

Анализ статических характеристик делителя потока непрямого регулирования***В. И. Антоненко**

Рассматривается модель делителя потока непрямого регулирования для установившегося режима работы, который обеспечивает функционирование двухдвигательной гидромеханической системы в синхронно-синфазном режиме. Делитель представлен как астатический регулятор, состоящий из чувствительного, усилительного и регулирующего элементов. При этом его основные статические характеристики — зависимости ошибки синхронизации от скорости золотника регулирующего элемента и скорости золотника регулирующего элемента от входного управления. Исследование статических характеристик, проведенное по специальной программе, разработанной в пакете Mathcad, позволило определить наличие нелинейности типа гистерезис. Наличие зоны неоднозначности является нежелательным фактором, свидетельствующим о возможности возникновения автоколебаний в замкнутой системе, имеющей регулятор с такой характеристикой. В этом случае требуются конструктивные ограничения для обеспечения характеристики типа пропорциональность с насыщением. Проанализированы различные конструктивные и эксплуатационные параметры делителя потока непрямого регулирования и гидромеханической системы. Это позволило оценить значимость их влияния, диапазоны варьирования, получить основные подходы для проектирования синхронно-синфазных систем. Рассмотрены две модели астатического регулятора с учетом и без учета утечек на усилительном элементе, а также различные типы перекрытия рабочего окна усилительного элемента. Данный анализ показал достаточную достоверность моделей и совпадение результатов в граничных режимах.

Ключевые слова: делитель потока, статические характеристики, зона неоднозначности, конструктивные и эксплуатационные параметры, аналитические методы.

Введение. При разработке многодвигательных гидромеханических систем возникает задача выбора оптимальных параметров астатического регулятора для автоматической системы синхронизации.

Анализ характеристик для нулевого перекрытия. Работа делителя потока непрямого регулирования [1] как астатического регулятора в многодвигательных гидромеханических системах синхронно-синфазного функционирования [2] в установившемся режиме может быть оценена аналитическими зависимостями $\varphi = f(v_p)$, $x = f(v_p)$. Они описывают работу усилительного элемента регулятора с нулевым перекрытием рабочих окон в нейтральном положении без учета радиального зазора [3, 4].

$$\varphi(v_p) = \frac{[K_{dy} v_p (F_{ak} - v \cdot v_p - K_k(v_p) \cdot v_p^2) + C_{np} \cdot K_y \cdot v_p^2]}{K_p \cdot Q_n \cdot \sqrt{K_y (F_{ak} - v \cdot v_p - K_k(v_p) \cdot v_p^2)}}, \quad (1)$$

$$x(v_p) = \left(v_p \cdot \sqrt{\frac{K_y}{F_{ak} - v \cdot v_p - K_k(v_p) \cdot v_p^2}} \right), \quad (2)$$

где K_{dy} — коэффициент динамической силы; F_{ak} — сила давления аккумулятора; v — коэффициент трения в золотниковой паре; K_k — коэффициент потерь в каналах управления [3]; C_{np} — жесткость пружины; K_y — коэффициент потерь на усилительном элементе; K_p — характеристика чувствительного элемента; Q_n — расход в системе; φ — ошибка синхронизации; v_p — скорость движения подвижного звена регулирующего элемента; x — перемещение подвижного звена усилительного элемента.

Для исследования аналитических зависимостей $\varphi = f(v_p)$, $x = f(v_p)$ [1], являющихся статическими характеристиками [2], в пакете Mathcad была разработана программа [5, 6], позволяющая рассчитывать конструкции астатического регулятора и выбирать оптимальные конструктивные и эксплуа-

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

тационные параметры двухдвигательной гидромеханической системы синхронно-синфазного функционирования [3]. Полученные типичные статические характеристики делителя потока непрямого регулирования представлены на рис. 1.

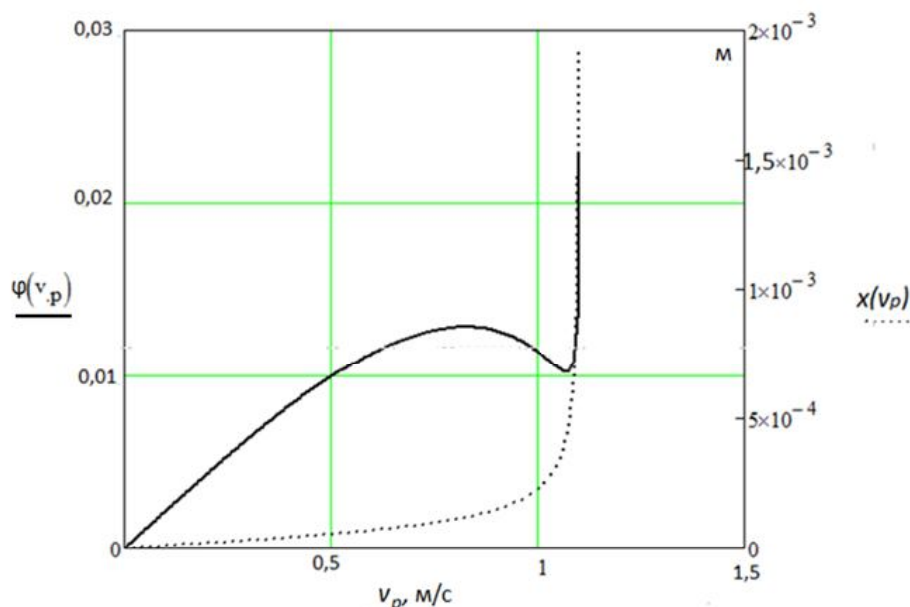


Рис. 1. Статические характеристики делителя потока

Особенностью представленных статических характеристик является наличие зоны неоднозначности и зоны насыщения в зависимости $\varphi = f(v_p)$. Наличие зоны неоднозначности — нежелательный фактор, свидетельствующий о возможности возникновения автоколебаний в замкнутой системе, имеющей регулятор с такой характеристикой [7, 8]. Поэтому конструктивно целесообразно ограничение скорости подвижного звена регулирующего элемента на уровне точки первого перегиба характеристики ($\varphi_{пор.}$, v_{pmax}), что позволит получить характеристику регулятора типа пропорциональность с насыщением.

Для анализа работы астатического регулятора целесообразно в качестве основной зависимости использовать $v_p = f(\varphi)$ (рис. 2). Зависимость $x = f(v_p)$ определена однозначно, и ее можно использовать как вспомогательную для нахождения x в характерных точках основной статической зависимости.

Форма основной статической зависимости и ее параметры: $\varphi_{пор.}$, $x_{пор.}$, v_{pmax} , $K_v = v_p/\varphi$ — коэффициент усиления по скорости (добротность астатического регулятора) — могут существенно изменяться в зависимости от значений конструктивных и эксплуатационных характеристик.

На рис. 3 представлены основные статические зависимости делителя потока непрямого регулирования с усилительным элементом, имеющим нулевое перекрытие рабочих окон в нейтральном положении, для различной жесткости центрирующих пружин $C_{пр}$ (от 0 до 80 кН/м). Влияние параметра $C_{пр}$ сказывается на величине коэффициента усиления по скорости K_v . При увеличении жесткости центрирующих пружин уменьшается коэффициент усиления по скорости K_v , изменяются значения координат точки первого перегиба — характеристики $\varphi_{пор.}$, $x_{пор.}$, v_{pmax} , причем $\varphi_{пор.}$ растет.

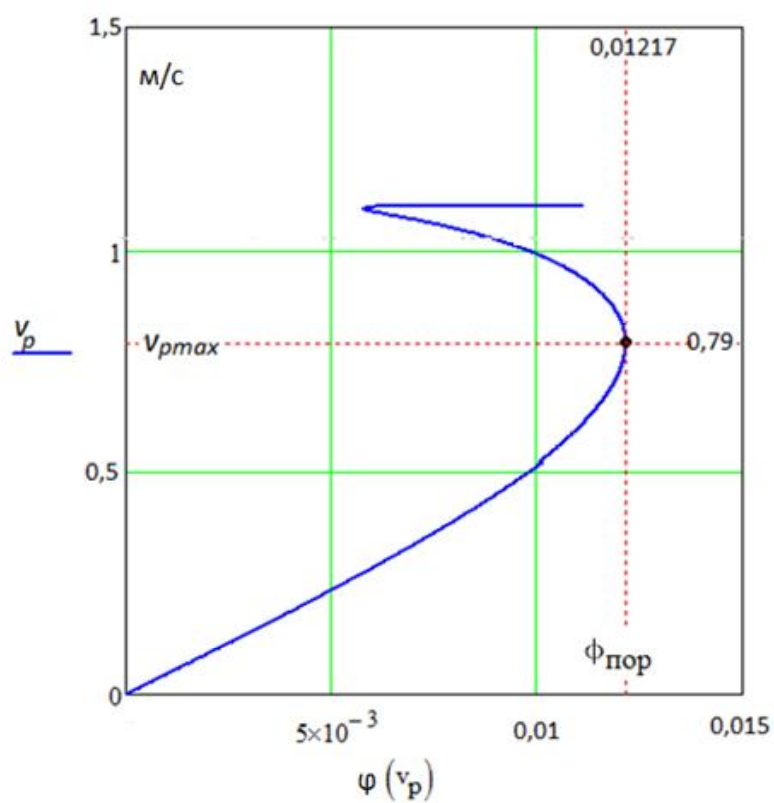


Рис. 2. Основная статическая зависимость $v_p = f(\varphi)$

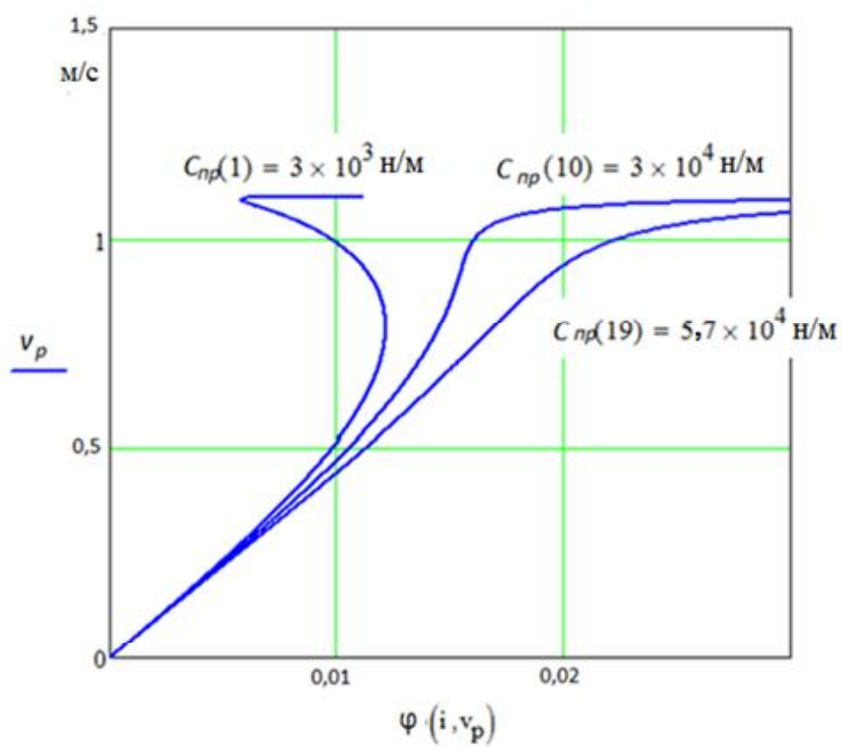


Рис. 3. Влияние $C_{пр}$ на основную статическую зависимость

При жесткости $C_{np} = 57$ кН/м (рис. 3) форма характеристики изменяется и становится гладкой (убирается зона неоднозначности). Это свидетельствует о следующем. При определенной жесткости центрирующих пружин уменьшение осевой составляющей гидродинамических сил (после достижения ею максимума и при дальнейшем увеличении ошибки синхронизации φ) меньше приращения силы противодействия пружин. В балансе сил, действующих на подвижное звено усилительного элемента, силы противодействия пружин и осевая составляющая гидродинамических сил становятся равнозначными [1, 9]. Расчет минимальной жесткости центрирующих пружин C_{npmin} , обеспечивающей гладкую статическую характеристику, производим по уравнению $dv_p/d\varphi = 0$, которое получено из выражения (1). Корни этого уравнения определяют экстремумы кривой $v_p = f(\varphi)$. При отсутствии действительных корней уравнения можно утверждать, что кривая $v_p = f(\varphi)$ не имеет зоны неоднозначности.

Таким образом, можно определить минимальную жесткость центрирующих пружин C_{npmin} обеспечивающую гладкую статическую характеристику. Для этого следует по разработанной в пакете *Mathcad* программе выбрать значение коэффициента усиления по скорости K_v для максимальной скорости регулятора v_p , которое будет удовлетворительным для конкретных условий эксплуатации. При этом ограничение по расходу подвижного звена усилительного элемента не требуется.

Результаты исследований статических зависимостей делителя потока непрямого регулирования с усилительным элементом, имеющим нулевое перекрытие рабочих окон в нейтральном положении, показали, что изменение значений диаметра регулирующего элемента d_p (рис. 4) существенно влияет на значение коэффициента усиления по скорости K_v за счет изменения параметра скорости плунжера регулирующего элемента. При увеличении d_p уменьшается K_v . Следовательно, d_p должен иметь минимально допустимое значение.

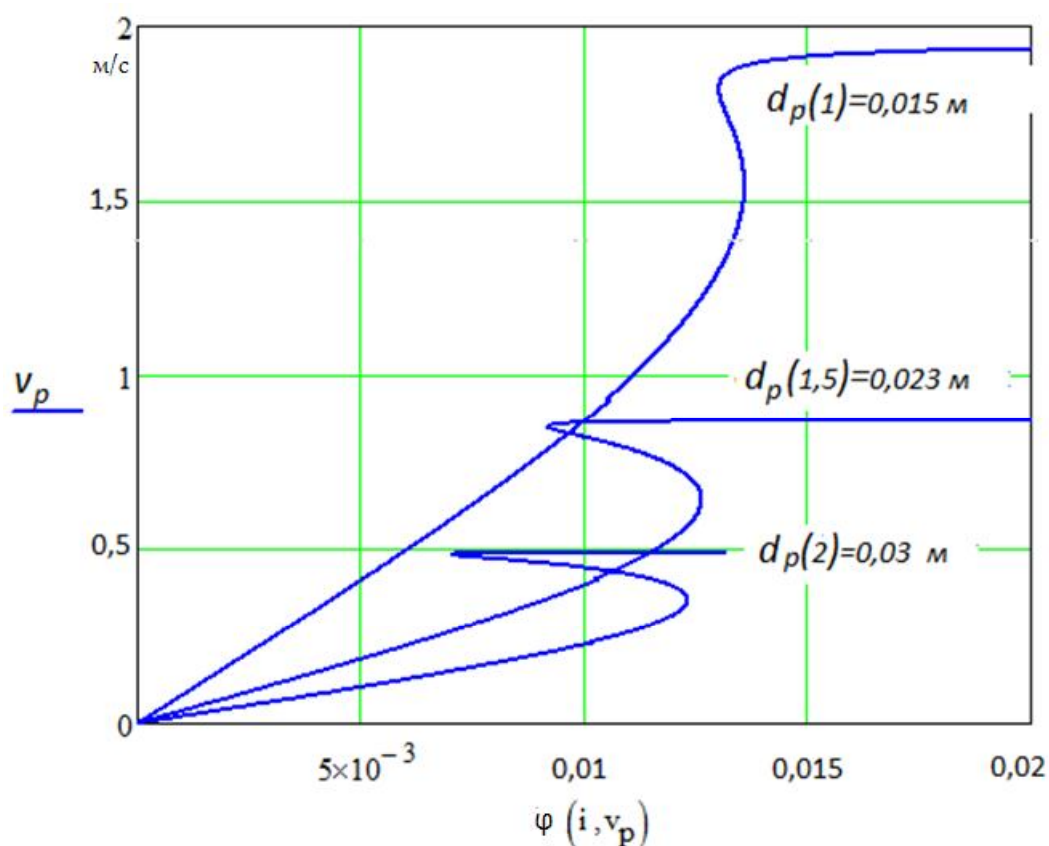


Рис. 4. Влияние d_p на основную статическую зависимость

Изменение диаметра усилительного элемента $d_{уз}$ незначительно влияет на величину коэффициента усиления по скорости K_v . При увеличении $d_{уз}$ возрастает $\Phi_{пор}$, уменьшается зона неоднозначности, $v_{рmax}$ остается практически неизменным. Таким образом, $d_{уз}$ должен иметь максимально допустимое значение.

Диаметр подвижного плунжера чувствительного элемента $d_{чз}$ не влияет на величину $v_{рmax}$. При увеличении $d_{чз}$ возрастает значение $\Phi_{пор}$ и уменьшается K_v . При уменьшении $d_{чз}$ уменьшается зона неоднозначности. Таким образом, $d_{чз}$ должен иметь минимально допустимое значение.

При увеличении коэффициента демпфирования ν уменьшается значение $\Phi_{пор}$ и возрастает K_v , уменьшается зона неоднозначности. Коэффициент демпфирования ν должен иметь максимально допустимое значение.

Давление аккумулятора $p_{ак}$ значительно влияет на величину всех параметров основной статической зависимости $\Phi_{пор}$, $\chi_{пор}$, $v_{рmax}$, K_v . При увеличении давления аккумулятора $p_{ак}$ уменьшается значение $\Phi_{пор}$ и $v_{рmax}$, возрастает K_v , уменьшается зона неоднозначности. Давление аккумулятора $p_{ак}$ должно иметь максимально допустимое значение.

Анализ характеристик для положительного перекрытия. Рассматривались основные статические зависимости делителя потока непрямого регулирования с усилительным элементом, имеющим положительное перекрытие рабочих окон в нейтральном положении h — как в зоне закрытых рабочих щелей (т. е. когда $x < h$), так и в зоне открытых щелей (когда $x > h$). Исследования производились по ранее полученным [1, 10] зависимостям (3), позволяющим учитывать радиальный зазор в золотниковой паре усилительного элемента δ .

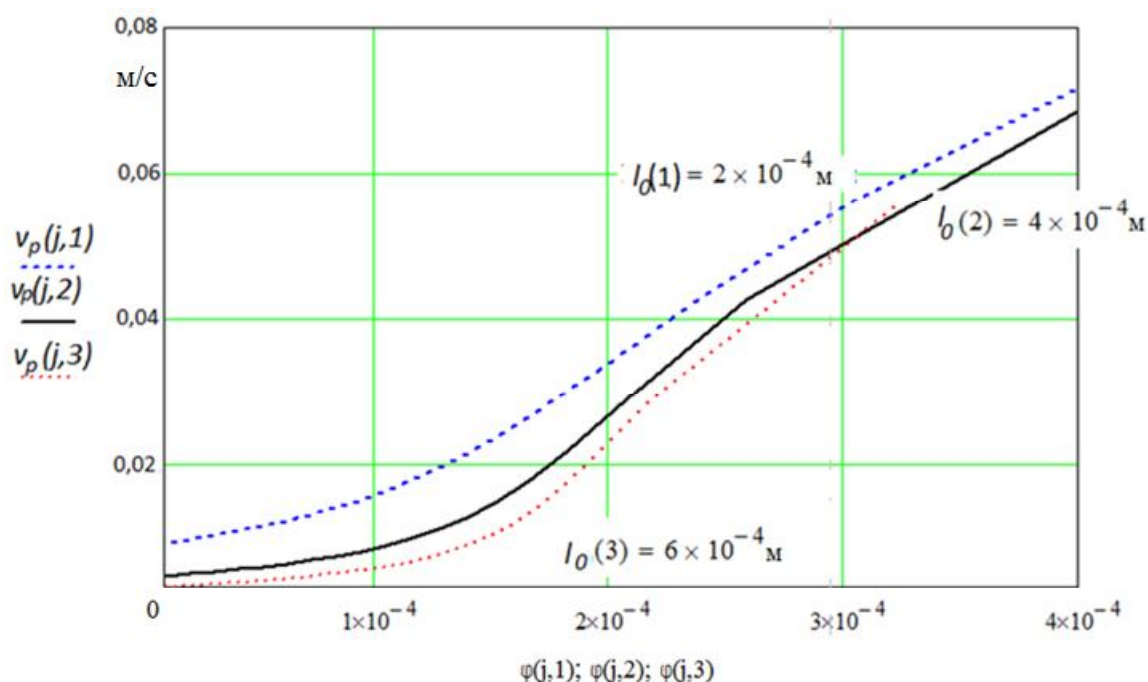
$$\begin{cases} K_p Q_H^2 \Phi - K_{дy} \frac{v_p^2}{\sqrt{x^2 + \delta^2}} - c_{пр} x = 0, \\ F_{ак} - \omega_p \left[\frac{6 \cdot 10^6 \omega_p \gamma (1 + 2,94 \cdot 10^{-3} l^3)}{0,87 b_\gamma (h^2 + \delta^2)^3} v_p \right] \left(\frac{2 + 2ah^2}{2 + 2ah^2} \right) - K_k v_p^2 - \nu v_p = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где ω_p — площадь плунжера регулирующего элемента; γ — удельный вес жидкости; b_γ — периметр окна усилительного элемента; δ — радиальный зазор в золотниковой паре; h — величина открытия щели; l — перекрытие рабочих окон усилительного элемента.

Результаты расчетов для зоны перекрытой щели (когда $x < h$), приведены на рис. 5.

Из полученных кривых следует, что коэффициент усиления по скорости K_v незначительно зависит от величины начального перекрытия щели h , имеет тенденцию к постоянному возрастанию и при выходе к нулевому перекрытию практически совпадает со значениями K_v , полученными из модели для нулевого перекрытия.

Результаты расчетов по обобщенной модели (3) для зон перекрытой щели (когда $x < h$) и открытой щели (когда $x > h$) для $h = 0,2; 0,4; 0,6$ мм показывают, что величина начального перекрытия щели h незначительно влияет на форму и параметры основной статической зависимости. Форма основной статической зависимости идентична форме для нулевого перекрытия. Используемая для положительного перекрытия модель дает близкую к линейной зависимость с более существенными нелинейностями в переходных точках $x = h$ и $\Phi_{пор}$, $v_{рmax}$, $\chi_{пор}$ (по сравнению с моделью, используемой для нулевого перекрытия).

Рис. 5. Влияние положительного перекрытия l на основную статическую зависимость

Заключение. Проведен анализ статических характеристик делителя потока непрямого регулирования как астатического регулятора. Это позволило обосновать и получить оптимальную форму основной характеристики для различных конструктивных исполнений усилительного элемента. Указаны зависимости, позволяющие оценить работу астатического регулятора в двухдвигательной гидромеханической системе синхронно-синфазного функционирования в установившемся режиме. Определены методы и подходы, на основании которых проводятся расчет и выбор оптимальных конструктивных и эксплуатационных параметров указанного регулятора.

Библиографический список

1. Антоненко, В. И. Разработка конструкций и оптимизация процессов в гидроприводах синхронных механизмов сельскохозяйственных машин : автореф. дис. канд. техн. наук / В. И. Антоненко. — Ростов-на-Дону, 1985. — 25 с.
2. Антоненко, В. И. К вопросу о синхронных механизмах мобильных машин / В. И. Антоненко, В. С. Сидоренко // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2009. — Спец. вып. Технические науки. — Ч. 1, т. 9. — С. 45–51.
3. Антоненко, В. И. Непрямое дроссельное регулирование в многодвигательных гидромеханических системах / В. И. Антоненко, В. С. Сидоренко // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2010. — Т. 10, № 1 (44). — С. 70–75.
4. Антоненко, В. И. Синтез структуры и разработка математической модели автоматизированных многодвигательных гидравлических систем / В. И. Антоненко, В. С. Сидоренко // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2010. — Т. 10, № 4 (47). — С. 560–568.
5. Гурский, Д. А. Вычисления в *Mathcad 12* / Д. А. Гурский, Е. С. Турбина. — Санкт-Петербург : Питер, 2006. — 544 с.
6. Салман, М. И. Компьютерное исследование и расчет гидродинамических нагрузок на золотник [Электронный ресурс] / М. И. Салман, Д. Н. Попов // Наука и образование. — 2012. — № 10. — Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/491484.html> (дата обращения: 20.10.14).

7. Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д. Н. Попов. — Москва : Издательство МГТУ им Н. Э. Баумана, 2001. — 320 с.
8. Куропаткин, П. В. Теория автоматического управления / П. В. Куропаткин. — Москва : Высшая школа, 1973. — 528 с.
9. Наземцев, А. С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. В 2 ч. Ч. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. — Москва : Форум, 2007. — 304 с.
10. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. — 5-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 2008. — 640 с.

Материал поступил в редакцию 15.10.2014.

References

1. Antonenko, V. I. Razrabotka konstruksiy i optimizatsiya protsessov v gidroprivodakh sinkhronnykh mekhanizmov selskokhozyaystvennykh mashin. [Development of structures and optimization of processes in hydraulic drives of agricultural machinery synchronous mechanisms: Cand.tech.sci.diss., author's abstract.] Rostov-on-Don, 1985, 25 p. (in Russian).
2. Antonenko, V. I., Sidorenko, V. S. K voprosu o sinkhronnykh mekhanizмах mobilnykh mashin. [On synchronous mechanisms of mobile machines.] Vestnik of DSTU, 2009, Special iss. Technical Sciences, part 1, vol. 9, pp. 45-51 (in Russian).
3. Antonenko, V. I., Sidorenko, V. S. Nepryamoe drosselnoe regulirovanie v mnogodvigatelnykh gidromekhanicheskikh sistemakh. [Indirect valve regulation in multichamber hydromechanical systems.] Vestnik of DSTU, 2010, vol. 10, no. 1(44), pp.70-75 (in Russian).
4. Antonenko, V. I., Sidorenko, V. S. Sintez struktury i razrabotka matematicheskoy modeli avtomatizirovannykh mnogodvigatelnykh gidravlicheskikh sistem. [Structure synthesis and mathematical modeling of automatic multiengined hydromechanical systems.] Vestnik of DSTU, 2010, vol. 10, no. 4(47), pp. 560-568 (in Russian).
5. Gurskiy, D. A., Turbina, E. S. Vychisleniya v Mathcad 12. [Calculating in Mathcad 12.] SPb, Piter, 2006, 544 p. (in Russian).
6. Salman, M. I., Popov, D. N. Kompyuternoe issledovanie i raschet gidrodinamicheskikh nagruzok na zolotnik. [Computer research and calculation of hydrodynamic loads on the valve.] Nauka i obrazovanie. [Science and Education.] Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/491484.html> (accessed: 20.10.14) (in Russian).
7. Popov, D. N. Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov. [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives.] Moscow : Izd-vo MGTU im N. E. Bauman, 2001, 320 p. (in Russian).
8. Kuropatkin, P. V. Teoriya avtomaticheskogo upravleniya. [Automatic Control Theory.] Moscow : Vysshaya shkola, 1973, 528 p. (in Russian).
9. Nazemtsev, A. S., Rybalchenko, D. E. Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy. V 2 ch. Chast 2. Gidravlicheskie privody i sistemy. Osnovy. [Pneumatic and hydraulic actuators and systems. In 2 parts. Part 2. Hydraulic actuators and systems. Basics.] Moscow : Forum, 2007, 304 p. (in Russian).
10. Sveshnikov, V. K. Stanochnye gidroprivody spravochnik, 5-e izdanie, pererab. i dop. [Machine drives: reference book. 5th rev. and enl. ed.] Moscow, Mashinostroenie, 2008, 640 p. (in Russian).

STATIC CHARACTERISTICS ANALYSIS OF INDIRECT CONTROL FLOW VALVE*

V. I. Antonenko

A model of the indirect control flow divider for the steady state operation which maintains a twin-engined hydromechanical system in the synchronous common mode is considered. The divider is presented as an astatic regulator consisting of the sensor, amplifier, and regulating elements. However, its main static characteristics are the dependences of the timing failure on the regulating element spool speed, and those of the regulating element spool speed on the input control. The investigation of the static characteristics conducted according to a special program developed in the Mathcad package allows determining the presence of the hysteresis nonlinearity. The presence of the ambiguity zone is a troublesome factor indicating the self-oscillations onset probability in the closed loop system having a controller with such a property. In this case, the system would require the design constraints to ensure the characteristic of proportionality with saturation. Various design and operating parameters for the flow divider of the indirect control and the hydromechanical system are analyzed. This allows evaluating its effect, range of variation, and obtaining the basic approaches to designing synchronous in-phase systems. Two astatic regulator models with and without leakage at the amplifier element, as well as various types of the amplifier orifice overlapping are considered. This analysis has demonstrated the sufficient accuracy of the models, and the agreement of the results under the boundary conditions.

Keywords: flow valve, static characteristics, differential gap, constructional and performance parameters, analytical methods.

* The research is done within the frame of the independent R&D.