

Математическое моделирование электрогидравлического следящего привода

И. Ф. САДИКОВ¹, П. В. ПЕТРОВ²

¹ sadikov.ildar1997@yandex.ru, ² pgl.petrov@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Аннотация. Рассматриваются вопросы моделирования и исследования нелинейных гидромеханических систем. Разрабатывается математическая модель электрогидравлического следящего привода, позволяющая исследовать переходные процессы. Обсуждаются вопросы влияния процентного содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамику гидропривода.

Ключевые слова: математическое моделирование, нерастворенный воздух, электрогидравлический следящий привод, объемный модуль упругости, нелинейные явления.

ВВЕДЕНИЕ

В системах управления разнообразными объектами широкое применение в качестве исполнительных механизмов получили электрогидравлические следящие приводы (ЭГСП), управляемые электрогидравлическими усилителями мощности (ЭГУ). Такие приводы во многом определяют динамические характеристики всей системы управления, ее надежность, энергетические показатели. Несмотря на большой объем научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, проводимых при создании ЭГСП, к настоящему времени еще не решена проблема выбора оптимальных проектных вариантов. Это ограничивает возможности достижения прорывных результатов при разработке новых образцов ЭГСП. Сложность указанной проблемы состоит в том, что для выбора оптимального проектного варианта ЭГСП необходимо учитывать ряд противоречащих друг другу требований, обеспечивающих оптимальность всей системы управления. При этом существующая практика создания новых ЭГСП часто основана на опыте конструктора

и его интуиции, что не гарантирует оптимальность принятых решений вследствие неполного отражения влияния параметров на характеристики проектируемого изделия [1].

Гидромеханическая установка представляет собой объединенную в определенную структуру динамическую систему, в которой протекают процессы, описываемые нелинейными нестационарными уравнениями. Принцип действий таких систем автоматического регулирования заключается в том, чтобы обнаружить отклонения регулируемых величин, характеризующих работу объекта или проектирование процесса от требуемого режима и при этом воздействовать на объект или процесс, чтобы устранить эти объекты.

Трудность математического моделирования гидромеханических процессов САР заключается в многообразии и противоречивости требований. Исследование таких систем связано с математическими аппаратами, поскольку анализ, расчет такой системы приходится вести по нелинейным дифференциальным уравнениям. При этом

невозможно применить принцип суперпозиции и, следовательно, отклик системы на произвольные входные воздействия нельзя определить в виде суммы откликов на последовательность скачков или импульсов. Форма переходного процесса зависит от значения воздействия из-за вызванного в нелинейной системе ступенчатое воздействие.

Численные методы позволяют, в принципе, получить решение любых систем уравнений (как линейных, так и нелинейных) с заданной точностью путем организации сходящихся итерационных процессов.

Конечно же существуют и недостатки использования численного решения. Существующие недостатки использования численного решения применительно к устройствам гидроавтоматики предлагается преодолевать, а также существенно рационализировать, используя теорию подобия, объектно-ориентированную технологию и элементы автоматизации многопараметрического синтеза сложных гидромеханических систем.

В качестве примера с помощью численного метода составим уравнения нелинейной динамической модели ЭГСП.

Наиболее распространенные ЭГСП состоят из электромеханического преобразователя (ЭМП) сигналов управления, гидравлической ступени предварительного усиления сигналов (как правило – это устройство типа сопло-заслонка, реже – струйная трубка) и золотникового дросселирующего распределителя.

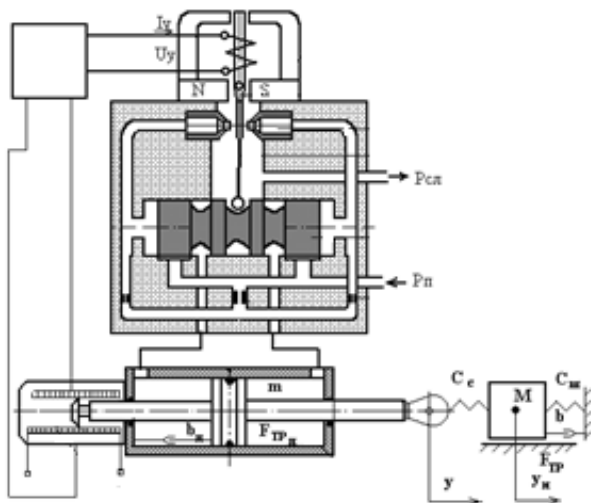


Рис. 1. Схема СГРМ

Достоинства:

1. Надежность работы, обусловленная надежностью перемещения свободно плавающего золотника под действием энергии жидкости на его торцах.

2. Виброустойчивость механической системы, так как якорь электромагнита имеет дополнительную опору в виде механической ОС на золотник.

3. Термостабильность характеристик, обусловленная тем, что коэффициент передачи ЭГУ определяется жесткостью механической пружины ОС и не зависит от гидравлических параметров мостика и, следовательно, практически не зависит от температуры.

4. Не требует высокой степени фильтрации рабочей жидкости.

Недостатки:

1. Существенное влияние температуры на статические и динамические характеристики, обусловленное наличием внутренних структурных обратных связей через гидравлические параметры.

2. Недостаточное совершенство механизма управления.

3. Точное изготовление и сборка деталей упругой обратной связи и сопряженных с ними деталей требует более высокой технологии (особенно процессов финишной обработки).

Область применения:

Электрогидравлический следящий привод с ЭГУ-2 нашел широкое применение:

1) усилительной части следящего электрогидропривода с исполнительными двигателями: гидроцилиндрами, толкающими гидроцилиндрами и реже с гидромоторами.

2) в станочных следящих приводах (токарные, сверлильные, фрезерные копировальные станки, станки с ЧПУ);

3) в приводах тяжелой мобильной техники.

Допущения на нелинейную динамическую модель:

1. Переходные процессы происходят в окрестностях среднего положения поршня гидродвигателя.

2. Модуль объемной упругости рабочей жидкости, коэффициент ее вязкости, коэффициент расхода управляемого гидрорас-

пределителя, а также давление подачи и слива – величины постоянные.

3. Температура жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется.

4. Гидравлические потери в подводящих гидролиниях гидродвигателя малы, и ими можно пренебречь.

5. Силовая проводка и крепление гидродвигателя абсолютно жесткие.

Для определения параметров характеристик ЭГУ необходимо разработать математическую модель ЭГСП, и она будет выглядеть следующим образом:

а) Уравнение электрической цепи:

$$U - K_{oc2} \cdot y(t) = L_1 \cdot \frac{d}{dt} I_y(t) + R_{em1} \times I_y(t) + K_{pe1} \cdot \frac{d}{dt} \alpha_1(t);$$

U – напряжение электрической цепи обмотки управления ЭМП;

K_{oc2} – коэффициент позиционной обратной связи;

L_1 – индуктивность обмотки ЭМП;

R_{em1} – активное сопротивление ЭМП;

K_{pe1} – коэффициент противоЭДС ЭМП.

б) Уравнение сопло-заслонки:

$$J_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} \alpha_1(t) = K_{mi2} \cdot I_y(t) - K_{ma} \times \alpha_1(t) - K_{pe1} \cdot \alpha_1(t) - R_g \cdot L_{zaclonki} - C_{oc} \times L_{zaclonki} \cdot (h(t) + x_1(t)) - b_e \cdot \frac{d}{dt} \alpha_1(t);$$

J_1 – момент инерции якоря ЭМП;

K_{mi2} – коэффициент моментной характеристики ЭМП;

K_{ma} – коэффициент механической характеристики;

K_{pe1} – коэффициент противоЭДС;

R_g – величина гидродинамических сил, действующих на заслонку;

$L_{zaclonki}$ – длина заслонки и механической обратной связи;

C_{oc} – жесткость пружины обратной связи золотника и ЭМП;

b_e – коэффициент демпфирования якоря.

в) Уравнение баланса расходов сопло-заслонки при двухкаскадной ЭГСП:

$$K_{Qh} \cdot h(t) - K_{qp} \cdot P_z(t) = A_{zol} \times \frac{d}{dt} x_1(t) + \frac{V_k \cdot \frac{d}{dt} P_z(t)}{2 \cdot E_1};$$

K_{Qh} – коэффициент усиления по расходу;

K_{qp} – коэффициент усиления по давлению;

A_{zol} – площадь золотника;

V_k – объем торцевых камер золотника;

E_1 – модуль объемной упругости.

г) Уравнение динамики золотникового гидрораспределителя:

$$P_z(t) = (C_{zol} \cdot x_1(t) + C_{oc} \cdot h(t)) / A_{zol};$$

$$\mu \cdot b_{okna} \cdot x_1(t) \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot (P_p - P_d(t) - P_{cl})}{2 \cdot \rho} \right)} = A \cdot \frac{d}{dt} y(t) + W \cdot \left(\frac{d}{dt} P_d(t) \right) / (2 \times E_1);$$

C_{zol} – жесткость золотника;

A – эффективная площадь поршня;

b_e – коэффициент демпфирования якоря;

b_{okna} – ширина окна в золотниковой гильзе;

W – объем камер гидроцилиндра.

д) Уравнения движения приведенных масс нагрузки и поршня ГЦ:

$$M \cdot \frac{d^2}{dt^2} y(t) = A \cdot P_d(t) - b \cdot \frac{d}{dt} y(t) - C_{sv} \cdot (y(t) - y_n(t))$$

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} y_n(t) = C_{sv} \cdot (y(t) - y_n(t)) - b_2 \cdot \frac{d}{dt} y_n(t) - C_n \cdot y_n(t) - F_{tr} - R;$$

M – масса поршня ГЦ;

b, b_2 – коэффициент вязкого трения в ГЦ;

C_{sv} – коэффициент жесткости кинематической связи штока гидроцилиндра с нагрузкой;

m – масса нагрузки;

C_n – коэффициент жесткости связи ГЦ с нагрузкой;

R – нагрузка на поршень ГЦ.

Ниже приводятся некоторые результаты математического моделирования переходных процессов в программном пакете Maple.

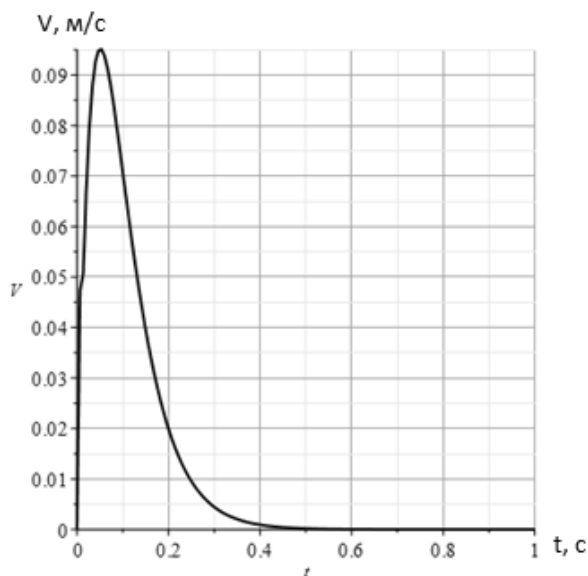


Рис. 2. Скорость перемещение поршня

Из графика скоростной характеристики (рис. 2) видно, что максимальная скорость поршня ГЦ составляет 0,1 м/с. Это значение достигается в период «старта» гидросистемы. Затем скорость плавно снижается. В этот период (от 0,05 с до 0,5 с) ГЦ «доходит» до нужной точки.

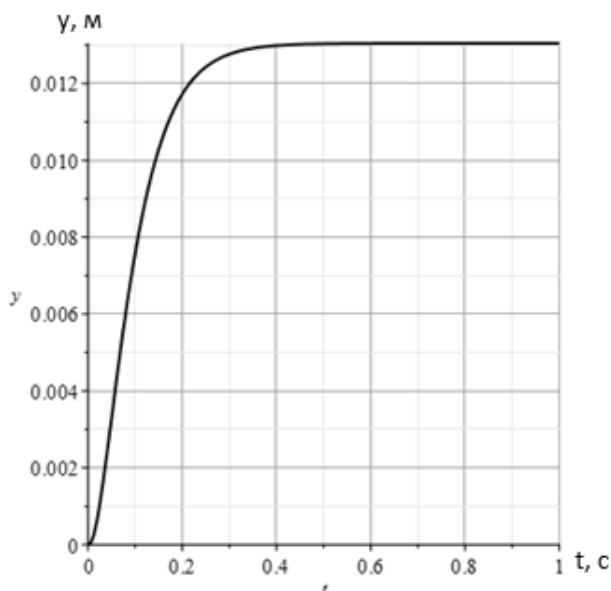


Рис. 3. Перемещение поршня

На рис. 3 показано перемещение штока гидроцилиндра. Шток вначале перемещается быстро со скоростью 0,09 м/с, затем скорость перемещения уменьшается. В пределе шток перемещается на требуемые по техническому заданию 0,013 м. Перерегулирование отсутствует. Время переходного про-

цесса (достижения уровня 10 % от максимума) составляет 0,175 секунды.

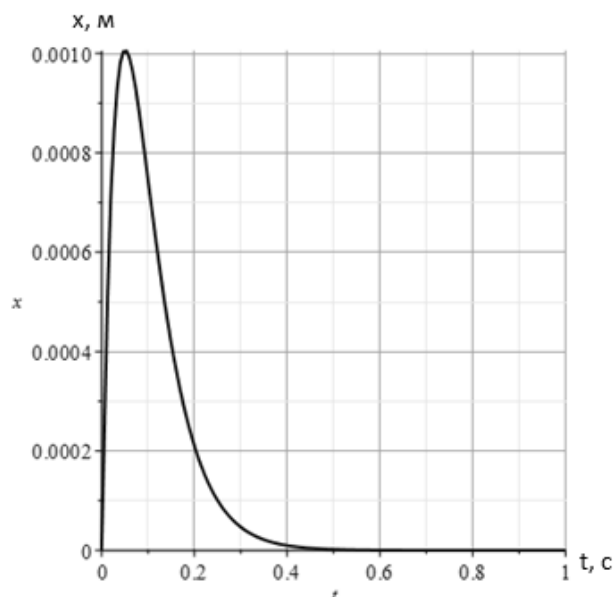


Рис. 4. Перемещение золотника

На рис. 4 показано перемещение золотника. Золотник вначале перемещается быстро, затем скорость перемещения уменьшается. В пределе золотник перемещается на 0,001 м. Перерегулирование отсутствует. Время переходного процесса (достижения уровня 10 % от максимума) составляет 0,25 секунды.

Влияние нерастворенного воздуха в рабочей жидкости.

Важность работы обусловлена тем, что рабочие жидкости гидропривода часто содержат нерастворенный воздух, и если при заполнении устройства гидропривода жидкость не подвергается вакуумированию, то она будет представлять собой смесь жидкости и газа. Такая же смесь может образовываться в гидроприводах во время динамических процессов из-за разных скоростей растворения и выделения газа при падении давления на отдельных участках течения рабочей среды. Поэтому в настоящей работе рассмотрено влияние газосодержания в рабочей жидкости на динамику гидропривода [5].

Рассмотрим влияние воздуха в рабочей жидкости, для этого проследим, как зависит модуль объемной упругости рабочей жидкости от нерастворившегося воздуха. Мо-

дуть объемной упругости жидкости зависит от процентного соотношения нерастворившегося воздуха следующим образом:

$$E_2 = \frac{10^5}{\frac{\alpha}{n} \cdot \frac{1}{\left(\frac{P_1}{10^5} + 1\right)^{\frac{1}{n} + 1}} + \frac{10^5}{E_g} \cdot \left(1 - \alpha \cdot \frac{1}{\left(\frac{P_1}{10^5} + 1\right)^{\frac{1}{n}}}\right)},$$

где E_2 – модуль объемной упругости смеси, α – содержание воздуха в жидкости (0...0,2); n – показатель политропы (для адиабатического процесса $n=1,4$, для изотермического процесса $n=1$); E_g – модуль объемной упругости жидкости.

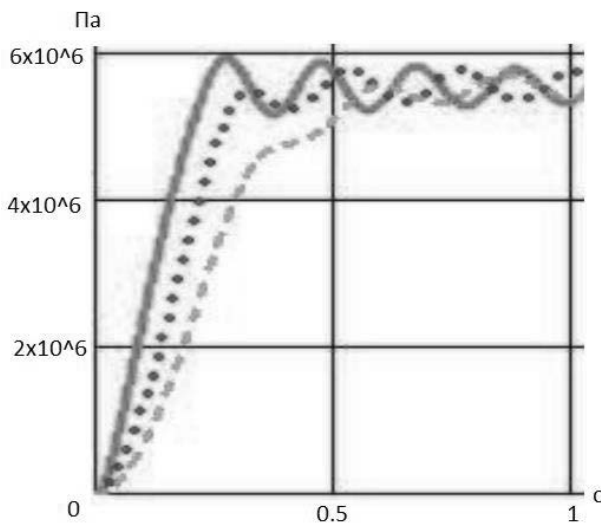


Рис. 5. Перемещение поршня с учетом нерастворенного воздуха: красный – при $\alpha=0,01$ %; синий – при $\alpha=0,05$ %; зеленый – при $\alpha=0,1$ %

Из (рис. 5) можно сделать вывод, что амплитуда затухающих колебаний растет с увеличением процентного отношения нерастворившегося воздуха. Из графика также видно, что увеличение процентного содержания воздуха в рабочей жидкости приводит к появлению колебаний. Вследствие содержания нерастворенного воздуха в рабочей жидкости возрастает сжимаемость жидкости, что может явиться причиной возникновения колебаний как отдельных элементов гидросистемы, так и целых цепей управления.

Переходные процессы, полученные при наличии нерастворенного воздуха в рабочей жидкости, показывают, что даже при малейшем наличии нерастворенного воздуха появляются колебания в системе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты расчетов показывают, что чем выше процентное содержание воздуха, тем выше амплитуда колебаний.

Таким образом, при расчетах математического моделирования ЭГСП можно оценивать гидродинамические процессы, а также выбрать оптимальные геометрические параметры сопло-заслонки и золотникового гидрораспределителя. Предполагается дальнейшее усовершенствование модели, в частности, при описании необходимо учитывать люфт, гидродинамические силы, силу притяжения и т.п. с целью получения более адекватного результата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Попов Д. Н.** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для вузов по специальностям «Гидропневмоавтоматика и гидропривод» и «Гидравлические машины и средства автоматизи». – 2-е изд., перераб. доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с. ил. [D. N. Popov, «Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems: A textbook for universities in the specialties of “Hydropneumatic automatic equipment and hydraulic drive” and “Hydraulic machines and means of automation”», no., pp. 464, 1987.]
2. **Смирнова В. И.** Основы проектирования и расчета следящих систем: Учебник для техникумов / В. И. Смирнова, Ю. А. Петров, В. И. Разинцев. – М.: Машиностроение, 1983. – 295 с, ил. [V. I. Smirnova «Basics of design and calculation of tracking systems: A textbook for technical schools / In. I. Smirnova, Yu. A. Petrov, V. I. Razintsev», 1983. – 295 p.]
3. **Чупраков Ю. И.** Гидропривод и средства гидроавтоматики: Учебное пособие для вузов по специальности «Гидропривод и гидропневмоавтоматика». – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с., ил. [Yu. I. Chuprakov «Hydraulic Actuator and Hydroautomatics Tools: A textbook for universities in the specialty «Hydraulic Actuator and Hydropneumatic Automatic Equipment»», 1979. – 232 p.]
4. **Петров П. В., Коева А. А., Целищев В. А., Сунарчин Р. А.** Влияние нерастворенного воздуха на рабочие характеристики гидромеханического привода ЛА / Вестник УГАТУ. Уфа. Т. 14, № 1 (36), 2010. [Petrov P.V., Koeva A.A., Tselischev V.A., Sunarchin R.A. «Effect of undissolved air on the working characteristics of the hydromechanical drive of the aircraft / Vestnik UGATU». Ufa. V. 14, No. 1 (36), 2010.]
5. **Никитин А. А.** Влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамику гидропривода лесопогрузчика / А. А. Никитин, Е. А. Мандраков // Известия Томского политехнического университета [Известия ТПУ]. – 2014. – Т. 325, № 2 : Математика, физика и механика. – [С. 65-71]. [Nikitin A. A. «Influence of undissolved gas in the working fluid on the dynamics of the hydraulic actuator of the logger / A. A. Nikitin, E. A. Mandrakov // News of Tomsk Polytechnic University [News of TPU]». - 2014. - V. 325, No. 2: Mathematics, Physics and Mechanics. - [pp. 65-71].]

6. **Целищев В. А.** Гидравлический привод и гидроагрегаты: учеб. пособие / В. А. Целищев; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2008. – 268 с. [Tselishev V.A. «Hydraulic drive and hydraulic units: studies. allowance / V. A. Tselishchev; Ufimsk. state Aviation tech. un-t - Ufa: USA-TU», 2008. - 268 p.]

7. **Гимранов Э. Г., Русак А. М., Целищев В. А.** Динамика и устойчивость электрогидравлического следящего привода со струйно-дрессельным регулированием: учебное пособие. – Уфа: Уфимский ордена Ленина авиационный институт им. Серго Орджоникидзе, 1988. – 73с. [Gimranov E.G., Rusak A.M., Tselishev V.A. «Dynamics and stability of an electro-hydraulic servo drive with jet-throttle control. Tutorial. - Ufa: Ufa Order of Lenin Aviation Institute. Sergo Ordzhonikidze», 1988. – 73p.]

8. **Месропян А. В., Целищев В. А.** Расчет статических характеристик струйных гидравлических рулевых машин: Учебное пособие/А. В. Месропян, В. А. Целищев; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа; 2003. -76с. [Mesropyan A. V., Tselishchev V. A. «Calculation of static characteristics of jet hydraulic steering machines: Tutorial / A. V. Mesropyan, V. A. Tselishchev; Ufimsk. state Aviation tech. un-t - Ufa»; 2003. -76p.]

9. **Месропян А. В., Целищев В. А.** Моделирование струйных гидравлических рулевых машин: учебное пособие. Уфа: Изд. УГАТУ, 2008. [Mesropyan A.V., Tselishchev V.A. «Modeling of jet hydraulic steering machines. Tutorial. Ufa: Ed. USATU», 2008.]

10. **Месропян А. В.** Методологические основы совершенствования проектирования струйных гидравлических рулевых машин /Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Уфа; 2010. [A. Mesropyan. «Methodological Foundations for Improving the Design of Jet Hydraulic Steering Machines. / Thesis for a degree in science and engineering science. Ufa»; 2010]

ОБ АВТОРАХ

САДИКОВ Ильдaр Фaнзилович, бакалавр, каф. ПГМ.

ПЕТРОВ Павел Валерьевич, канд. техн. наук, доцент каф. ПГМ.

METADATA

Title: Mathematical modeling electrohydraulic servo drive.

Authors: I. F. Sadikov¹, P. V. Petrov²

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹sadikov.ildar1997@yandex.ru, ²pgl.petrov@mail.ru

Language: Russian.

Source: Molodezhnyj Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), no. 1 (20), pp. 148-153, 2019. ISSN 2225-9309 (Print).

Abstract: The issues of modeling and research of nonlinear hydromechanical systems are considered. A mathematical model of an electro-hydraulic servo drive is being developed, which allows to investigate transients. The influence of the percentage of undissolved gas in the working fluid on the dynamics of the hydraulic drive is discussed.

Key words: mathematical modeling, undissolved air, electro-hydraulic servo drive, bulk modulus, nonlinear phenomena.

About authors:

SADIKOV Ildar Fanzilovich., student is baccalaureate 4 year, Ufa state aviation technical University

PETROV Pavel Valerievich., Assoc. Prof., Dept. of Applied hydromechanics. Master of Technics & Technology (UGATU, 2006). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 2009).