



ЛОМАКИН
Владимир Олегович
аспирант



ШУМИЛОВ
Игорь Серафимович
доктор технических наук,
профессор



ЩЕРБАЧЕВ
Павел Владимирович
аспирант
кафедры «Гидромеханика,
гидромашины
и гидропневмоавтоматика»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Математическое моделирование электрогидравлического следящего привода высокоточного регулирования вращательного движения

**В.О. Ломакин, И.С. Шумилов,
П.В. Щербачев**

Описана математическая модель электрогидравлического следящего привода вращательного движения на основе двух гидроцилиндров, работающих на общий коленчатый вал. Приведена принципиальная кинематическая и гидравлическая схемы привода такого типа. В математической модели учтено сухое трение в элементах привода и нелинейность характеристик электрогидравлических усилителей. Приведены результаты математического моделирования для различных уровней входных сигналов. Рассмотрены причины возникновения неравномерности вращения выходного вала как на нижнем, так и на верхнем пределе угловой скорости. Авторы указывают на существенное расширение нижнего предела скорости вращения в сравнении с гидромоторными вариантами вращательных приводов.

Ключевые слова: гидропривод, вращательное движение, малые скорости.

The article presents a mathematical model of the electrohydraulic rotary motion servo drive, which consists of two cylinders, running on a common crankshaft. The kinematic schematic diagram and the hydraulic circuit of this drive type are presented. The mathematical model takes into account a dry friction in the drive elements and nonlinear characteristics of the electrohydraulic servo valve. The results of mathematical modeling for different input levels are presented. The causes of uneven rotation of the output shaft both at the lower and the upper angular velocity limits are stated. The authors point out a significant expansion of the lower rotation speed limit as compared to the rotational drives based on a hydromotor.

Keywords: hydraulic drive, rotation motion, low speed.

Для получения вращательного движения различных механизмов с большими внешними инерционными нагрузками широко применяют гидравлические приводы с различными типами гидромоторов в качестве исполнительных механизмов. Плавное вращение выходного вала обеспечивается при номинальной частоте вращения и при уменьшении частоты вращения в некотором диапазоне. Нижний предел угловой скорости (на котором появляются высокая нерав-

номерность вращения, вплоть до остановки вала) зависит от конструктивного исполнения исполнительного механизма, характера внешней нагрузки и многих других факторов. В различных литературных источниках указываются следующие значения нижнего предела скоростей вращения выходного вала: 8...16 об/мин для гидродвигателей с малым крутящим моментом (3...20 Н·м) и 2...3 об/мин для двигателей с большим крутящим моментом (более 100 Н·м) [1]; 3 об/мин для радиально-поршневых гидромоторов многократного действия [2]; гидромоторы бесшатунного типа работают плавно при весьма малых числах оборотов до 1 об/мин [3].

Причинами неравномерности вращения выходного вала гидромотора при малых скоростях вращения являются возрастающая относительная доля утечек в расходе, пропускаемом через гидравлическую машину, и нелинейный характер сухого трения как в самом гидромоторе, так и в нагрузке [4]. Указанные факторы приводят к существенной неравномерности вращения выходного вала гидромотора и даже к его периодическим остановкам при малых угловых скоростях выходного органа.

В настоящее время все чаще возникает необходимость с высокой точностью на низкой скорости управлять механизмами, имеющими большие инерционные нагрузки. В процессе управления требуется плавное вращение с заданной постоянной угловой скоростью, слежение по углу, а также реверс направления вращения. Соответственно возникает необходимость детального исследования физических процессов, протекающих в гидромашине в указанных режимах работы, разработки адекватной математической модели, а также способов коррекции контура управления в целях минимизации указанных эффектов.

В данной статье представлены результаты исследования математической модели электрогидравлического привода с высокоточным регулированием вращательного движения, сформированного на основе двух гидродвигателей поступательного движения (гидроцилиндров). Рассматриваемая схема привода отличается от используемых в промышленности гидромоторных схем, так как гидроцилиндры обладают

весьма низким уровнем трения и перетечек. Таким образом, исследование привода такого типа позволяет проанализировать как возможность его применения в качестве привода исполнительного механизма при высоких требованиях к плавности вращения на низких частотах, так и способы коррекции схем управления приводов других типов.

Поступательное движение штоков гидроцилиндров можно преобразовать во вращательное путем соединения штока гидроцилиндра с коленчатым валом через шатун. Применение в качестве корневых подшипников и подшипников, соединяющих шатун с коленчатым валом, подшипников качения позволяет избежать возникновения существенной силы сухого трения в этих парах. Для обеспечения непрерывного вращения необходимо использовать два гидроцилиндра, работающих на один коленчатый вал, кривошипы которого развернуты под углом 90° друг к другу. Увеличение числа поршней приводит к значительному увеличению габаритов и стоимости привода, а существенного уменьшения неравномерности вращения не происходит, так как одной из основных причин неравномерности вращения при данной схеме является прохождение штоками «мертвых точек» (результаты моделирования приведены ниже), а при увеличении числа каналов таких точек становится больше.

Принципиальная схема кинематики механизма привода представлена на рис. 1.

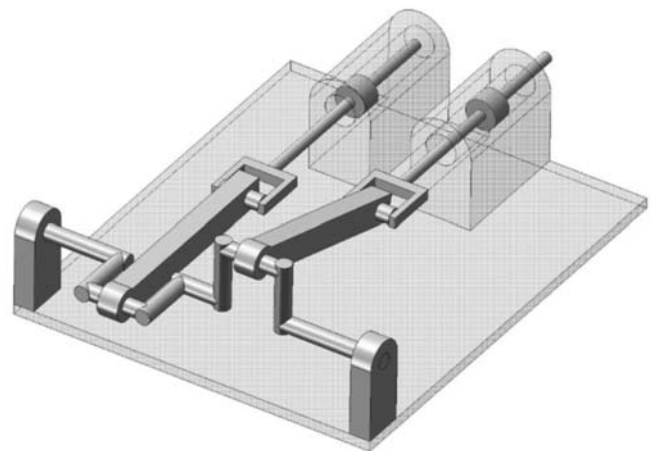


Рис. 1. Принципиальная схема кинематики механизма привода

Необходимый закон возвратно-поступательного движения поршней гидроцилиндров можно обеспечить соответствующей формой входного электрического сигнала на электрогидравлические усилители (ЭГУ), подающие рабочую жидкость в гидроцилиндры. Принципиальная схема привода, включающая два канала управления, показана на рис. 2. На выходном валу установлен датчик угла ДУ сигнал с которого подается в электронную часть привода, где сравнивается с входным сигналом управления. Вычисляемое при этом рассогласование используется для формирования входного сигнала в ЭГУ.

Таким образом, основным отличием данной схемы управления от традиционных гидромоторных вариантов является возможность управления каждым поршнем в отдельности, что позволяет получать произвольные законы

движения выходного звена и реализовать различные алгоритмы коррекции и адаптации.

Управление приводом можно обеспечить с помощью ЭВМ или контроллера.

Предохранительные клапаны ПК используются в схеме для предотвращения опасных всплесков давления в полостях гидроцилиндров в нерасчетных режимах работы двигателя.

Математическая модель

Для осуществления численного моделирования процессов в двигателе составлена математическая модель, в которой учтены факторы, существенно влияющие на его работу. Коэффициенты, входящие в математическую модель, соответствуют параметрам экспериментального стенда со следующими параметрами:

- рабочая площадь гидроцилиндра 11,55 см²;
- номинальный расход через ЭГУ 16 л/мин;

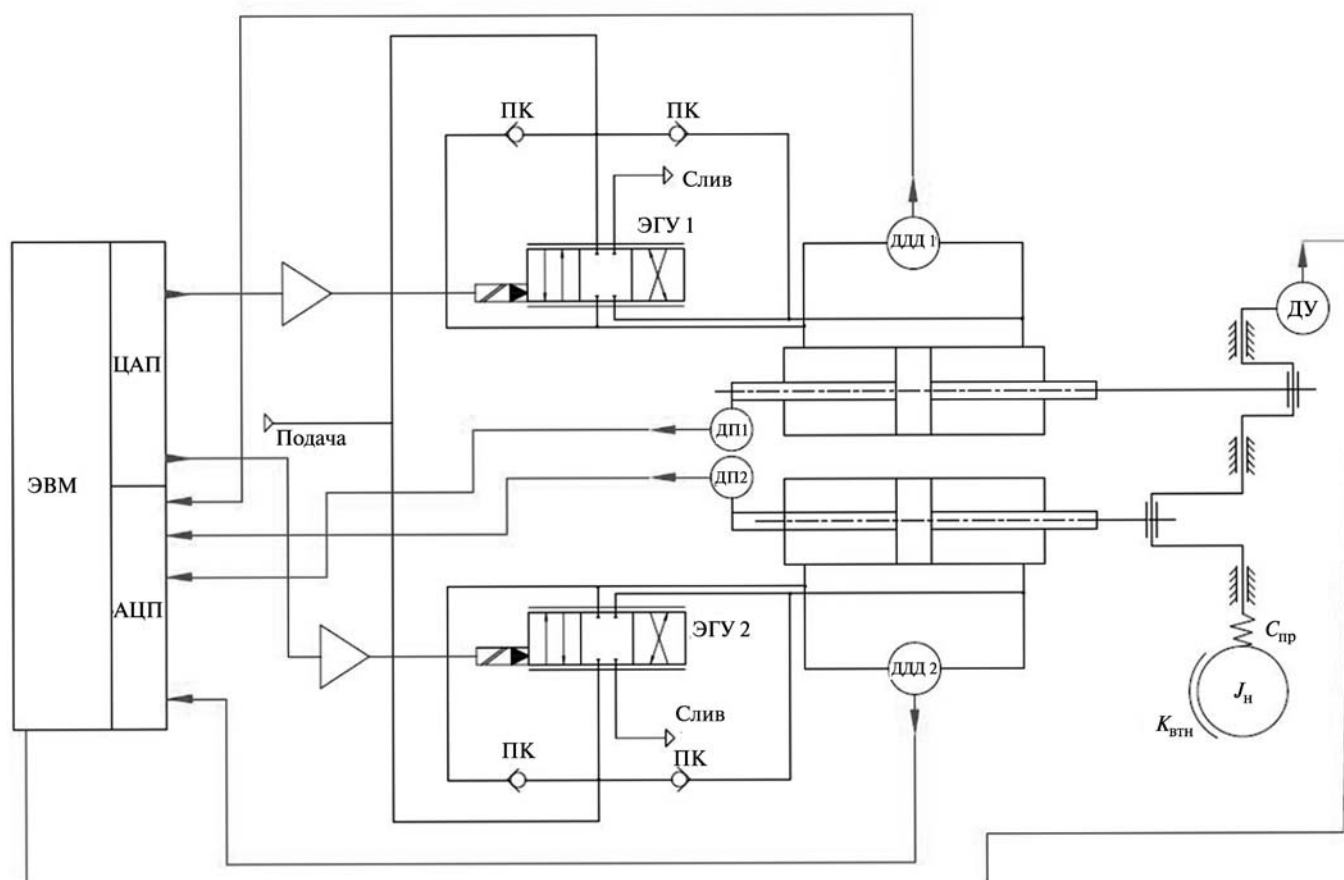


Рис. 2. Принципиальная схема электронно-механического двигателя:

ДД1 и ДД2 — датчики дифференциального давления, используемые для корректирования работы двигателя; ДУ — датчик угла; ПК — предохранительные клапаны

- ход золотника до насыщения 0,6 мм;
- радиус кривошипа 20 мм;
- длина шатуна 400 мм;
- давление питания 21 МПа;
- давление слива 0,5 МПа;
- момент инерции нагрузки 30 кг·м².

Привод управляется через ЭВМ, поэтому вся обработка сигналов происходит в цифровом режиме.

Обработка сигналов с датчиков и вычисление управляющих сигналов производится на ЭВМ, поэтому все уравнения, относящиеся к цифровой обработке сигналов, записываются через цифровые коды сигналов.

Уравнение вычисления рассогласования

$$\Delta C = C_{\text{вх}} - C_{\text{ос}}, \quad (1)$$

где ΔC — код рассогласования; $C_{\text{вх}}$ — код входного сигнала; $C_{\text{ос}} = K_{\text{ос}}\varphi$ — код датчика обратной связи, пропорциональный углу поворота кривошипа.

Входной сигнал, задающий угловое положение выходного вала, формируется двумя способами:

- 1) в режиме слежения по углу на вход подается постоянный сигнал, соответствующий необходимому углу $C_{\text{вх}} = \text{const}$;
- 2) в режиме слежения по угловой скорости на вход подается линейно возрастающий сигнал

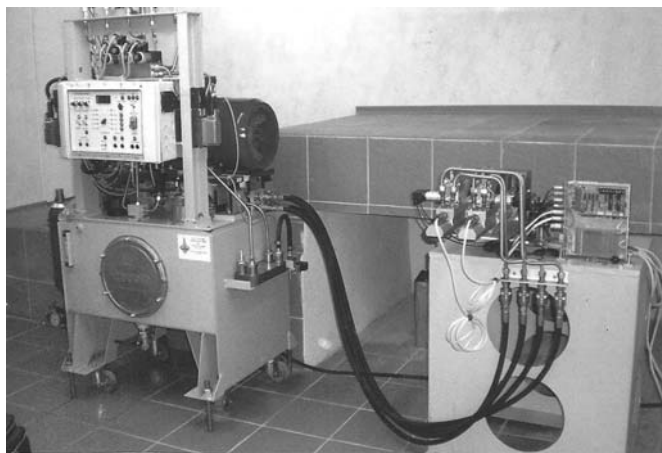


Рис. 3. Внешний вид испытательного стенда

$$C_{\text{вх}} = \int_{t_0}^t C_{\omega} dt. \quad (2)$$

Здесь t_0 — момент времени начала управления; t — текущее время; C_{ω} — код, задающий угловую скорость.

Для обеспечения синхронности работы каналов двигателя код рассогласования, помноженный на синус или косинус угла φ для каждого канала соответственно, подается на цифроаналоговый преобразователь.

Тогда код на входе в ЦАП для каждого канала имеет вид

$$C_1 = \Delta C \sin(\varphi); \quad (3)$$

$$C_2 = \Delta C \cos(\varphi). \quad (4)$$

Напряжение на выходе ЦАП $U_{1,2}$ пропорционально входному коду. Ток на выходе электронного усилителя пропорционален напряжению на выходе ЦАП с учетом насыщения электронного усилителя:

$$I_{1,2} = K_{IU} U_{1,2} \quad \text{при} \quad |K_{IU} U_{1,2}| < I_{\text{нас}}; \quad (5)$$

$$I_{1,2} = I_{\text{нас}} \text{sign}(I_{1,2}) \quad \text{при} \quad |K_{IU} U_{1,2}| \geq I_{\text{нас}}.$$

ЭГУ представляется апериодическим звеном с постоянной времени $T_{\text{ЭГУ}}$ и коэффициентом усиления $K_{\text{ХИ}}$. Такое упрощение не сказывается на динамике привода при малых частотах вращения:

$$T_{\text{ЭГУ}} \frac{dX_3}{dt} + X_3 = K_{\text{ХИ}} I. \quad (6)$$

В экспериментальном стенде привода установлены ЭГУ АК4-1. Значения констант: $T_{\text{ЭГУ}} = 0,057$ с, $K_{\text{ХИ}} = 0,012$ м/А.

Золотник имеет ограничения по ходу:

$$X_3 = X_3 \quad \text{при} \quad |X_3| < X_{\text{нас}}; \quad (7)$$

$$X_3 = X_{\text{нас}} \text{sign}(X_3) \quad \text{при} \quad |X_3| \geq X_{\text{нас}}.$$

В модели электрогидравлического усилителя также учитывалась нелинейная зависимость открытия дросселирующей щели золотникового распределителя от смещения золотника [5].

При составлении баланса расходов в гидроцилиндре учитывались сжимаемость жидкости и утечки между полостями гидроцилиндра.

В форме Коши уравнение баланса расходов приняло вид

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{B_{сж}}{V_a} (Q_{ш1} - Q_{ш2} - k_{ут} (p_a - p_b) - A_p \dot{y}_п); \quad (8)$$

$$\frac{dp_b}{dt} = \frac{B_{сж}}{V_b} (Q_{ш4} - Q_{ш2} + k_{ут} (p_a - p_b) + A_p \dot{y}_п), \quad (9)$$

где p_a, p_b — давление в полостях гидроцилиндра; $B_{сж}$ — модуль упругости жидкости; V_a, V_b — объемы сжимаемой жидкости; $Q_{ши}$ — расходы через кромки золотника; $k_{ут}$ — коэффициент утечек; $\dot{y}_п$ — скорость поршня.

Учет сухого трения

На поршни гидроцилиндров обоих каналов действует сила сухого трения, являющаяся основной причиной возрастания неравномерности вращения выходного вала при низких скоростях вращения. Поэтому ее учет необходим при моделировании привода, поскольку нижняя граница скорости вращения определяется скоростью, при которой выходной вал привода вращается с неравномерностью не превышающей заданную.

Как и в других типах приводов, наличие силы сухого трения обуславливает возникновение автоколебаний выходного вала, что при низком уровне входного сигнала приводит к вращению вала с остановками.

В литературе встречаются различные способы описания силы сухого трения. Все эти способы графически представлены на рис. 4.

В модели I [6] сила трения экспоненциально уменьшается от максимального значения до силы трения при бесконечной скорости относительного движения. Модель II (общеизвестная упрощенная релейная модель) описывает сухое трение без участка увеличения силы при малых скоростях движения.

В модели III [7] сила трения резко падает при начале движения до определенного значения, а затем снижение продолжается экспоненциально, как в первом случае. Модель IV [7] отличается от модели III только характером снижения силы трения при увеличении скорости

(в модели IV данный участок описывается прямой, а не экспонентой).

При численном моделировании, чтобы избежать разрыва функции трения вблизи нуля, использовался математический прием, описанный в уравнении (10). Вязкое трение моделировалось отдельно (обратной связью по скорости движения коленчатого вала), поэтому в указанной модели трения отсутствует возрастающий участок при увеличении скорости относительного движения.

Экспериментальное исследование данного привода и сравнение поведения скорости выходного звена с результатами, полученными на модели показало, что достовернее всего поведение привода описывает модель трения III. Математически сухое трение описывается следующими уравнениями:

$$F_{сух. тр} = \begin{cases} F_d \text{ при } |\dot{y}_п| < V_{eps} \text{ и } F_d < F_{сух. тр. покоя}; \\ F_{сух. тр. покоя} \text{ sign}(F_d) \text{ при } \dot{y}_п < V_{eps} \\ \text{и } F_d < F_{сух. тр. покоя}; \\ \left((F_{сух. тр. 0} - F_{сух. тр. min}) e^{\frac{-k_{тр} |\dot{y}_п|}{F_{сух. тр. 0} - F_{сух. тр. min}}} + F_{сух. тр. min} \right) \text{sign}(\dot{y}_п), \end{cases} \quad (10)$$

где V_{eps} — малое значение скорости (в модели принято 10^{-8} от максимально возможной скорости движения штока, определяемой максимальным расходом золотникового распределителя).

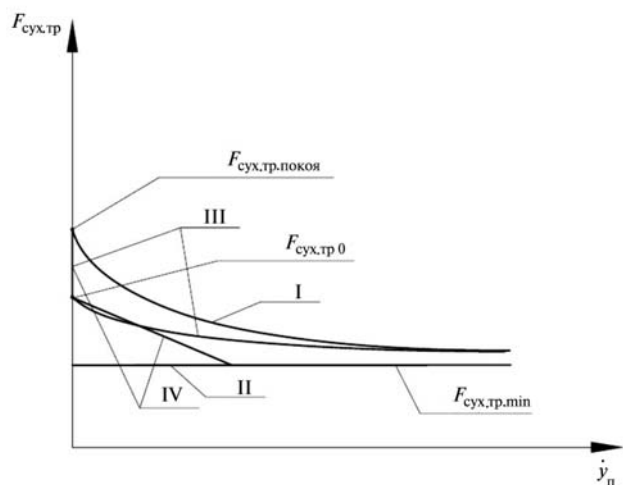


Рис. 4. Зависимость силы сухого трения от скорости штока

теля). Введение указанной зависимости вблизи нуля устраняет разрыв функции трения и устраняет проблемы, связанные с численным интегрированием разрывной функции; $F_{\text{сух. тр. покоя}}$ — сила трения покоя; $F_{\text{д}} = A_p \Delta p$ — сила, возникающая на поршне от перепада давлений на нем; $F_{\text{сух. тр. 0}}$ — сила сухого трения при начале движения поршня; $F_{\text{сух. тр. min}}$ — минимальная сила сухого трения; $k_{\text{тр}}$ — коэффициент, определяющий интенсивность экспоненциального закона уменьшения сухого трения при увеличении скорости движения поршня.

Если пренебрегать упругими деформациями в кривошипно-ползунном механизме, то мощность, развиваемая силами, действующими на поршни гидроцилиндров, равна мощности приведенного момента сопротивления на коленчатом валу (в приведенный момент входят моменты нагрузки, моменты от сил трения и сил инерции механизма). Тогда соотношение между моментом нагрузки M и силами от перепада давления на поршнях F_1 и F_2 можно записать, используя передаточные функции $k_1(\varphi)$ и $k_2(\varphi)$ от угла поворота коленчатого вала j к смещению штока гидроцилиндра.

Силы на штоках гидроцилиндров приводят к моменту на коленчатом валу следующим образом:

$$\begin{aligned} P_{\text{кв}} &= P_1 + P_2; \\ M\omega &= F_1 V_1 + F_2 V_2; \\ M\omega &= F_1 \omega k_1(\varphi) + F_2 \omega k_2(\varphi); \\ M &= F_1 k_1(\varphi) + F_2 k_2(\varphi), \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} k_1(\varphi) &= r \sin \varphi \left(1 + \frac{r \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \varphi}} \right); \\ k_2(\varphi) &= r \sin \left(\varphi + \frac{\pi}{2} \right) \left(1 + \frac{r \cos(\varphi + \pi/2)}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\varphi + \pi/2)}} \right), \end{aligned}$$

или через перепад давления в полостях Δp_1 и Δp_2 с учетом сил трения на поршнях:

$$\begin{aligned} M &= (\Delta p_1 A_{p1} - F_{\text{тр1}}) k_1(\varphi) + \\ &+ (\Delta p_2 A_{p2} - F_{\text{тр2}}) k_2(\varphi). \end{aligned}$$

Здесь A_{p1}, A_{p2} — площади поршней.

Коэффициенты k_1 и k_2 являются функциями угла поворота и вычисляются из текущего углового положения коленчатого вала.

Уравнение движения коленчатого вала

$$J \frac{d^2 \varphi_{\text{к.в}}}{dt^2} = M - M_{\text{т}},$$

где J — приведенный к коленчатому валу момент инерции; $\varphi_{\text{к.в}}$ — угол поворота коленчатого вала; M — момент от сил давления; $M_{\text{т}}$ — момент нагрузки, создаваемый порошковым тормозом в экспериментальном стенде.

Для коррекции работы привода сигнал с датчика дифференциального давления подавался в виде отрицательной обратной связи в ЭГУ с коэффициентом усиления K_p .

Результаты моделирования

Моделирование системы в среде MatlabSimulink позволило получить зависимость мгновенной скорости вращения выходного вала от заданной скорости.

Результаты моделирования при характерных скоростях вращения показаны на рис. 5–9. Неравномерность вращения определялась как отношение максимального отклонения скорости вращения от заданной к величине заданной скорости:

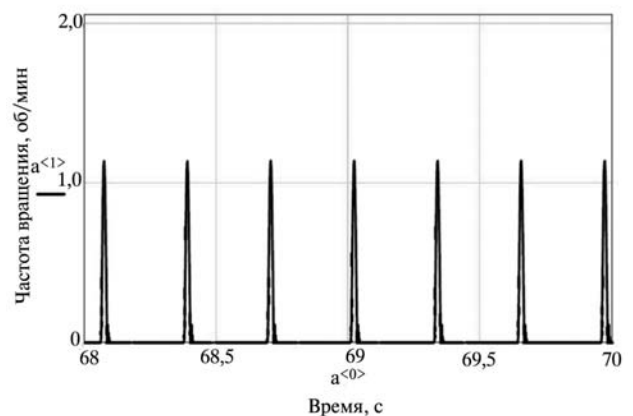


Рис. 5. Колебания угловой скорости вращения выходного вала привода при заданной скорости 0,02 об/мин, $\delta = 100\%$

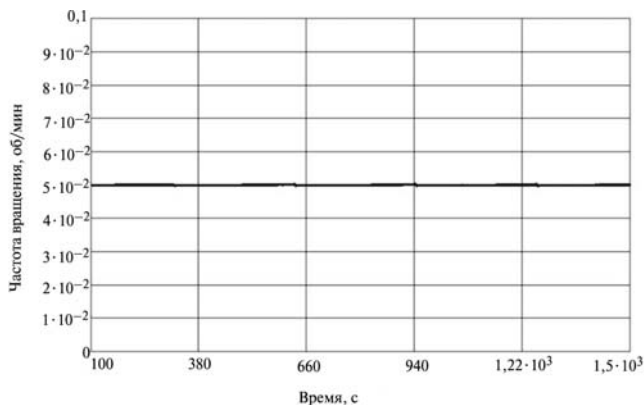


Рис. 6. Угловая скорость вращения выходного вала привода при заданной скорости 0,05 об/мин, $\delta = 0,5 \%$

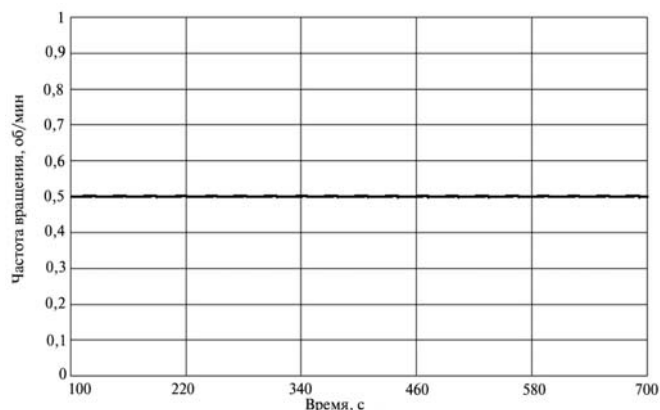


Рис. 8. Угловая скорость вращения выходного вала привода при заданной скорости 5 об/мин, $\delta = 1,1 \%$

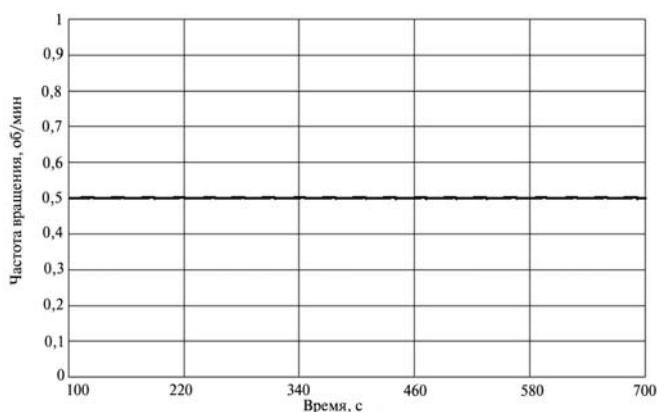


Рис. 7. Угловая скорость вращения выходного вала привода при заданной скорости 0,5 об/мин, $\delta = 1 \%$

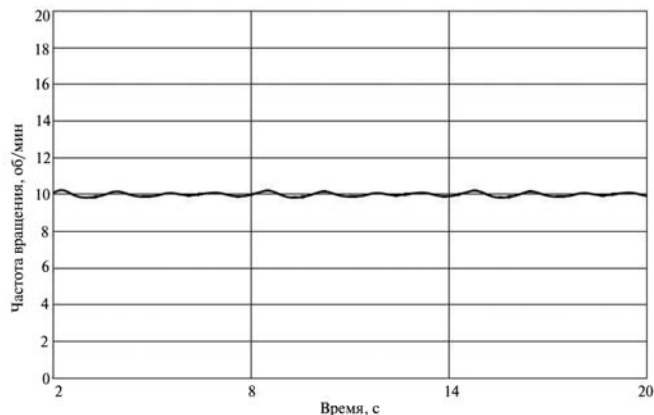


Рис. 9. Угловая скорость вращения выходного вала привода при заданной скорости 10 об/мин, $\delta = 2,2 \%$

$$\delta = \frac{|\omega - \omega_3|_{\max}}{\omega_3}$$

При частотах вращения менее 0,005 рад/с выходной вал привода двигается с остановками, причиной которых является сила сухого трения. С повышением входного сигнала неравномерность вращения увеличивается в связи с недостаточно хорошей динамикой ЭГУ. Уменьшение гидравлической проводимости

ЭГУ вблизи нейтрального положения золотника приводит к взаимонагрузению гидроцилиндров и увеличению неравномерности. При замене в математической модели ЭГУ на идеальный, т. е. без учета его динамики и нелинейности характеристики, неравномерность вращения при повышении частоты вращения не увеличивается.

Результаты предварительного эксперимента на стенде совпадают с результатами численного моделирования. В дальнейшем будет проведен подробный эксперимент.

Выводы

1. Данная схема привода позволяет:
 - управлять скоростью вращения рабочего органа в широком диапазоне с малой неравномерностью вращения;
 - осуществлять реверс вращательного движения из любого углового положения рабочего органа;
 - управлять угловым положением рабочего органа.
2. Верхняя граница точного управления вращательным движением определяется максимальным расходом и динамическими свойствами электрогидравлических усилителей и может быть увеличена.
3. Нижняя граница управляемой угловой скорости существенно ниже границы в безредукторных приводах с гидромоторами, определяется малым уровнем трения в гидроцилиндрах, степенью согласованности в работе ЭГУ и требует дальнейшего исследования.
4. Приводы, построенные по рассматриваемой в статье схеме, имеют перспективу применения в робототехнических и транспортных системах, в системах наведения и сопровождения при значительных внешних инерционных

нагрузках и работающих при малых и сверхмалых угловых скоростях.

Литература

1. Докукин А.В., Рогов А.Я., Фейфец Л.С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. М., Машиностроение, 1980.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. М., Машиностроение, 1971.
3. Эрст В. Гидропривод и его промышленное применение. М.:1963.
4. Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А., Кондаков Л.А., Луганский А.С., Целин Ю.А. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М.: Изд-во Машиностроение. 1969.
5. Фомичев В.М. Синтез параметров золотниковых распределителей гидроприводов аэродинамически неустойчивых самолетов // Привод и управление. Июль-август 2002. № 4.
6. Шамберов В.Н. Метод аналитического исследования влияния сухого трения на поведение авторегулируемых динамических систем // Научное приборостроение. 2003. Т. 13. № 3. С. 77—83.
7. Гаврюшин А.И., Жевняк А.В., Макаров И.В. Динамика ползуна с упругим приводом и нелинейным трением // Машиноведение. № 6. 1989.
8. Патент РФ № 2218487. Способ управления вращением приводного вала следящего пневмо- или гидропривода и следящий пневмо- или гидропривод вращательного движения / Рефераты российских патентных документов за 1944—2003 гг., 10.12.2003.

Статья поступила в редакцию 03.10.2011