

А. А. КОЕВА, П. В. ПЕТРОВ, Р. А. СУНАРЧИН, В. А. ЦЕЛИЩЕВ

ВЛИЯНИЕ НЕРАСТВОРЕННОГО ВОЗДУХА НА РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

Рассматриваются вопросы моделирования и исследования нелинейных гидромеханических систем ЛА. Обсуждаются вопросы влияния нерастворенного воздуха в гидравлической системе ЛА на основные показатели качества работы привода. Приводятся математические модели разомкнутого и следящего приводов с учетом влияния газосодержания с подробным описанием результатов исследования. *Моделирование; нелинейные явления; объемный модуль упругости; нерастворенный воздух; математические модели; численное исследование; вычислительный эксперимент*

Проектирование гидромеханических систем в основном базируется на общих машиностроительных методиках расчета деталей и механизмов и на огромном систематизированном опыте практической эксплуатации этих объектов. В традиционной методике проектирования значительную часть (до 30–50% общих затрат) составляют затраты на экспериментально-доводочные исследования и испытания, а также на доработку по выявленным в результате испытаний дефектам. Поэтому задача автоматизации процесса проектирования в рамках методики виртуальной разработки и сопровождения изделия, как и задача углубленных расчетно-теоретических и экспериментальных исследований многообразных и сложных физических явлений и взаимодействий, имеющих место в узлах гидравлических систем, с использованием современных программ и методов, является актуальной, а с учетом достигнутого современного уровня знаний в этой области характеризуется повышенной трудностью [1].

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

При исследовании и разработке гидромеханических систем моделирование является необходимой составляющей, однако все имеющиеся аналитические методы являются недостаточно пригодными для проектирования технических средств гидроавтоматики. В настоящее время возможно моделирование устройств гид-

роавтоматики в нелинейной подстановке, учитывая все возможные особенности физических процессов и дефекты. С помощью компьютерных технологий можно решать все задачи численно, поэтому главное – не решить задачу аналитическим способом, а привести ее к виду, удобному для ЭВМ.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Во многих работах указано, что в жидкости, заполняющей гидросистемы, и даже в масле, предназначенном для ее заполнения, находится нерастворенный воздух в виде мелких пузырьков и скоплений. Обычно в гидросистеме содержится 0,5–5% нерастворенного воздуха, но его количество может достигать до 15%.

Присутствие даже малых количеств воздуха оказывает более сильное влияние на объемный модуль упругости рабочей жидкости, чем скорость деформации. Растворенный воздух на величину модуля упругости жидкости не влияет. Но при падении давления ниже давления, при котором количество воздуха соответствует его количеству в насыщенном растворе, происходит выделение воздуха. Увеличение процента газосодержания в гидросистеме способствует уменьшению модуля объемной упругости жидкости, что в свою очередь приводит к неустойчивой работе технических средств гидроавтоматики (появляются колебания), возникает скачкообразное движение механизмов, а при определенных условиях это приводит к появлению зоны нечувствительности в разгонной характеристике привода. Для дальнейшего предупреждения и избегания негативного влияния рассматриваемого явления необходимо более тщательное рассмотрение и изучение данного вопроса со всех сторон [2].

Контактная информация: (347) 273-09-44

Работа выполнена в рамках гранта № НК-239П по направлению «Авиационное двигателестроение» по федеральной целевой программе «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 гг.

3. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Для исследования влияния нерастворенного воздуха в данной работе рассматриваются две расчетные схемы: разомкнутый (рис. 1) и следящий (рис. 2) гидромеханические привода.

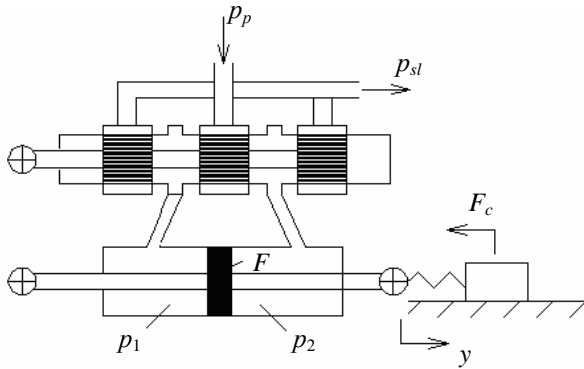


Рис. 1. Принципиальная схема разомкнутого привода

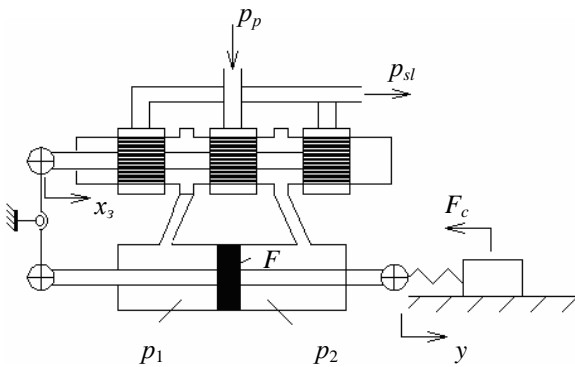


Рис. 2. Принципиальная схема бустера

При переходе от концептуальной к математической модели были приняты допущения:

- рабочая жидкость сжимаема;
- трубопроводы короткие (сосредоточенные параметры);
- волновые процессы и утечки в подводящих гидрелиниях отсутствуют;
- конструкция гидропривода – идеальная;
- гидродинамическая сила на золотнике отсутствует;
- коэффициенты расхода через золотник и через его щели считаются постоянными.

Для моделирования работы разомкнутого привода использовались следующие исходные данные: $p_p = 2 \cdot 10^6$ Па; $p_{sl} = 10^5$ Па; $V_{01} = 3 \times 10^{-4}$ м³; $V_{02} = 3 \cdot 10^{-4}$ м³; $F = 10^{-4}$ м²; $n = 1,4$; $E_g = 6 \cdot 10^8$ Па; $\mu = 0,7$; $\rho = 850$ кг/м³; $F_c = 0$. При этом при моделировании дросселирования на входе $f_{20} = 9 \cdot 10^{-6}$ м²; $k_v = 1000$ кг/с; $y_r = 0,05$ м; $f_1 = 9 \cdot 10^{-8,7}$ м², а дросселирования на выходе – $f_{10} = 9 \cdot 10^{-6}$ м²; $k_v = 400$ кг/с; $y_r = 0,005$ м; $f_2 = 9 \cdot 10^{-8,7}$ м². Начальные условия

принимались следующие: $y = 0$; $dy / dt = 0$; $p_1 = 10^5$ Па; $p_2 = 10^5$ Па.

Математическая модель, которая описывает поведение разомкнутого привода при дросселировании на входе, записана в виде обыкновенных дифференциальных уравнений (форма Коши) и включает в себя уравнения:

1) уравнение движения поршня гидроцилиндра с массой:

$$(p_1 - p_2)F - k_v \frac{dy}{dt} - F_c \text{sign} \frac{dy}{dt} = m \frac{d^2 y}{dt^2},$$

где p_1 – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра; p_2 – давление на сливе; F – площадь поршня; k_v – коэффициент вязкого трения; y – перемещение поршня гидроцилиндра; F_c – сила сухого трения; m – масса поршня с нагрузкой;

2) уравнение баланса расходов на входе в гидроцилиндр:

$$\begin{aligned} \mu f_1(y) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_p - p_1| \text{sign}(p_p - p_1)} = \\ = F \frac{dy}{dt} + \frac{V_{10} + Fy}{E_1(p)} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \end{aligned}$$

где μ – коэффициент расхода; $f_1(y)$ – функция пользователя определения площади проходного сечения на входе; ρ – плотность рабочей жидкости; p_p – давление питания; V_{10} – начальный объем в нагнетательной полости гидроцилиндра; $E_1(p)$ – модуль объемной упругости жидкости на входе в гидроцилиндр с учетом газосодержания;

3) функция пользователя определения площади проходного сечения:

$$f_1(y) := \begin{cases} \text{if } y < y_r \text{ then } f_{10} \\ \text{else } f_1 \\ \text{end,} \end{cases}$$

где y_r – величина перемещения, при котором начинается торможение; f_{10} – площадь проходного сечения на входе в начальный момент времени; f_1 – текущая площадь проходного сечения;

4) уравнение модуля объемной упругости жидкости с учетом газосодержания:

$$E_1(p) = \frac{10^5}{\frac{\alpha}{n} \frac{1}{(\frac{p_1}{10^5} + 1)^{\frac{1}{n} + 1}} + \frac{10^5}{E_g} [1 - \alpha \frac{1}{(\frac{p_1}{10^5} + 1)^{\frac{1}{n}}]}},$$

где α – содержание воздуха в жидкости (0 ÷ 0,2); n – показатель политропы; E_g – модуль объемной упругости жидкости.

Для того чтобы учесть влияние газосодержания на работу гидропривода в математической модели, используется переменный модуль упругости, предложенный Е. А. Цухановой [2]. При сопоставлении расчетных характеристик с экспериментальными из [3] (рис. 3) получено достаточное совпадение с точностью в 93%, позволяющее использовать зависимость модуля объемной упругости жидкости для точного моделирования рассматриваемого эффекта.

$E \cdot 10^8$, Па

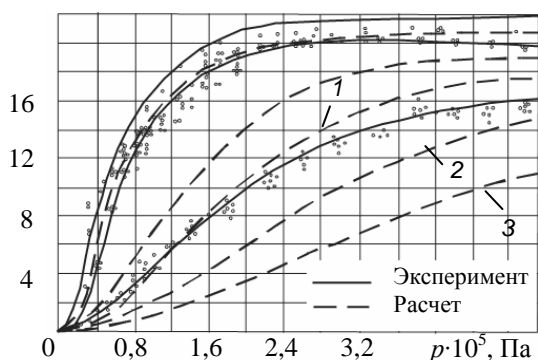


Рис. 3. Изменение модуля объемной упругости жидкости при различном содержании свободного воздуха: 1 – 0,01%, 2 – 0,05%, 3 – 0,1%

5) уравнение баланса расходов на выходе из гидроцилиндра:

$$F \frac{dy}{dt} = \mu f_{20} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_{sl}|} \times \text{sign}(p_2 - p_{sl}) + \frac{V_{20} - Fy}{E_2(p)} \cdot \frac{dp_2}{dt},$$

где f_{20} – площадь проходного сечения на выходе; p_{sl} – давление слива; V_{20} – начальный объем в сливной полости гидроцилиндра; $E_2(p)$ – модуль объемной упругости жидкости на выходе с учетом газосодержания.

Система решалась в интегрированной среде Mathcad. При задании способа решения системы уравнений был выбран метод Рунге-Кутты с фиксированным числом шагов, расчетное время – 0,5 секунды.

В результате численного исследования привода были получены переходные характеристики при постоянном коэффициенте газосодержания $\alpha = 0,05$ и различной массе нагрузки (рис. 4), а также при постоянной массе $m = 0,2$ кг и различном содержании воздуха в жидкости (рис. 5). Также проведено исследование устойчивости системы (рис. 6). Математическая модель, описывающая поведение того же разомкнутого привода при дросселировании на выходе, состоит из трех уравнений:

- 1) уравнения движения поршня с массой;
- 2) уравнения баланса расходов на входе в гидроцилиндр:

$$\mu f_{10} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_p - p_1|} \cdot \text{sign}(p_p - p_1) = F \frac{dy}{dt} + \frac{V_{10} + Fy}{E_1(p)} \cdot \frac{dp_1}{dt},$$

где f_{10} – площадь проходного сечения на входе в гидроцилиндр;

- 3) уравнения баланса расходов на выходе из гидроцилиндра:

$$F \frac{dy}{dt} = \mu f_2(y) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_{sl}|} \times \text{sign}(p_2 - p_{sl}) + \frac{V_{20} - Fy}{E_2(p)} \cdot \frac{dp_2}{dt},$$

где $f_2(y)$ – функция пользователя определения площади проходного сечения на выходе.

Результатом вычислительного эксперимента для разомкнутого привода при дросселировании на выходе являются характеристики, полученные при постоянном коэффициенте газосодержания $\alpha = 0,05$ и различной массе нагрузки (рис. 7), при постоянной массе $m = 0,2$ кг и различном содержании воздуха в жидкости (рис. 8), а также при рассмотрении устойчивости системы (рис. 9).

Для моделирования работы следящего привода использовались следующие исходные данные: $p_p = 5 \cdot 10^6$ Па; $p_{sl} = 10^5$ Па; $V_{01} = 3 \times 10^{-4}$ м³; $V_{02} = 3 \cdot 10^{-4}$ м³; $F = 2 \cdot 10^{-4}$ м²; $n = 1,4$; $E_g = 2 \cdot 10^8$ Па; $\mu = 0,7$; $\rho = 850$ кг/м³; $F_c = 0$; $k_v = 10000$ кг/с; $v = 1 \cdot 10^{-4}$ м; $x_m = 3 \times 10^{-3}$ м; $k_{oc} = 1$. Начальные условия принимались следующие: $y = 0$; $dy / dt = 0$; $p_1 = 2,5 \times 10^6$ Па; $p_2 = 2,5 \cdot 10^6$ Па.

Для следящего привода математическая модель описывается [4]:

- 1) уравнением движения поршня гидроцилиндра с массой:

$$(p_1 - p_2)F - k_v \frac{dy}{dt} - F_c \text{sign} \frac{dy}{dt} = m \frac{d^2 y}{dt^2};$$

- 2) уравнением баланса расходов на входе в гидроцилиндр:

$$\mu b(x - k_{oc}y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_p - p_1|} \times \text{sign}(p_p - p_1) = F \frac{dy}{dt} + \frac{V_{10} + Fy}{E_1(p)} \cdot \frac{dp_1}{dt},$$

где b – длина щели золотника; x – ширина щели золотника; k_{oc} – коэффициент обратной связи;

- 3) уравнением баланса расходов на выходе из гидроцилиндра:

$$F \frac{dy}{dt} = \mu b (x - k_{oc} y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_{st}|} \times \\ \times \text{sign}(p_2 - p_{st}) + \frac{V_{20} - Fy}{E_2(p)} \cdot \frac{dp_2}{dt}.$$

При задании способа решения данной системы уравнений был выбран метод Радау с фиксированным числом шагов, расчетное время составило 0,2 с. В результате численного исследования следящего привода были получены переходные характеристики при постоянном коэффициенте газосодержания $\alpha = 0,1$ и различной массе нагрузки (рис. 10), а также при постоянной массе $m = 1$ кг и различном содержании воздуха в жидкости (рис. 11).

4. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

При исследовании влияния наличия нерастворенного воздуха в рабочей жидкости установлено, что в разомкнутом приводе при дросселировании на входе в гидроцилиндр нерас-

творенный воздух значительно влияет на характеристики привода: с увеличением массы нагрузки и содержания воздуха в жидкости время выхода на режим намного увеличивается, при этом остаточная скорость поршня не зависит от массы, но с увеличением газосодержания повышается.

Также установлено, что при дросселировании на выходе из гидроцилиндра в разомкнутом приводе при увеличении массы нагрузки и содержания газа время выхода на режим увеличивается незначительно, при этом появляется колебательность процесса; остаточная скорость поршня зависит как от массы, так и от газосодержания.

В следящем приводе при увеличении массы нагрузки и содержания воздуха увеличивается колебательность процессов, происходящих в системе.

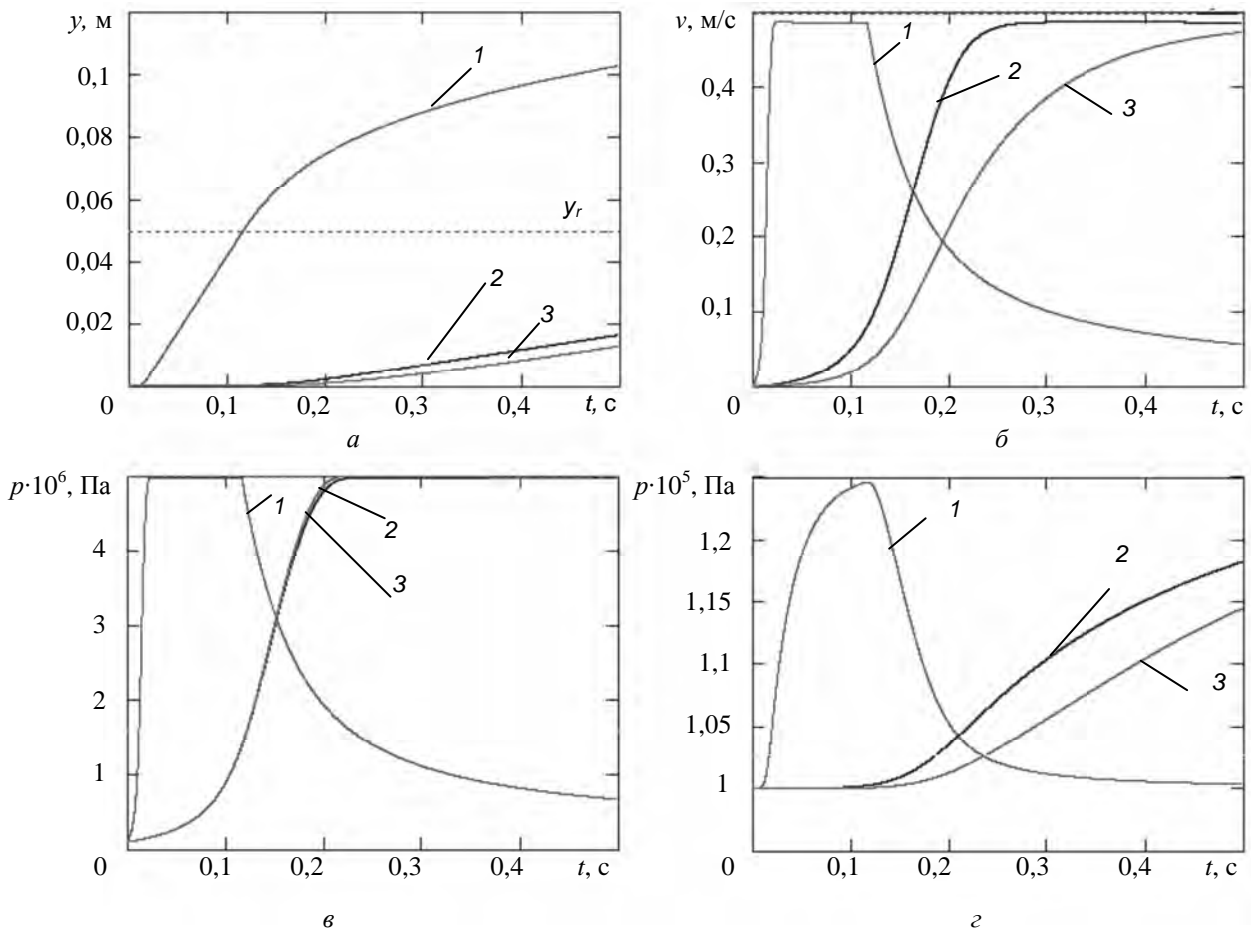


Рис. 4. Характеристики разомкнутого привода при дросселировании на входе в гидроцилиндр при переменной массе нагрузки: *а* – перемещение поршня гидроцилиндра; *б* – скорость поршня гидроцилиндра; *в* – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра; *г* – давление в сливной полости гидроцилиндра; 1 – $m = 0,2$; 2 – $m = 2$; 3 – $m = 20$

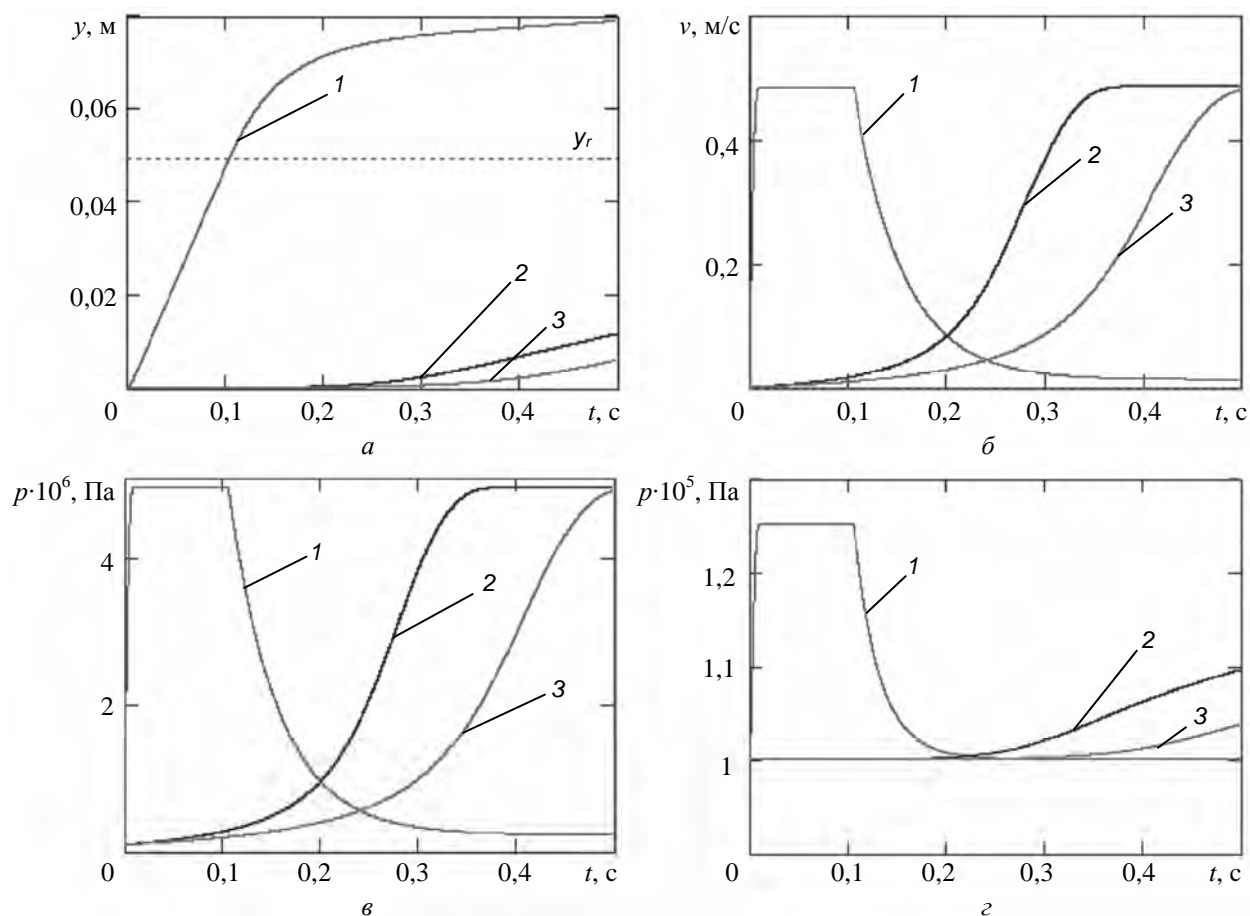


Рис. 5. Характеристики разомкнутого привода при дросселировании на входе в гидроцилиндр при переменном газосодержании: *a* – перемещение поршня гидроцилиндра; *б* – скорость поршня гидроцилиндра; *в* – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра; *г* – давление в сливной полости гидроцилиндра; 1 – $\alpha = 0$; 2 – $\alpha = 0,1$; 3 – $\alpha = 0,15$

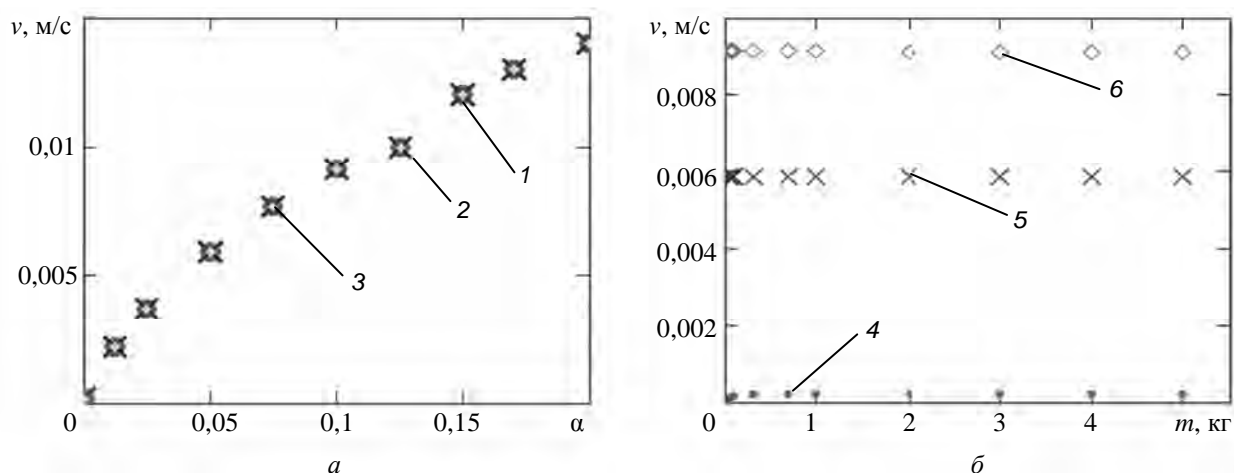


Рис. 6. Характеристики разомкнутого привода при дросселировании на входе в гидроцилиндр: *a* – зависимость остаточной скорости от процента содержания воздуха; *б* – зависимость остаточной скорости от массы нагрузки; 1 – $m = 0,2$; 2 – $m = 2$; 3 – $m = 20$; 4 – $\alpha = 0$; 5 – $\alpha = 0,05$; 6 – $\alpha = 0,1$

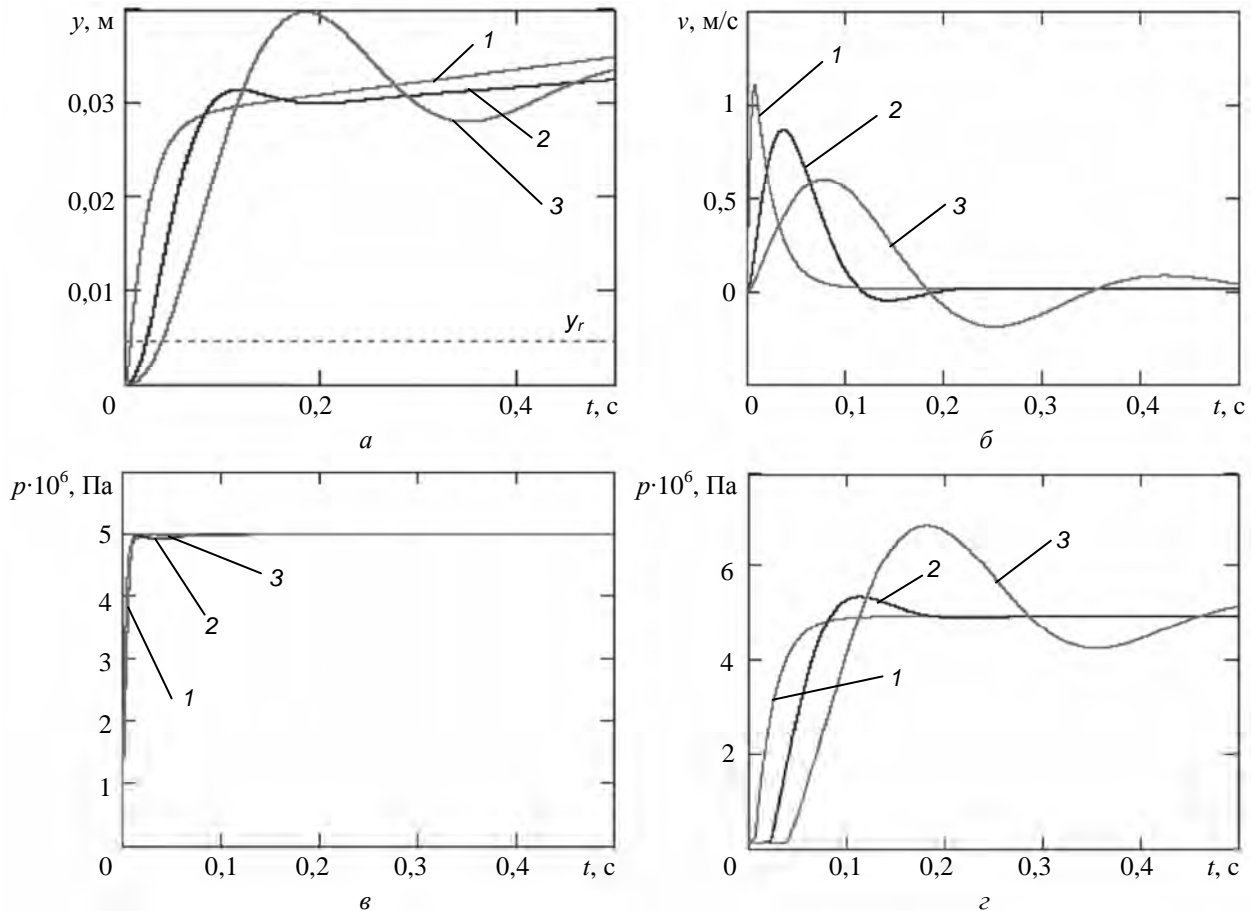


Рис. 7. Характеристики разомкнутого привода при дроселировании на выходе из гидроцилиндра при переменной массе нагрузки: a – перемещение поршня гидроцилиндра; $б$ – скорость поршня гидроцилиндра; $в$ – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра; $г$ – давление в сливной полости гидроцилиндра; 1 – $m = 0,2$; 2 – $m = 5$; 3 – $m = 20$

Полученные результаты показывают, как присутствие воздуха в рабочей жидкости привода влияет на быстродействие и надежность системы. Учет данного явления при проектировании позволяет создавать более качественные системы.

5. ПРИЛОЖЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Современные возможности обуславливают необходимость в совершенствовании теории и практики эксплуатации гидроприводов. Предпосылки для этого лежат в изучении факторов, влияющих на надежность гидропривода, и способов воздействия на эти факторы. Наиболее эффективным способом решения данных вопросов является тщательное рассмотрение их взаимосвязей как между собой, так и со смежными факторами [5]. Наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости является одним из

таких наиболее значимых факторов, оказывающих большое влияние на работу привода. Использование в нелинейной подстановке моделей, описывающих влияние газосодержания, при моделировании гидравлических систем позволяет получить наиболее достоверную информацию о статических и динамических свойствах, оценить границы устойчивости, определить параметры, при которых устройства будут работать наиболее эффективно.

Данный вычислительный эксперимент является необходимым как при проектировании технических средств гидроавтоматики, так и при подборе и оптимизации его эксплуатационных режимов, анализе его надежности и прогнозировании отказов и аварийных ситуаций, а также при оценке возможностей форсирования характеристик и модернизации технических устройств.

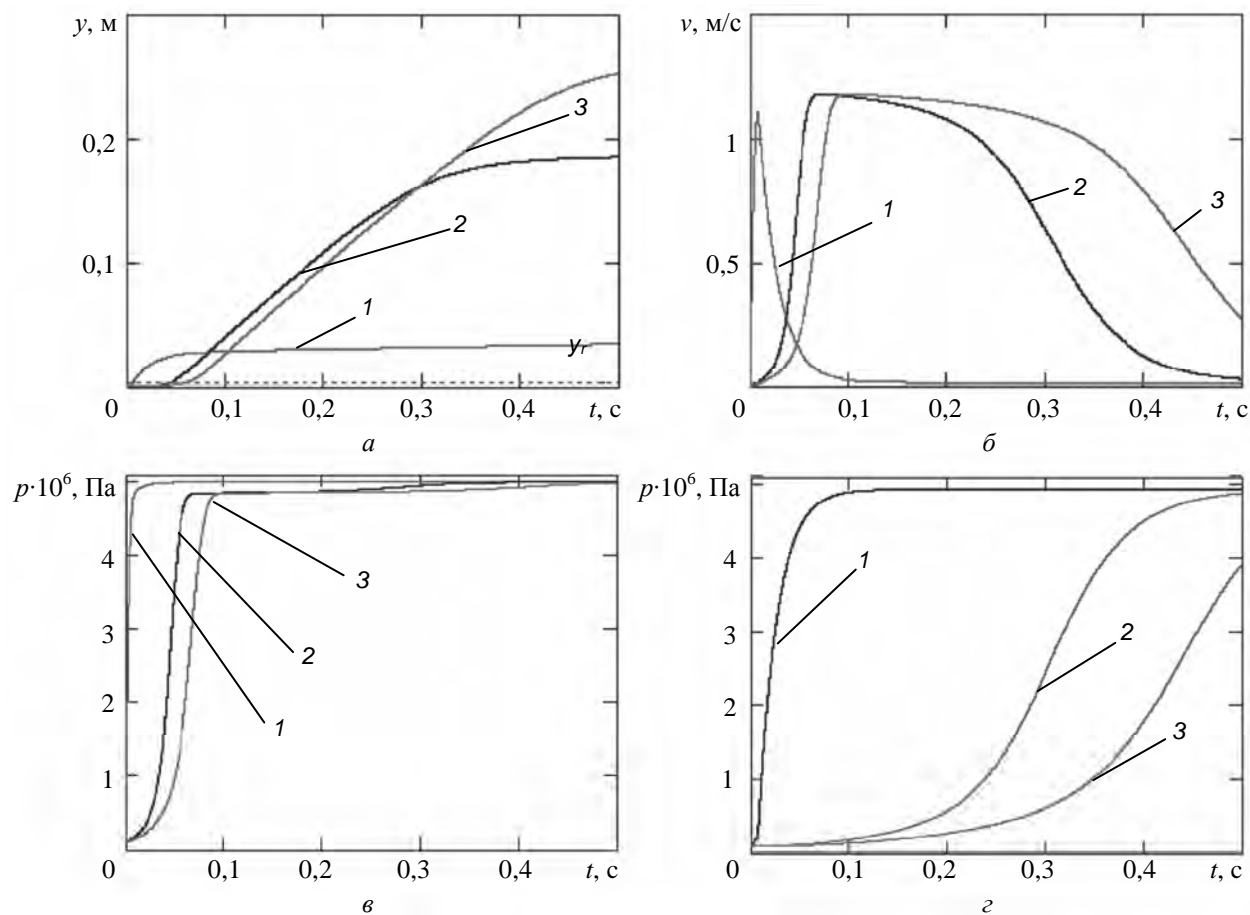


Рис. 8. Характеристики разомкнутого привода при дросселировании на выходе из гидроцилиндра при переменном газосодержании: *a* – перемещение поршня гидроцилиндра; *б* – скорость поршня гидроцилиндра; *в* – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра; *г* – давление в сливной полости гидроцилиндра; 1 – $\alpha = 0$; 2 – $\alpha = 0,1$; 3 – $\alpha = 0,15$

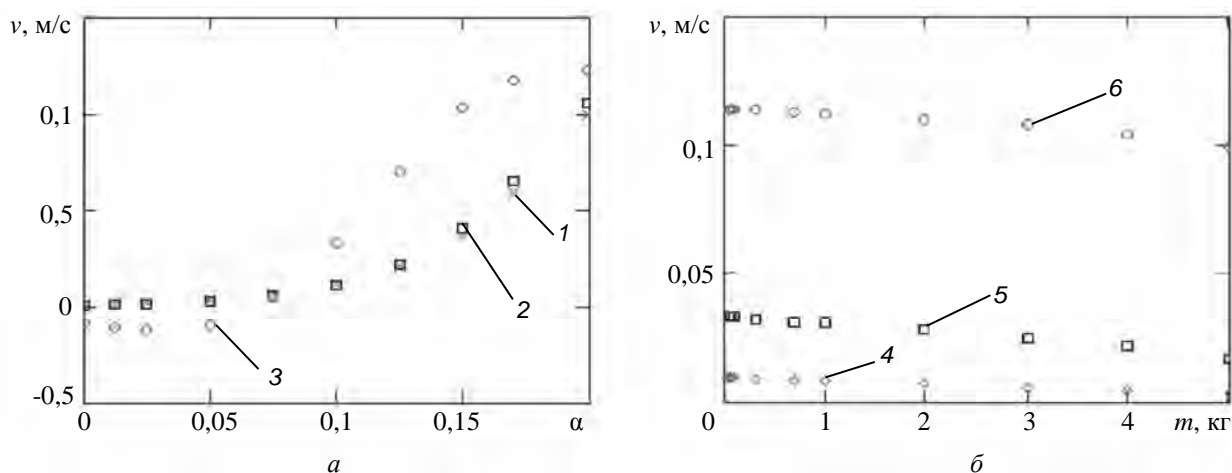


Рис. 9. Характеристики разомкнутого привода при дросселировании на выходе из гидроцилиндра: *a* – зависимость остаточной скорости от процента содержания воздуха; *б* – зависимость остаточной скорости от массы нагрузки; 1 – $m = 0,2$; 2 – $m = 2$; 3 – $m = 20$; 4 – $\alpha = 0$; 5 – $\alpha = 0,05$; 6 – $\alpha = 0,1$

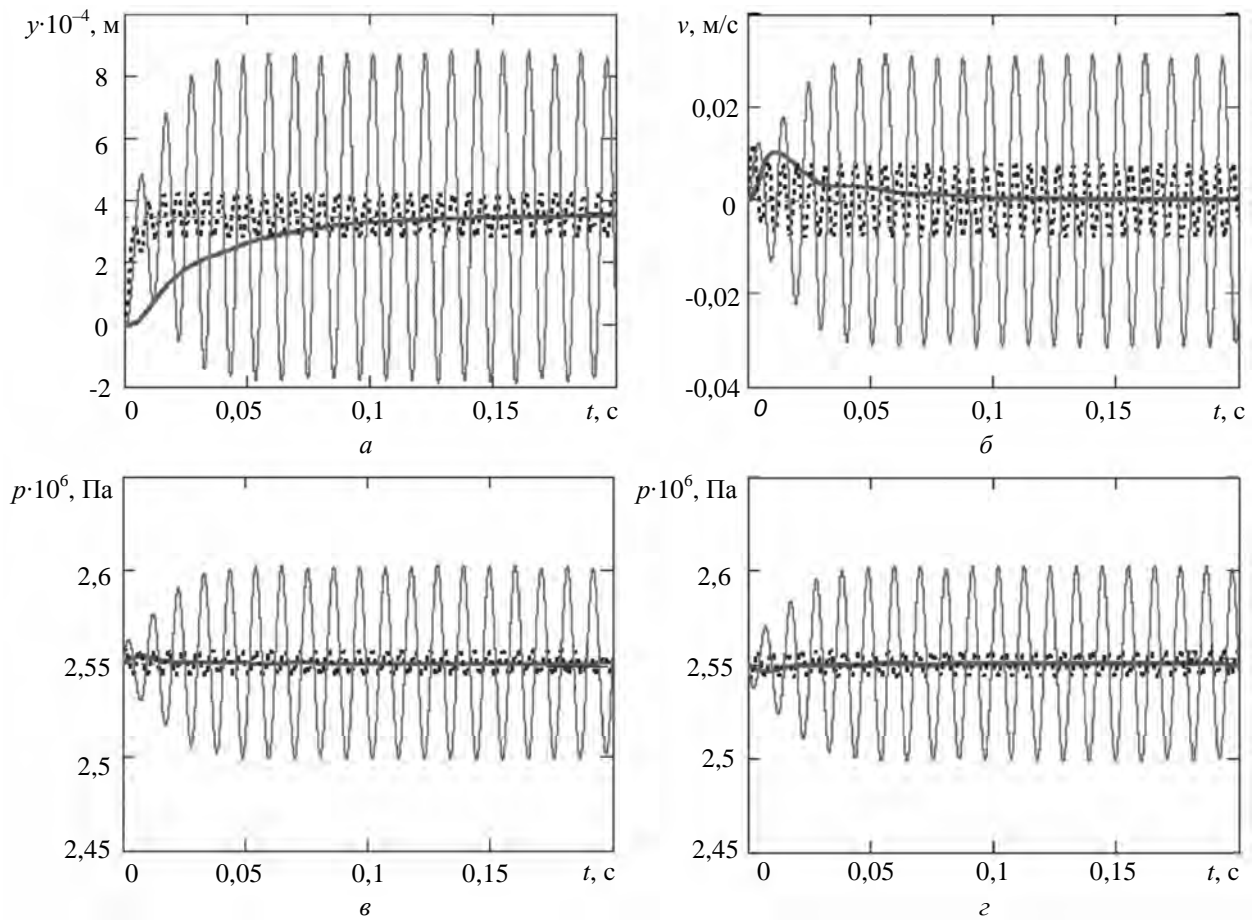


Рис. 10. Характеристики следящего привода при переменной массе нагрузки: *a* – перемещение поршня гидроцилиндра; *б* – скорость поршня гидроцилиндра; *в* – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра; *г* – давление в сливной полости гидроцилиндра; — — — — — $m = 0,6$; - - - - - $m = 3$; — · — · — $m = 10$

ВЫВОДЫ

Из проведенного исследования видно, что имеет место значительное расхождение результатов, учитывающих и не учитывающих содержание воздуха в жидкости характеристик. Это расхождение составляет порядка 47% для разомкнутого привода при дросселировании на входе, около 30% – для того же привода при дросселировании на выходе и примерно 8% – для следящего привода. Также по характеристикам видно, что повышение газосодержания налагает ограничение на перемещаемую массу, что необходимо принимать во внимание при моделировании гидромеханических систем.

Из сказанного видно, что наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости оказывает значительное влияние на работу гидропривода, а значит, и на систему в целом, поэтому это явление необходимо учитывать. Также

применение математических моделей с учетом газосодержания является одним из возможных решений задач, связанных с диагностикой технических средств гидроавтоматики. Таким образом, необходимо совершенствовать методы моделирования гидравлических систем, поскольку это способствует повышению качества исследования имеющихся систем, выявлению и устранению причин неполадок, а также упрощает и ускоряет процесс разработки новых устройств, что особенно ценится на современном этапе развития техники.

Проведенное исследование является частью большой работы, связанной с изучением особенностей физических процессов и дефектов в гидравлических системах, потому как таких особенностей много и каждая нуждается в тщательном рассмотрении.

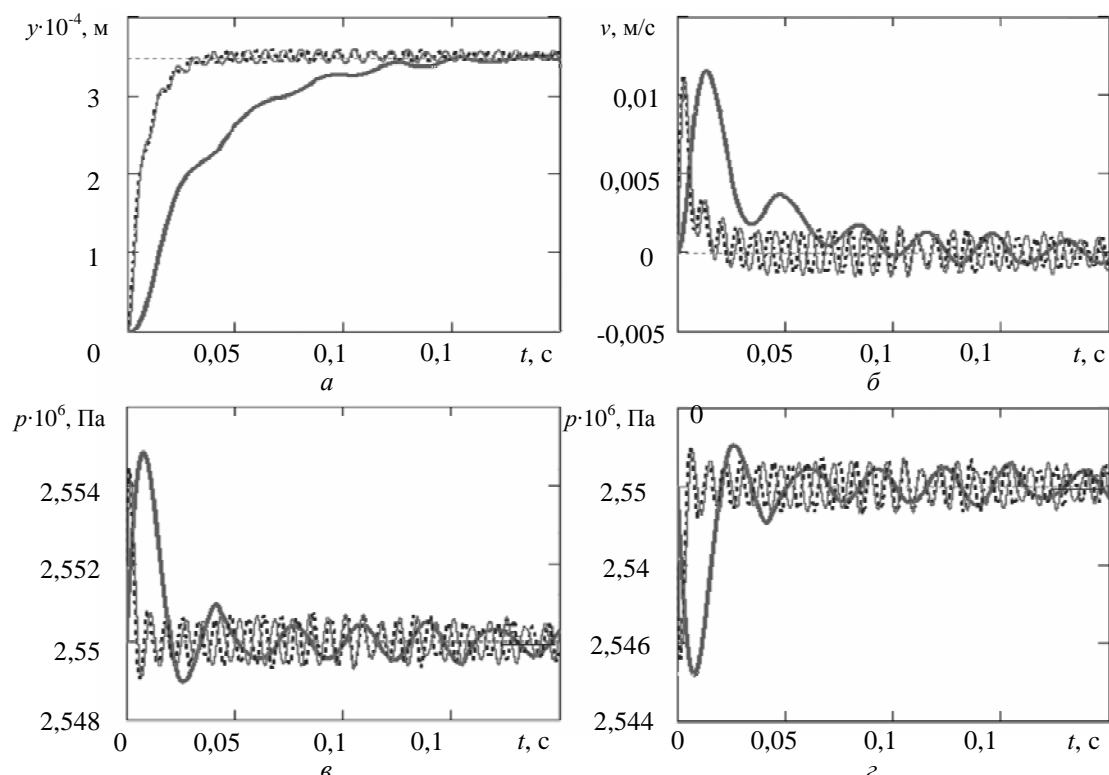


Рис. 11. Характеристики следящего привода при переменном газосодержании: *a* – перемещение поршня гидроцилиндра; *б* – скорость поршня гидроцилиндра; *в* – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра; *г* – давление в сливной полости гидроцилиндра; — — $\alpha = 0,05$; - - - - $\alpha = 0,1$; — · — · $\alpha = 0,15$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холкин И. Н., Пузанов А. В. Моделирование рабочих процессов аксиально-плунжерных гидромашин как часть методики виртуальной разработки и сопровождения изделий. М. : Рус. пром. комп., 2006.

2. Цуханова Е. А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М. : Наука, 1978. 255 с.

3. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М. : Машиностроение, 1975. 288 с.

4. Коева А. А. Моделирование следящего гидропривода с учетом наличия нерастворенного воздуха в рабочей жидкости // Решетневские чтения : сб. науч. тр. Красноярск : СибГАУ, 2009.

5. Надежность объемных гидроприводов и их элементов / Ю. А. Беленков [и др.]. М. : Машиностроение, 1977. 167 с.



Петров Павел Валерьевич, асс. той же каф. Дипл. маг. техн. и технол. по вак. и гидр. компрес. техники (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук по гидравлическ. машинам и гидропневмоагрегатам (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. гидрофицированных механотронных систем.



Сунарчин Роберт Авальевич, дипл. инж.-механик по гидравл. машинам, гидроприводам и гидропневмоавт.-ке (УГАТУ, 1962). Канд. техн. наук (МАИ, 1970). Иссл. в обл. систем автоматики летательн. аппаратов.

ОБ АВТОРАХ



Коева Анна Александровна, асп. каф. прикл. гидромех. Дипл. магистр техники и технологии по гидр., вакуумн. и компр. технике (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. моделир. и диагностики устройств гидроавтоматики.



Целищев Владимир Александрович, проф., зав. той же каф. Дипл. инж.-мех. по гидр. машинам, гидроприводам и гидропневмоавт. (УГАТУ, 1982). Д-р техн. наук по тепл. двигателям (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. систем автоматики и двигательных установок летательн. аппаратов.