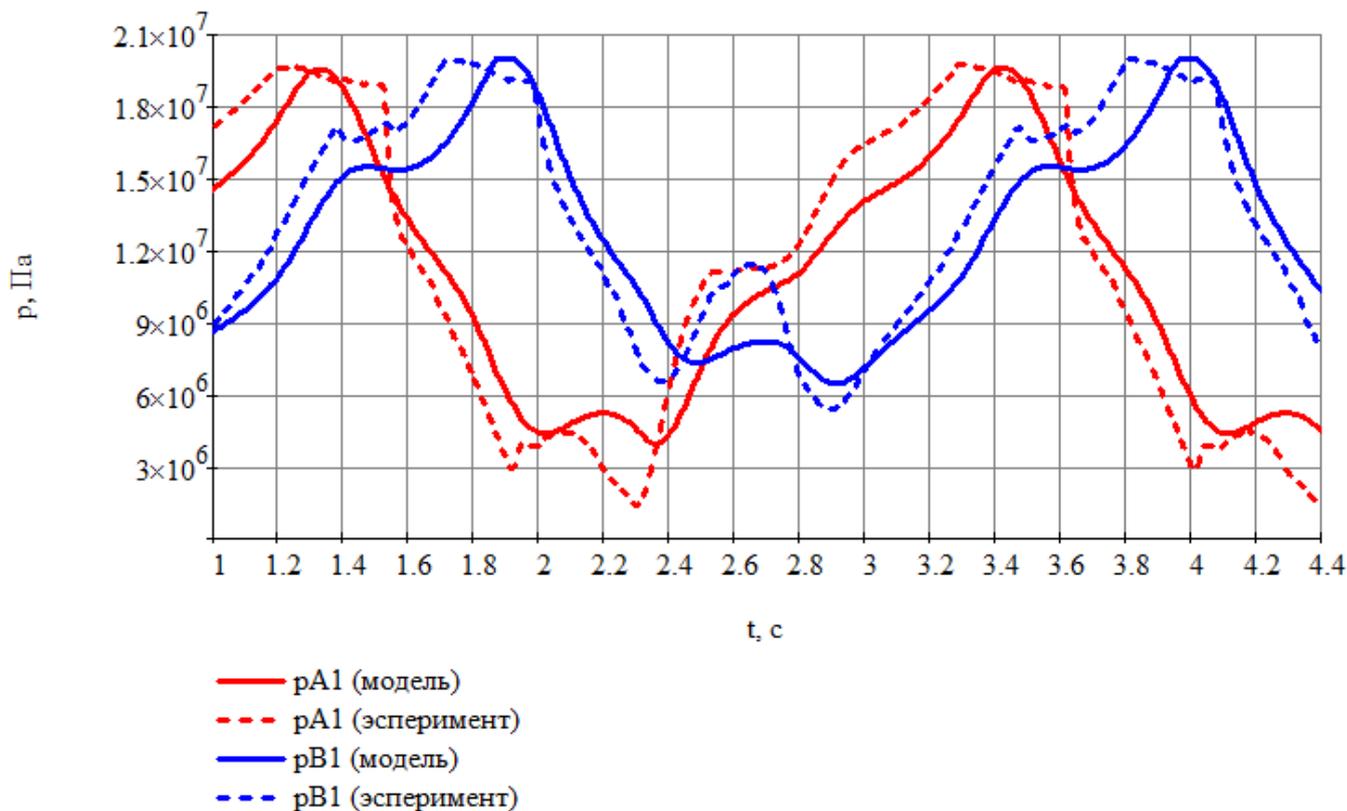


Рисунок 8 – Сопоставление результатов (цилиндр 1).

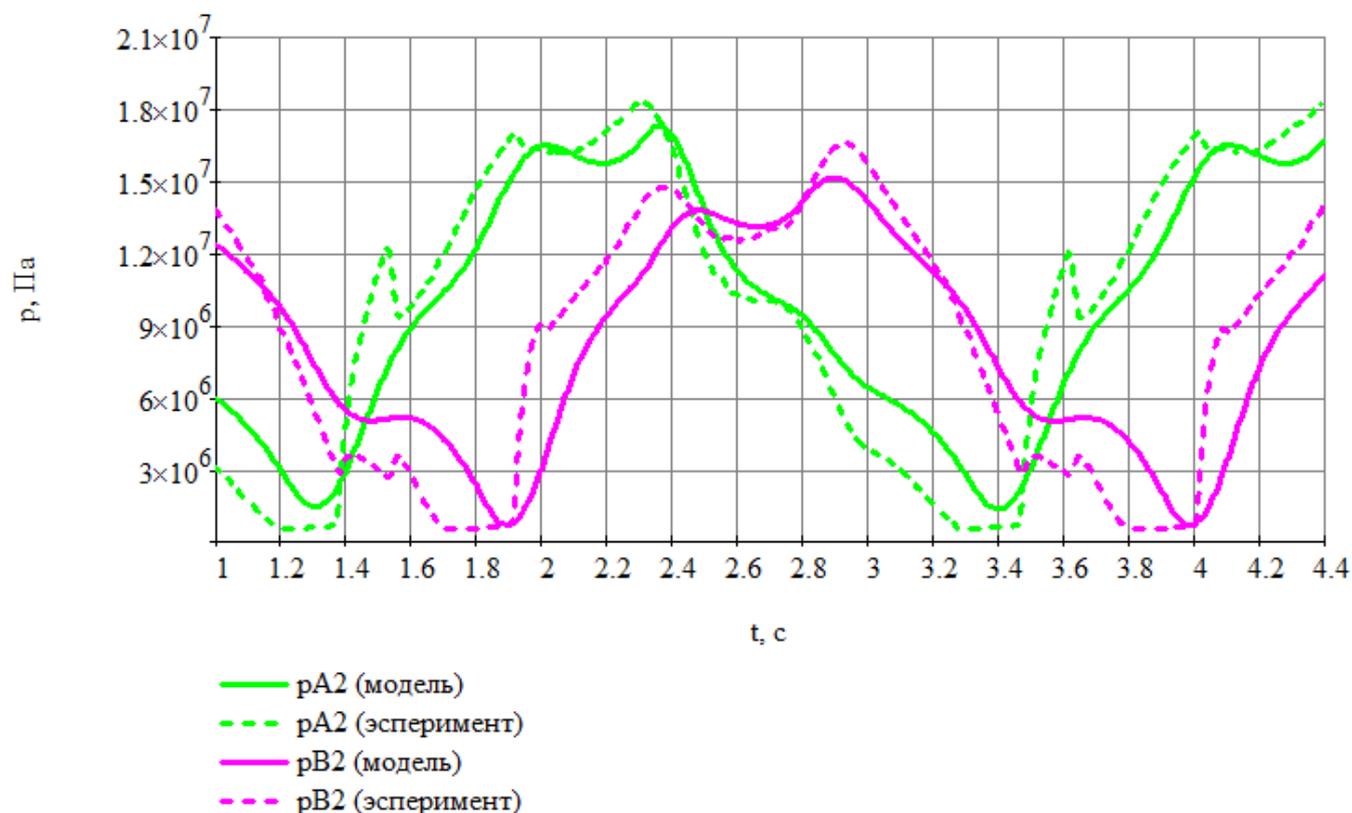


Рисунок 9 – Сопоставление результатов (цилиндр 2).

## Заключение

По полученным результатам, основываясь на хорошем совпадении экспериментальных данных и результатов моделирования, можно сделать вывод о том, что предложенный алгоритм идентификации параметров эффективен.

Для проведения поиска минимума критерия в предложенном алгоритме удобно использовать метод «деформируемого многогранника», т.к. в этом случае не требуется вычислять частные производные минимизируемого критерия по всем варьируемым параметрам.

Для получения адекватных математических моделей электрогидравлических приводов с дроссельным регулированием следует учитывать микрогеометрию кромок золотниковых распределителей.

## Список литературы

1. Фомичев В.М. Проектирование цилиндрических золотниковых распределителей следящих электрогидравлических приводов : учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 19 с.
2. Фомичев В.М. Проектирование электрогидравлических усилителей следящих приводов : учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 42 с.

3. Ломакин В.О., Шумилов И.С., Щербачев П.В. Математическое моделирование электрогидравлического следящего привода высокоточного регулирования вращательного движения // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2011. № 10. С. 38-45.
4. Щербачев П.В., Семенов С.Е. Электрогидравлический привод с дроссельным регулированием с повышенной энергоэффективностью // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 10. DOI: [10.7463/1012.0465528](https://doi.org/10.7463/1012.0465528)
5. Руководство пользователя. Matlab 7.12.0. Режим доступа: <http://www.mathworks.com/> (дата обращения 30.05.2013).

**Identification of mathematical model parameters of an electro-hydraulic drive**

# 06, June 2013

DOI: [10.7463/0613.0574706](https://doi.org/10.7463/0613.0574706)

Scherbachev P.V.

Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russian Federation

[scherbachev.p.v@gmail.com](mailto:scherbachev.p.v@gmail.com)

This paper presents a method of identifying parameters of a mathematical model of an electrohydraulic drive. The method is based on comparison of the characteristics obtained during an experiment, and of the characteristics obtained by simulation. A criterion of identity was formed for this case. A search algorithm was built with the use of the Nelder-Mead method for numerical minimization. A mathematical model of an electro-hydraulic drive was presented. The author considers influence of quality of manufacturing spool valves on characteristics of electro-hydraulic drives. Conclusions on effectiveness of the proposed method were drawn.

**Publications with keywords:** [electro-hydraulic drive](#), [model identification](#), [numerical minimization](#)**Publications with words:** [electro-hydraulic drive](#), [model identification](#), [numerical minimization](#)

## References

1. Fomichev V.M. *Proektirovanie tsilindricheskikh zolotnikovyykh raspredelitelei slediashchikh elektrogidravlicheskih privodov* [Design of cylindrical valve spreaders of servo electrohydraulic drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2009. 19 p.
2. Fomichev V.M. *Proektirovanie elektrogidravlicheskih usilitelei slediashchikh privodov* [Designing of electro-hydraulic amplifiers of servo drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2009. 42 p.
3. Lomakin V.O., Shumilov I.S., Shcherbachev P.V. Matematicheskoe modelirovanie elektrogidravlicheskogo slediashchego privoda vysokotochnogo regulirovaniia vrashchatel'nogo dvizheniia [Mathematical modeling of the electrohydraulic rotary motion servo drive]. *Izvestiia VUZov. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2011, no. 10, pp. 38-45.
4. Shcherbachev P.V., Semenov S.E. Elektrogidravlicheskiy privod s drossel'nym regulirovaniem s povyshennoi energoeffektivnost'iu [Hydroelectric drive with throttle control with enhanced energy efficiency]. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education of the Bauman MSTU], 2012. № 10. DOI: [10.7463/1012.0465528](https://doi.org/10.7463/1012.0465528)
5. *Rukovodstvo pol'zovatelia. Matlab 7.12.0* [User's Guide. Matlab 7.12.0]. Available at: <http://www.mathworks.com/>, accessed 30.05.2013.