

УДК 621.226-543.2

**В.И. АНТОНЕНКО, В.С. СИДОРЕНКО**

## **НЕПРЯМОЕ ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ В МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ**

*Рассмотрены результаты теоретических и экспериментальных исследований оригинальной синхронной двухдвигательной гидромеханической системы с дроссельными делителями потока непрямого регулирования.*

**Ключевые слова:** гидросистема, синхронизация, конструкция.

**Введение.** Характерной особенностью многодвигательных гидромеханических систем современных стационарных и мобильных технологических машин является их ограниченная мощность и наличие большого числа контуров, которые при питании от насоса постоянной производительности работают параллельно, последовательно или в смешанном режиме. При параллельной работе контуров гидросистемы одной из распространенных структур является структура с двумя синхронно или синфазно функционирующими гидродвигателями. Синхронность работы гидродвигателей в подобных схемах, при условии повторно-кратковременного режима функционирования или при длительном режиме, но с системой стабилизации температуры рабочей жидкости, целесообразно обеспечивать посредством дроссельных делителей потока [1], так как они получили широкое распространение в отечественном машиностроении, а также в гидроприводах зарубежных мобильных машин, например, в гидросистеме комбайнов Hvdromat, Nivener (ФРГ); Allis Chalmers, Dgone Deere (США), в гидросистеме широкозахватных бесцепочных культиваторов серии NZ фирмы Vaderstad Швеция) и т.д. Дроссельные делители потока нашли применение также в гидромеханических системах отечественных стационарных технологических машин.

**Постановка задачи.** Известные конструкции двухдвигательных гидромеханических систем с делителями потока обеспечивают синхронность работы гидродвигателей с ошибкой синхронизации (рассогласование по скорости движения исполнительных гидродвигателей) в пределах 6% в установившемся режиме [2]. Такая точность синхронных гидросистем с дроссельным делителем потока является вполне приемлемой для ряда механизмов действующих мобильных и стационарных технологических машин. Однако в «перспективной» технике появляются механизмы, требующие повышенной точности синхронных движений в установившемся режиме, и более того, не допускающие наличия и накопления в процессе работы ошибки синхронизации. К таким системам следует отнести системы с высокооборотными гидродвигателями вращательного движения, следящие системы гидропривода с двигателями возвратно-поступательного движения (механизмы встряхивания и очистки виноградоуборочного комбайна «Дон-1МВ», следящая система управления культиватора КСМ-5 и гидромеханическая система поворота секций на 180° и 90° кольчатозубчатого катка КЗК-10).

Снижение ошибки синхронизации возможно компенсацией действия осевой составляющей гидродинамических сил, от потока рабочей жидкости, действующей на подвижное звено регулирующего элемента делителя потока. Обеспечение требуемых параметров в системе синхронизации возможно, если конструкция делителя потока позволяет уменьшить осевую составляющую от гидродинамических сил или ее компенсировать.

Целью настоящего исследования является повышение точности синхронных движений двухдвигательной гидромеханической системы с дроссельным делителем потока путем непрямого управления дроссельным делителем потока, определения его рациональных параметров математическим моделированием процесса синхронизации.

Поставленная задача решается схмотехническим поиском конструктивной схемы принципиально нового делителя потока непрямого регулирования [1]. Предлагаемая конструктивная схема состоит из трех блоков: чувствительного элемента I, усилительного элемента II, регулирующего элемента III (рис.1).

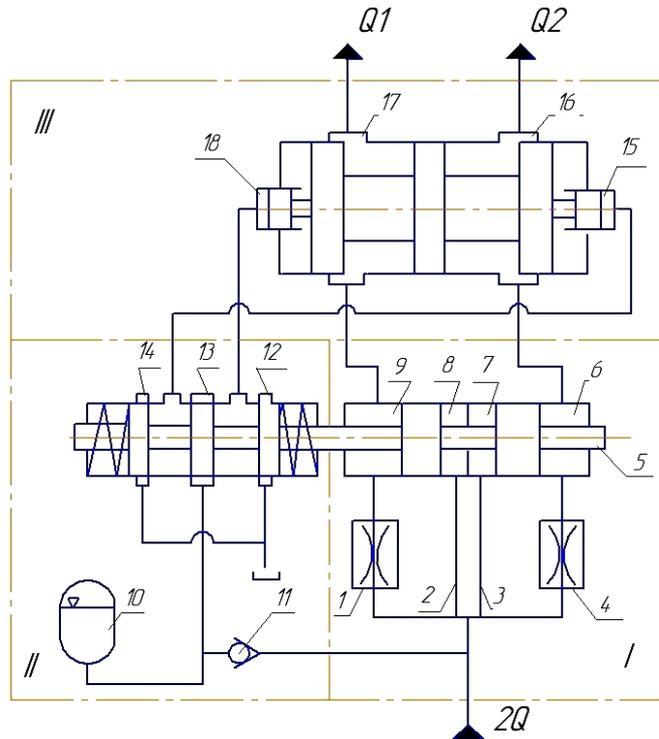


Рис.1. Схема дроссельного делителя потока непрямого регулирования

Чувствительный элемент I состоит из входных сопротивлений 1 и 4, заблокированного датчика 5, имеющего две пары рабочих камер 6, 7, 8, 9, соединенных между собой обводными каналами 2, 3.

Усилительный элемент II в виде четырехлинейного дросселирующего золотника имеет три рабочих окна 12, 13, 14. Кроме того, усилительный элемент имеет систему питания от основного источника, включающую в себя аккумулятор 10 и обратный клапан 11, и дренажные каналы (на схеме не показаны).

Регулирующий элемент III в виде четырехходового следящего золотника имеет два рабочих окна 16, 17 и управляется от усилительного элемента II через плунжеры 15, 18.

Особенностью функционирования предлагаемой конструкции делителя является то, что в процессе автоматического управления усиленный сигнал рассогласования от чувствительного элемента I воздействует на регулирующий элемент III до тех пор, пока не будет устранена ошибка синхронизации и при этом закроются рабочие окна 12, 13, 14 усилительного элемента II, а в каналах управления образуются замкнутые объемы жидкости, позволяющие практически полностью компенсировать действие осевой составляющей гидродинамических сил, что и дает в итоге нулевую ошибку синхронизации в установившемся режиме. Другими словами, статическая ошибка делителя потока непрямого регулирования в установившемся режиме, обусловленная отклонением подвижного звена регулирующего элемента от необходимого положения, будет равна нулю, что свидетельствует об астатизме регулятора [4,5]. Поведение такого регулятора в установившемся режиме можно охарактеризовать, подав на вход постоянный сигнал и получив на выходе непрерывное изменение выходной величины с постоянной скоростью [4,5]. Итоговый результат

функционирования астатического регулятора в установившемся режиме не зависит от параметров гидромеханической системы.

Математическая модель делителя потока непрямого регулирования в установившемся режиме, на основании которой проводится анализ эксплуатационных и конструктивных параметров делителя и его статических характеристик, представлена системой уравнений, приведенной ниже. В системе описывается равновесие подвижного звена усилительного элемента, когда рабочие окна открыты на величину  $x = \text{const}$ , а равновесие подвижного звена регулирующего элемента, когда оно движется равномерно,  $y' = \text{const}$ :

$$\begin{aligned} F_p - F_{дy} - F_{пр} &= 0, \\ F_y \pm F_{др} - F_{тр} &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь  $F_p$  – сила давления на подвижном звене усилительного элемента;  $F_{дy}$ ;  $F_{лр}$  – осевая составляющая гидродинамических сил, действующих на подвижное звено соответственно усилительного и регулирующего элементов;  $F_{пр}$  – сила противодействия пружины;  $F_y$  – управляющее воздействие на регулирующем элементе;  $F_{тр}$  – сила вязкостного трения в золотниковой паре регулирующего элемента.

Уравнения потоков в ветвях при отсутствии утечек описаны следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q + \Delta Q, \\ Q_2 &= Q - \Delta Q, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $Q_1$ ,  $Q_2$  – мгновенные расходы в ветвях делителя потока;  $Q$  – расход при синхронной работе гидродвигателей.

Уравнение, полученное из систем уравнений (1), (2) и математического представления ошибки синхронизации, является упрощенным уравнением, характеризующим установившийся режим работы делителя потока со следующими допущениями: жидкость не сжимаема; отсутствуют утечки; усилительный элемент работает в зоне открытых щелей при  $x = h > 0,15$  мм.

Сжимаемостью жидкости можно пренебречь для рассматриваемого равновесия, так как максимально возможное смещение подвижного звена регулирующего элемента, обусловленное сжимаемостью жидкости, не превышает 0,05 мкм [3]:

$$\varphi = \frac{K_{дy} \cdot y' (F_{ак} - v \cdot y' - K_k \cdot y'^2) \cdot c \cdot K_y \cdot y'}{4 \cdot K_p \cdot Q^2 \cdot \sqrt{K_y} \cdot \sqrt{F_{ак} - v \cdot y' - K_k \cdot y'^2}}, \quad (3)$$

где  $K_{дy}$  – коэффициент динамической силы;  $K_{дy} = 2 \cdot \frac{\gamma^* \omega_p^* \cos \theta}{b_y^* g^* \mu_y}$ ;  $b_y$  – периметр окна усили-

тельного элемента;  $\mu_y$  – коэффициент расхода щели усилительного элемента;  $\theta$  – угол открытия щели;  $F_{ак}$  – сила давления аккумулятора;  $v$  – коэффициент трения в золотниковой паре;  $\omega_p$  – площадь плунжера регулирующего элемента;  $K_k$  – коэффициент потерь в каналах управления [3];  $c$  – жесткость пружины;  $K_y$  – коэффициент потерь на усилительном элементе;

те;  $K_y = \frac{\gamma^* \omega_p^2}{b_y^* g^* \mu_y^2}$ ;  $K_p$  – характеристика чувствительного элемента;

$K_p = \frac{\gamma^* \omega_ч}{2^* g^* \mu_ч^2 * \omega}$ ;  $\omega_ч$  – площадь задающего устройства чувствительного элемента;

$\omega$  – площадь живого сечения входного дросселя;  $Q$  – расход в системе;  $\varphi$  – ошибка синхронизации;  $y'$  – скорость движения подвижного звена регулирующего элемента;  $x$  – перемещение подвижного звена усилительного элемента.

В результате проведенных исследований установлено влияние отдельных факторов на статическую характеристику делителя потока, представляющую собой зависимость скорости движения регулирующего элемента от ошибки синхронизации  $y' = f(\varphi)$  (рис.2). При этом выяснилось,

что из-за существенного влияния изменения гидродинамической силы в зоне малой величины открытия рабочих окон  $x = h = 0,3\text{мм}$  характеристика системы имеет зону неоднозначной зависимости [3].

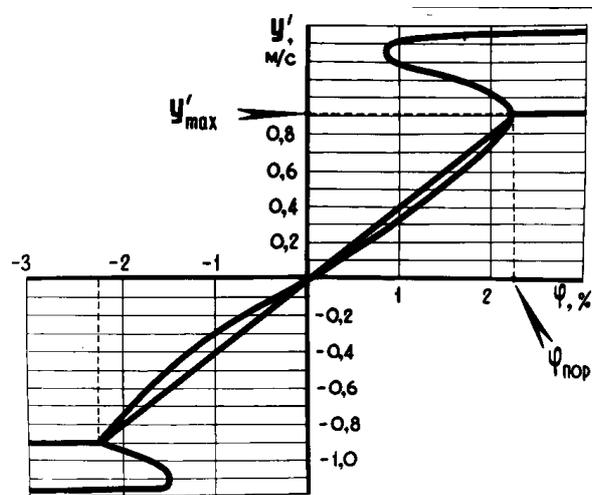


Рис.2 Статическая характеристика делителя потока непрямого регулирования

Это обстоятельство свидетельствует о возможных автоколебаниях в системе [4]. Такие колебания в системе синхронизации с дроссельным делителем потока могут быть устранены за счет увеличения жесткости центрирующей пружины или ограничения хода плунжера усилительного элемента в точке, соответствующей максимальной величине осевой составляющей гидродинамических сил.

При проектировании и расчете системы синхронизации с делителем потока с жесткой центрирующей пружиной величину жесткости пружины целесообразно определять, используя уравнение (3). Минимальное искомое значение варьируемого параметра жесткости центрирующей пружины будет удовлетворительным для конкретной системы синхронизации при условии, что корни уравнения, полученного из уравнения (3) дифференцированием  $\phi$  по  $y'$ , будут комплексными:

$$4K_{\text{дв}} \cdot K_{\text{к}}^2 \cdot (y')^4 + 7K_{\text{дв}} \cdot K_{\text{к}} \cdot v \cdot (y')^3 + (3K_{\text{дв}} \cdot v^2 - 6 \cdot K_{\text{дв}} \cdot K_{\text{к}} \cdot F_{\text{ак}}) \cdot (y')^2 - 5(F_{\text{ак}} \cdot K_{\text{дв}} \cdot v + c \cdot K_{\text{к}} \cdot v) \cdot y' + 2(K_{\text{дв}} \cdot F_{\text{ак}}^2 - c \cdot K_{\text{к}} \cdot F_{\text{ак}}) = 0. \quad (4)$$

Недостатками данного варианта конструкции является значительное уменьшение коэффициента усиления системы и возникновений конструктивных сложностей при подборе и установке центрирующих пружин. При проектировании и расчете системы синхронизации с делителем потока, имеющим усилительный элемент с ограниченным ходом плунжера, целесообразно строить характеристику регулирующего элемента  $y'=f(x)$  для зоны открытой щели по уравнению равновесия регулирующего элемента:

$$F_{\text{ак}} - \omega_p \cdot [(60 \cdot \omega_p \cdot \rho \cdot g \cdot y') / (0,87 \cdot b \cdot (h^2 + \delta^2))]^{[(2+2 \cdot a \cdot h^2) / (2+a \cdot h^2)]} - K_{\text{к}} \cdot (y')^\beta - v \cdot y' = 0, \quad (5)$$

где  $F_{\text{ак}} = p_{\text{ак}} \cdot \omega_p$ ;  $p_{\text{ак}}$  – давление аккумулятора;  $\omega_p$  – площадь плунжера регулирующего элемента;  $\omega$  – плотность жидкости;  $b$  – периметр окна усилительного элемента;  $\delta$  – радиальный зазор в золотниковой паре;  $a$  – системный коэффициент;  $h$  – величина открытия щели, при условии, что величина открытия щели  $x = h < 0,15\text{ мм}$ ;  $1 \leq \beta \leq 2$ .

На основании полученной характеристики  $y' = f(x)$  можно определить точку максимального значения осевой составляющей динамической силы, действующей на плунжер усилительного

элемента, и соответствующие ей значения открытия рабочей щели  $h_0$  и скорости движения подвижного звена регулирующего элемента  $y'_{\max}$ :

$$F_{ay} = K_{ay} \cdot (y')^2 \sqrt{(x^2 + \delta^2)}. \quad (6)$$

Величина положительного перекрытия рабочих окон  $I_0$  усилительного элемента с ограниченным ходом плунжера при работе в установившемся режиме может быть выбрана произвольно в пределах от 0 до 1,5 мм [5]. Необходимость положительного перекрытия рабочих окон обусловлена тем, что, варьируя ее величиной, можно изменить коэффициент усиления системы и снизить влияние неточностей изготовления золотниковой пары на точность работы системы.

Для упрощения расчетов систем синхронизации с делителем потока, имеющим усилительный элемент с ограниченным ходом плунжера, целесообразно считать характеристику усилительного элемента линейной, введя понятие коэффициента усиления золотника,

$$K_z = \frac{y'_{\max}}{(I_0 + h_0)}, \quad (7)$$

величина которого для данной конструкции делителя будет постоянной.

**Заключение.** Экспериментальные исследования функционирования макетного образца делителя потока непрямого регулирования подтвердили правомочность теоретической модели и сделанных допущений [1] и позволили сделать следующие выводы:

- при отсутствии жесткой центрирующей пружины ( $c < 10^5$  Н/м) в усилительном элементе делителя потока непрямого регулирования в системе возникают автоколебания;
- система работает устойчиво при введении в усилительный элемент расчетной пружинной жесткости ( $c > 1,1 \cdot 10^5$  Н/м);
- система работает устойчиво без центрирующих пружин при ограничении хода плунжера усилительного элемента на уровне, соответствующем максимальной величине осевой составляющей гидродинамических сил, и наличии в нейтральном положении положительного перекрытия рабочих окон.

По результатам исследований на базе делителя потока непрямого регулирования, работающего в генераторном колебательном режиме, был разработан гидравлический дискретный привод многодвигательной гидромеханической системы [6].

### 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 н/Д, 1985. – 25 с.
2. Сахно Ю.А. Гидравлические делители и сумматоры потоков / Ю.А. Сахно, М.Б. Таугер. – М., 1972. – 103 с.
3. Антоненко В.И. Теоретические исследования статических характеристик синхронных гидросистем привода рабочих органов сельхозмашин с делителем потока непрямого регулирования / В.И. Антоненко, Ю.А. Яцухин. – Ростов н/Д, 1982. – 16 с. Деп. в ЦМИИТЭИ тракторосельхоз. 10. 10.83, № 267.
4. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов / Д.Н. Попов. – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2001. – 320 с.
5. Куропаткин П.В. Теория автоматического управления / П.В. Куропаткин. – М.: Высшая школа, 1973. – 528 с.
6. А.с. 1229460 СССР. МКИ<sup>4</sup> F15 B11/12-N3638970/25-06. Гидравлический дискретный привод / В.И. Антоненко и др.; заяв. 14.02.85; опублик. в Б.И. – 1986. – № 38.

Материал поступил в редакцию 18.05.09.

**V.I. ANTONENKO, V.S. SIDORENKO**

**INDIRECT VALVE REGULATION IN MULTICHAMBER HYDROMECHANICAL SYSTEMS**

The results of the theoretical and experimental research of the original synchronized dualchambered hydromechanical system with indirect regulated valve systems of different structural configuration are shown.

**АНТОНЕНКО В.И.** (р. 1950), доцент кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы» (1986), кандидат технических наук (1985). Окончил РИСХМ (1978).

Область научных интересов: гидропривод и гидроаппараты мобильных и стационарных технологических машин.

Автор 78 научных публикаций.

antonenkovi@pochta.ru

**СИДОРЕНКО В.С.** (р. 1942), заведующий кафедрой «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы», доктор технических наук (2002), профессор (2003). Окончил РИСХМ (1964).

Область научных интересов: управление движением технических объектов, гидропневмомеханическими системами повышенного быстродействия и точности.

Автор 138 научных публикаций.