

НЕУСТОЙЧИВОСТЬ И АВТОКОЛЕБАНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДАХ

Существенным недостатком замкнутых систем является их склонность к неустойчивости. В реальных системах имеются потери, изменение величины передаваемой энергии и прочность элементов конструкции системы всегда ограничены, поэтому в таких системах чаще всего реализуются автоколебания. Автоколебательной системой принято называть устройства, способные создавать незатухающие колебания и характеризующиеся наличием источника энергии, клапана, регулирующего поступление энергии в колебательную систему, и обратной связи от колебательной системы на клапан. Для существования устойчивых автоколебаний необходим баланс получаемой и теряемой колебательной энергий, который возможен только в нелинейной системе. В работе поставлена задача численного и экспериментального исследования следящего электрогидравлического привода (ЭГСП) и установления на их основе основных механизмов неустойчивости и автоколебаний в приводе. Численные результаты можно существенно усилить, если от первоначальных перейти к обобщенным переменным. Безразмерная модель характеризуется тремя критериями гомохронности, коэффициентом затухания по вязкому трению и несколькими параметрическими критериями, среди которых наиболее значимым для следящих систем является безразмерный коэффициент обратной связи. По результатам численных исследований устойчивость привода и амплитуда автоколебаний зависят от комплекса, включающего в себя механическую и гидравлическую постоянную времени и безразмерный коэффициент обратной связи: чем больше гидравлическая постоянная по отношению к механической (следовательно сдвиг по фазе большой, а модуль мал) тем слабее усиление колебаний поршня за счет притока жидкости. Рассмотренная модель неустойчивости и автоколебаний является весьма грубой и приближенной: фактически отсутствует электрогидроусилитель, допущение об идеальной сжимаемости и неразрывности жидкости, утечки и перетечки в зазорах и уплотнениях, амплитуда колебаний скорости жидкости в трубопроводах будет больше, чем в цилиндре, в усилительно-преобразующих устройствах привода имеется насыщение расходной характеристики и другие нелинейные элементы, и др., но это возможные темы следующих исследований.

Ключевые слова: Автоколебания; электрогидравлический следящий привод; численное исследование; безразмерные переменные

**Р.А. Сунарчин,
М.А. Машков**

Санкт-Петербургский
политехнический университет Петра
Великого Политехническая, 29,
г. Санкт-Петербург, Российская

195251
sunar1939@mail.ru

А.В. Матросов

Профессиональная инжиниринговая
компания 21
ул. Галлинская, д.7, лит.И,
г. Санкт-Петербург, Российская

195196
a.matrosov.hydro@mail.ru

1 Введение

Существенным недостатком замкнутых систем является их склонность к неустойчивости. В случае линейного описания это означает возможность бесконечного нарастания амплитуды колебаний параметров системы, но так как в

реальных системах имеются потери, а изменение величины передаваемой колебательной энергии и прочность элементов конструкции системы всегда ограничены, то в таких системах чаще всего реализуются автоколебания.

Автоколебательные явления и автоколебательные системы широко распространены в природе и технике:

механические и электрические часы, ламповый генератор, двигатель внутреннего сгорания, отбойный молоток, паровая машина и др. Автоколебательной системой принято называть [1] устройства, способные создавать незатухающие колебания и характеризующиеся наличием источника энергии, клапана, регулирующего поступление энергии в колебательную систему, и обратной связи от колебательной системы на клапан. Амплитуда и частота автоколебаний в отличие от собственных и вынужденных колебаний определяется свойствами самой системы.

В некоторых устройствах автоколебания составляют основу их действия, в других являются побочным вредным явлением, в замкнутых системах, и в частности в следящих приводах, неустойчивость и автоколебания проявляются довольно часто.

Исследование устойчивости автоколебаний замкнутых систем автоматического регулирования обычно выполняется универсальными линейными методами, которые поддерживаются всей мощью классической математики. Однако для существования устойчивых автоколебаний необходим баланс получаемой и теряемой колебательной энергии, который возможен только в нелинейной системе, в линейной же системе зависимости подводимой и отводимой колебательных энергий от амплитуды имеют линейный характер и не могут пересекаться. Другими словами, в линейной системе возможно существование лишь двух областей – устойчивости и неустойчивости, разделенных линейной границей, а для существования автоколебаний необходимо наличие нелинейности в линиях подвода и (или) поглощения колебательной энергии.

Исследование нелинейных систем в силу ряда причин выполняется различными методами, среди которых выделим методы обыкновенной линеаризации, припасовывания, фазовых траекторий и плоскостей, и гармонической линеаризации [2-4]. Первый метод показывает правдоподобные результаты в случае

несущественных нелинейностей и малых отклонениях от положения равновесия, два следующих метода удобно применять для систем невысоких порядков, а последний является весьма приближенным и может применяться для ограниченного числа систем.

Развитие аппаратной части и программного обеспечения ЭВМ позволяют выполнять непосредственное численное решение нелинейных моделей без использования линеаризации. В работе поставлена задача численного и экспериментального исследования следящего электрогидравлического привода (ЭГСП) и установления на их основе основных механизмов неустойчивости и автоколебаний в приводе.

2 Размерная математическая модель

Физическую природу неустойчивости следящего гидропривода выясним при рассмотрении заключительного этапа переходного процесса электрогидравлического следящего привода (рисунок 1). При подходе поршня к положению равновесия щель $Z_{щ}$ закрывается, и привод должен занять положение равновесия. Однако при определенных условиях привод может стать неустойчивым или могут сформироваться регулярные колебания, причём картина здесь отчасти напоминает работу паровой машины (по крайней мере, по конечным результатам). Роль маховика в приводе выполняет инерционная нагрузка, а системы распределения – золотник с обратной связью. Масса и упругость рабочей жидкости (или упругость связи поршня с нагрузкой) не позволяют поршню остановиться. Он по инерции «проскакивает» положение равновесия и продолжает двигаться дальше, сжимая перед собой жидкость в полости, которая перед этим была сливной; при этом с помощью обратной связи открывается щель, через которую нагнетается жидкость в ту же полость. Создаётся перепад давлений,

вызывающий возвратное движение поршня до нового положения равновесия; затем процесс повторяется. Привод может стать неустойчивым либо при соблюдении условий гармонического баланса реализуются автоколебания.

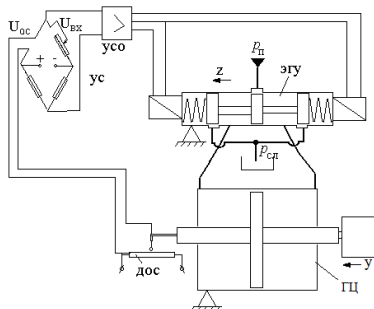


Рисунок 1. Принципиальная схема ЭГСП

$U_{обс}$ - напряжение датчика обратной связи; $U_{вх}$ - напряжение входного сигнала; УС - устройство сравнения; УСО - устройство связи с объектом; z - перемещение золотника; y - перемещение поршня; ЭГУ - электрогидравлический усилитель; P_n - давление питания; $P_{сл}$ - давление питания; ДОС - датчик обратной связи; ГЦ - гидроцилиндр.

Рассматривая привод как неустойчивую или автоколебательную систему, выделим, как принято в [1], ее составные части: колебательный контур – в данном случае масса подвижной части привода плюс гидродинамическая пружина, образованная столбом жидкости; источник энергии – в данном случае насосная станция; клапан, регулирующий поступление энергии сжатой жидкости в колебательную систему – в данном случае золотниковый гидрораспределитель; обратная связь, смещающая гильзу в сторону, противоположную перемещению поршня. Эти части находятся между собой во взаимодействии, состоящем в том, что клапан управляет движением колебательной системы, а с другой стороны колебательная система управляет работой клапана.

В приводе протекают довольно сложные физические процессы, однако для того,

чтобы разобраться в основных механизмах неустойчивости и автоколебаний ограничимся самой простой математической моделью, для чего примем следующие допущения:

- насыщение в электрическом и гидравлическом усилителях отсутствует, вязкое трение – линейно;
- электрогидроусилитель – безынерционный;
- параметры – сосредоточенные;
- золотник идеальный (перекрытие и радиальный зазор отсутствуют, симметричные щели);
- коэффициенты расхода щелей – равны и постоянны;
- потери в трубопроводах отсутствуют;
- давление питания поддерживается постоянным, а давление слива равно нулю;
- кинематика обратной связи и неподвижные соединения абсолютно жёсткие;
- люфт в подвижных соединениях отсутствует;
- рабочая жидкость неразрывна и невесома, модуль упругости – постоянный.

При сделанных допущениях математическая модель имеет вид:

- уравнения неразрывности для левой (напорной) и правой (сливной) полостей, в которых расход жидкости, проходящий через дросселирующие щели, равен сумме расходов на продвижение поршня и расход сжатия:

$$\begin{aligned} \mu b Z_{щ}(z, y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)} &= \mathcal{S} + \frac{V_{01} + S y}{E} \mathcal{P}_z, \\ \mathcal{S} &= \mu b Z_{щ}(z, y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_{сл})} + \frac{V_{02} - S y}{E} \mathcal{P}_z. \end{aligned} \quad (1)$$

- уравнение движения для подвижной части привода, в котором разность движущей силы (сила давления) и сил сопротивления (в данном случае сила вязкого трения и внешняя сила, зависящая от времени, положения и др.) равна произведению массы на ускорение:

$$m\ddot{y} = (p_1 - p_2)S - k_{oc}y - R(t, y, \dots); \quad (2)$$

где μ – коэффициент расхода щели; ρ – плотность рабочей жидкости; $Z_{щ}(J, y) = \frac{K_{FJ}}{c_{эмп}}(J - k_{oc}y)$ – ширина щели ЭГСП; K_{FJ} – коэффициент усиления (F – усилие перемещения золотника, J – сила тока управления); $c_{эмп}$ – жесткость электромеханического преобразователя; m – масса подвижных частей привода; p_1, p_2 – давления в полостях; b – длина щели; S – площадь поршня; V_{01}, V_{02} – объемы полостей цилиндра.

Простота полученной модели не должна вводить в заблуждение; многие условия, даже в рамках принятых допущений, остаются не определенными и не записанными. Например, значения начальных давлений в полостях обычно

принимаются равными $p_1(0) = p_2(0) = p_n/2$, но это справедливо лишь при отсутствии внешней нагрузки (и вообще без радиального зазора в золотнике значения начальных давлений будут неопределёнными); длина щели золотникового распределителя может быть переменной, максимальные перемещения золотника и поршня могут быть не согласованными, трение обычно имеет нелинейный характер, электрический и гидравлический усилители имеют насыщение и т. п. Самые большие сомнения возникают по поводу допустимости такой простой модели для описания автоколебаний, изначально предназначенной для движения поршня в положительном направлении; впрочем, сомнения при моделировании носят фундаментальный характер.

Выполнено численное интегрирование модели (1, 2) для различных значений параметров (рисунок 2).

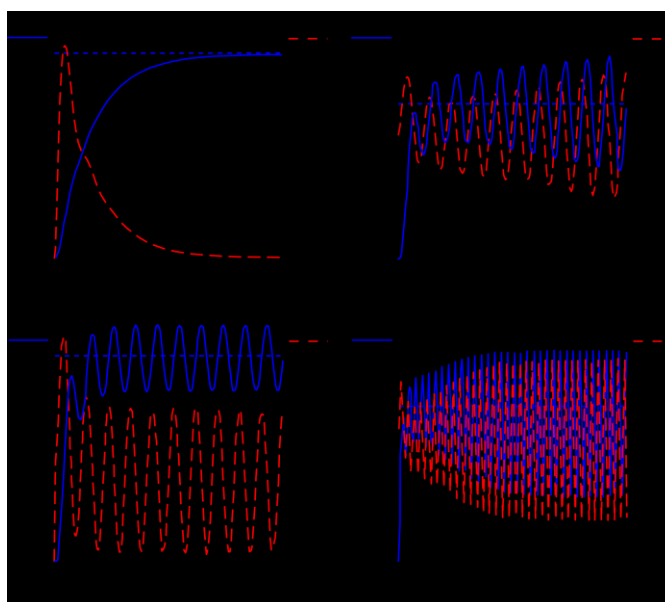


Рисунок 2. Эволюция переходных процессов при увеличении давления питания P_n .

Так на рисунке 2 показано изменение характера переходных процессов ЭГСП при увеличении давления питания: видно, что при $P_n = 20,3$ МПа имеет место граница устойчивости (рисунок 2б), а при

дальнейшем увеличении давления привод становится неустойчивым (рисунок 2в). Однако амплитуда колебаний не растет бесконечно, со временем устанавливается некоторая амплитуда установившихся

автоколебаний (рисунок 2г), при принятых исходных данных и при достижении определенных масс ($m \approx 95$ кг) и давления питания ($P_n \approx 23$ МПа) устанавливаются регулярные почти гармонические колебания (будем называть их автоколебаниями), амплитуда которых мало изменяется при изменении массы и имеет слабо выраженный максимум

($m \approx 125$ кг), период колебаний примерно равен $2\pi \sqrt{\frac{m}{C_{20}}}$. С ростом давления амплитуда автоколебаний растет

практически линейно, амплитуда автоколебаний также зависит от ряда других параметров.

3 Экспериментальные исследования

Эксперименты, проведенные на лабораторном стенде, качественно подтвердили расчетные данные (рисунок 3), так с ростом давления питания (или коэффициента усиления электрогидроусилителя) усиливается неустойчивость, появляются автоколебания.

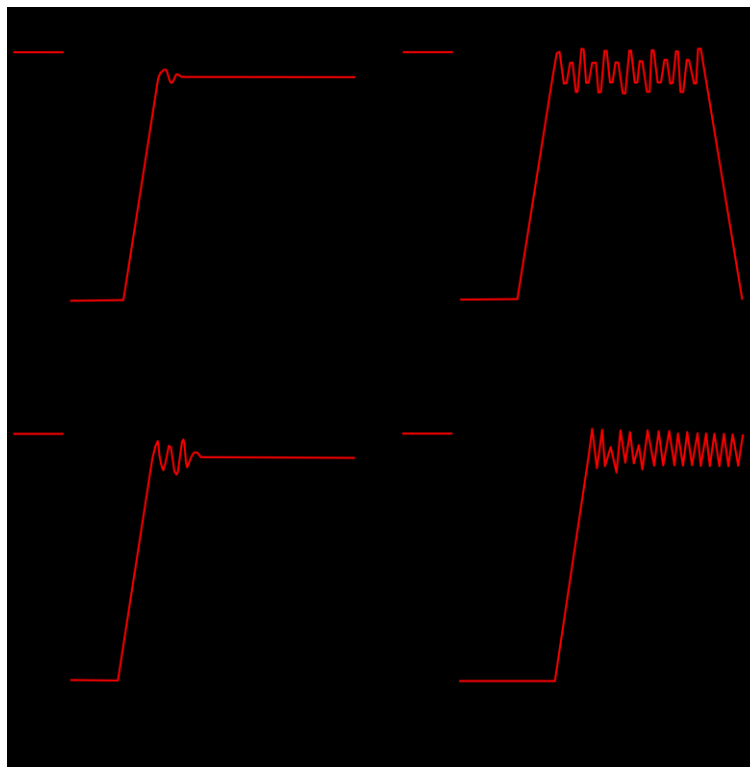


Рисунок 3. Эволюция переходных процессов при увеличении давления питания на лабораторном стенде

4 Переход к безразмерным переменным

Численные результаты можно существенно усилить, если от первоначальных перейти к обобщённым переменным. В теории подобия [5] утверждается, что переменные и параметры проявляются не порознь, а совместно в

определённых сочетаниях, существенны не отдельные величины, а их комбинации. Поэтому первоначальные величины нужно вводить не как разрозненное множество индивидуальных параметров, а в виде комплексов, обобщённых переменных, в самой структуре которых отражено взаимодействия различных влияний.

Для перехода к безразмерным переменным и формирования комплексов введем следующие масштабы преобразования:

- масштаб времени условно примем равным единице $T_0 = 1$ с, так как гидропривод обычно входит в состав некоторой системы, имеющей собственный масштаб времени;

- масштаб перемещений z_{max} – максимальное перемещение золотника;

- масштаб давлений P_n – давление питания;

- масштаб токов J_m – максимальный ток.

Подставляя масштабы преобразования в систему (1, 2) и, проведя ряд преобразований, получаем систему уравнений в безразмерном виде:

$$\begin{aligned} \bar{T}_m^2 \bar{y}'' + \bar{p}_p (\bar{p}_1 - \bar{p}_2) - 2\bar{T}_m \bar{\xi} \bar{y}' \\ \bar{y}'' = \frac{1}{\bar{T}_v} \left[(\bar{J} - \bar{k}_{oc} \bar{y}) \sqrt{2(1 - \bar{p}_1)} - \bar{T}_{gp} \bar{y}' \right]; \quad (3) \\ \bar{y}'' = \frac{1}{\bar{T}_v} \left[\bar{T}_{gp} \bar{y}' - (\bar{J} - \bar{k}_{oc} \bar{y}) \sqrt{2\bar{p}_2} \right] \end{aligned}$$

с начальными условиями: $\bar{y}(0) = 0; \bar{y}'(0) = 0;$

$\bar{p}_1 = 0,5; \bar{p}_2 = 0,5;$ где $\bar{\xi} = \frac{k_v}{2\sqrt{mC_{gd}}}; \bar{y} = \frac{y}{z_{max}};$

$\bar{p}_p = \frac{p_p S}{C_{gd} z_{max}}; \bar{J} = \frac{J}{J_{max}}; \bar{T}_{gp} = \frac{T_{gp}}{T}; \bar{T}_v = \frac{T_v}{T}; \bar{T}_m = \frac{T_m}{T};$

$\bar{p}_1 = \frac{P_1}{P_p}; \bar{p}_2 = \frac{P_2}{P_p}; \bar{k}_{oc} = k_{oc} \frac{z_{max}}{J_{max}}; \bar{T}_{gp} = \frac{S}{\mu b \sqrt{p_p / \rho}}$

– гидравлическая постоянная времени;

$T_m = \sqrt{\frac{m}{C_{gd}}}$ – механическая постоянная

времени; $T_v = p_p V_{01} / EQ_m$ – время наполнения.

Сравнивая выражения (1, 2) и (3) нетрудно заметить существенное упрощение безразмерной модели. Она характеризуется тремя критериями гомохронности $\bar{T}_{gp}, \bar{T}_m, \bar{T}_v$, коэффициентом затухания по

вязкому трению и несколькими параметрическими критериями, среди которых наиболее значимым для следящих систем является безразмерный коэффициент обратной связи. Обращаем внимание, что при переходе к безразмерным переменным получаются постоянные времени, похожие на те, которые обычно фигурируют в линейных моделях; это связано не столько с линеаризацией или переходом к безразмерным переменным, сколько с приведением уравнений к канонической форме.

Применение обобщенных переменных значительно облегчает проведение численного эксперимента, так как число обобщенных величин значительно меньше числа первоначальных аргументов задачи, а их значения имеют один порядок. Но самое существенное достоинство перехода к обобщенным переменным – возможность построения обобщенных характеристик, которые строились путем обработки результатов численных экспериментов (рисунок 4) в виде критериальных зависимостей $\xi = \xi(\bar{Sh})$ на границах одинакового качества регулирования, где

$\bar{Sh} = \frac{T_m k_{oc}}{T_{gp}}$ – приведенное число Струхаля.

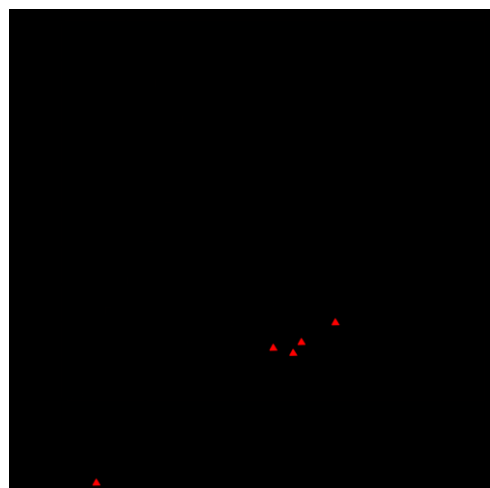


Рисунок 4. Обобщенные динамические характеристики: 1 – Зона неустойчивости; 2 – колебательные процессы; 3 – монотонные процессы; 4 – аperiodические процессы; 5 – зона автоколебаний

Границы определяются визуально, при смене типа переходного процесса: граница устойчивости (между зонами 2 и 5) определяется очень точно (коэффициент демпфирования на границе устойчивости определяется с точностью до третьего знака после запятой); границы монотонного и, особенно, апериодического процессов определяются с погрешностью 0,5-2%. Границы автоколебаний определялись ориентировочно; при больших значениях \bar{Sh} колебания становятся полигармоническими.

Для объяснения результатов численного эксперимента обратимся к принципиальным схемам развития автоколебаний (рисунок 1). При возникновении колебаний поршня вследствие действия материальной обратной связи (в некоторых случаях такого рода связь отсутствует, но механизм обратной связи может сформироваться по скрытым каналам) возникают колебания ширины дросселирующих щелей и, следовательно, количества впрыскиваемой в напорную полость (или сливаемой из противоположной полости) жидкости. Изменение количества движения жидкости не приведет к мгновенному изменению импульса силы и соответствующего изменения параметров движения поршня: требуется время, во-первых, для повышения давления в полости и, во-вторых, для преобразования приращения гидравлической мощности в импульс силы, приложенной к поршню; это время примерно равно гидравлической постоянной времени T_{gp} . Таким образом, на поршень будет периодически (но не обязательно гармонически) действовать сила со сдвигом фазы, появление которого можно объяснить следующим образом: если нагрузка мала, то первое уравнение системы (1) примет вид:

$$\mu b K_{FJ} (J - k_{oc} y) \sqrt{p_p / \rho} / C_{emp} = \mathcal{E};$$

Вводя безразмерные переменные, преобразуем уравнение к виду:

$$\left(\frac{T_{gp}}{k_{oc}}\right) \ddot{y} + \dot{y} = \bar{k} \bar{J},$$

где $\bar{k} = 1/k_{oc}$ – коэффициент передачи. Линейное уравнение первого порядка преобразуем по Лапласу и определим передаточную функцию:

$$\bar{W}(\bar{p}) = \frac{\bar{y}(\bar{p})}{\bar{J}(\bar{p})} = \frac{\bar{k}}{T\bar{p} + 1},$$

откуда

$$\bar{M}(\bar{\omega}) = \frac{\bar{k}}{\sqrt{(T\bar{\omega})^2 + 1}},$$

$$\bar{\varphi} = -\arctg(T\bar{\omega}) = -\arctg\left(\frac{T_{gp}}{k_{oc}} \bar{\omega}\right).$$

На характерной частоте $\bar{\omega} = \frac{1}{T_m}$ сдвиг по фазе будет равняться

$$\bar{\varphi} = -\arctg\left(\frac{T_{gp}}{k_{oc} T_m}\right) = \frac{1}{Sh}.$$

Тогда становится понятно, почему устойчивость привода и амплитуда автоколебаний зависят от комплекса \bar{Sh} : чем больше гидравлическая постоянная по отношению к механической (и следовательно сдвиг по фазе большой, а модуль мал) тем слабее усиление колебаний поршня за счет притока жидкости; если же $T_{gp} \leq T_m \bar{k}_{oc}$, то все большая часть энергии впрыскиваемой жидкости идет на поддержание колебаний.

Для наиболее благоприятных условий существования автоколебаний в приводе необходимо, чтобы импульс силы подводился в момент прохождения поршня через среднее положение, когда скорость его наибольшая.

Если импульс подводится в среднем положении поршня (фаза импульса – 0°), то площадь индикаторной диаграммы (зависимость силы от перемещения поршня) и, следовательно, работа сил давления, идущая на поддержание автоколебаний,

будут максимальными; если импульс сообщается в крайнем положении (фаза импульса – 90°), то контур индикаторной диаграммы вырождается в линию, а это значит, колебательная энергия не вкладывается; импульс сообщается посередине размаха (фаза импульса – 45°) – промежуточный; при фазе свыше 90° направление обхода индикаторной диаграммы меняется и давление тормозит поршень.

На рисунке 5а показано влияние гидравлической постоянной времени на сдвиг фазы $\varphi = \Delta t \omega \approx \Delta t / T_m$; способ определения значения временной задержки для различных значений T_{gp} показан на рисунке 5б.

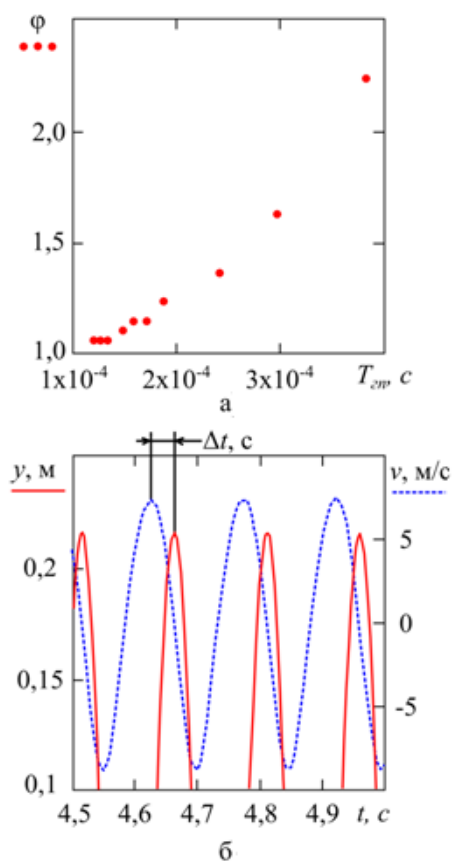


Рисунок 5. Сдвиг фазы от гидравлической постоянной времени

5 Заключение

Таким образом, решена задача численного и экспериментального исследования следящего электрогидравлического привода (ЭГСП) и установления на их основе основных механизмов неустойчивости и автоколебаний в приводе.

Как уже отмечалось рассмотренная модель неустойчивости и автоколебаний является весьма грубой и приближенной: фактически отсутствует электрогидроусилитель (который может быть источником автоколебаний или, напротив, стабилизировать привод), допущение об идеальной сжимаемости и неразрывности жидкости в полостях допустимо лишь при очень малых амплитудах колебаний, утечки и перетечки в зазорах и уплотнениях существенно демпфируют привод, амплитуда колебаний скорости жидкости в трубопроводах будет больше, чем в цилиндре пропорционально соотношению квадрата диаметров, в усилительно-преобразующих устройствах привода имеется насыщение расходной характеристики и другие нелинейные элементы, давление питания и слива могут быть переменными, зависимости потерь на трение могут иметь нелинейный характер и прочее, но это уже другая история.

Список использованных источников

- [1] Харкевич А. А. Избранные труды в трех томах. Линейные и нелинейные системы // А. А. Харкевич. - М.: Наука, 1973. - Т. 2. - С. 20-31.
- [2] Техническая кибернетика. Теория автоматического регулирования. Книга 1. Математическое описание, анализ устойчивости и качества систем автоматического регулирования. Колл. авторов. Под. ред. доктора техн. наук, проф. В. В. Солодовникова. - М.: Машиностроение, 1967. - 770 с.
- [3] Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. - М.: Машиностроение, 2001. - С. 83-98.
- [4] Проектирование следящих приводов летательных аппаратов / А. И. Баженов, Н. С. Гамынин, В. И. Карев и др.; Под. ред. Н. С. Гамынина. - М., 1978. - 190 с.

[5] Гухман А. А. Введение в теорию подобия. / А. А. Гухман. - М.: Высшая школа, 1973. - С. 141-143

[6] Сунарчин Р. А. Выбор параметров гидромеханических регуляторов авиационных

двигателей. Численные методы исследования: учебное пособие / Р. А. Сунарчин // Уфимск. Авиац. Техн. Ун-т. УГАТУ, 2005. - 35 с.

**Robert A. Sunarchin,
Maksim A. Mashkov**

Peter the Great St.Petersburg
Polytechnic University
29, Polytechnicheskaya,
St.Petersburg, Russian Federation
195251
sunar1939@mail.ru

Artem V. Matrosov

Professional engineering
company 21
7, Tallinskaya
St.Petersburg, Russian Federation
195196
a.matrosov.hydro@mail.ru

INSTABILITY AND SELF-OSCILLATIONS IN ELECTRO-HYDRAULIC SERVO DRIVE

One of important problems of closed-loop hydraulic systems is ability of self-oscillations. Linear simulation shows unlimited growth of amplitude, but self-oscillations appear in a real hydraulic drive because of wastages, limits of endurance and oscillation energy. Main purpose of the research is to make a numerical simulation to correspond main parameters of self-oscillations of electro-hydraulic servo drive with characteristics of drive. Results of numerical simulation could be improved with transition to nondimensional variables. In this case several nondimensional complexes present whole hydraulic system instead of many variables and parameters in case of dimensional model. Main result is stability and amplitude of self-oscillations of electro-hydraulic servo drive depends of nondimensional variable Sh , if hydraulic time constant is more than mechanical time constant, then less oscillation energy applies to drive. Simulation model in this research is quite far from real electro-hydraulic servo drive, so improvement of simulation is purpose for the future researches.

Key words: *Self-oscillations; electro-hydraulic servo drive; numerical simulation; nondimensional variable*

References

- [1] Harkevich, A.A. (1973), *Lineynye i nelineynye sistemy* [Linear and nonlinear systems], Nauka, Moscow, Russia, vol. 2, pp. 20 – 31.
- [2] Solodovnikov, V.V. (1967), *Technicheskaya kibernetika. Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya* [Technical Cybernetics: A Series of Engineering Monographs, Book 1: Theory of Automatic Control], Mashinostroenie, Moscow, Russia, 770 p.
- [3] Popov, D.N. (2001), *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems], *Mashinostroenie*, Moscow, Russia, pp. 83-98.
- [4] Bazhenov, A. I., Gamynin, N. S. and Karev, V. I. (1978), *Proektirovanie sledyaschih privodov letatelnyh apparatov* [Aircraft hydraulic servo drive design], Mashinostroenie, Moscow, Russia, 190 p.
- [5] Guhman, A.A. (1973), *Vvedenie v teoriyu podobiya* [Introduction to the Theory of Similarity], *Vishaya shkola*, Moscow, Russia, pp. 141-143.
- [6] Sunarchin, R.A. (2005), *Vybor parametrov gidromekhanicheskikh regulyatorov aviatsionnih dvigateley. Chislennyye metody issledovaniya* [Selection of parameters hydromechanical controls of aircraft engines. Numerical methods for the study], Study Guide, Samara State Aerospace University, p. 35.