УДК 62-523.3: 681.527.3

ВЫБОР СТРУКТУРЫ ПОЗИЦИОННОГО РЕГУЛЯТОРА ПРИ АКТИВНОЙ КОМПЕНСАЦИИ УТЕЧЕК ИЗ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ГИДРОПРИВОДА НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА

канд. техн. наук Е.Я. СТРОК, Л.Д. БЕЛЬЧИК
***(Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск)*;**
С.Л. ГОРАВСКИЙ
(Минский электротехнический завод им. В.И. Козлова)

Рассматриваются вопросы активной компенсации утечек из исполнительного механизма гидропривода навесного устройства. Разработана принципиальная схема делителя потока, конструкционная и расчетная схемы регулятора. Составлено математическое описание процесса функционирования регулятора в составе гидропривода. С использованием разработанной математической модели проведен выбор структуры позиционного регулятора. Выполнена идентификация процесса функционирования регулятора в позиционном режиме, показавшая близость экспериментальных кривых и графических результатов теоретических вычислительных реализаций на математической модели как по количественным, так и по качественным признакам. Определено влияние клапана форсировки на частоту подключения насоса при коррекциях положения навесного устройства при наличии утечки из полости гидроцилиндра. Установлено, что энергоэффективность функционирования гидропривода при выбранной структуре регулятора повышается в 4,2 раза.

На рынке мобильных машин и технологического оборудования существует потребность в высокоэффективных компонентах систем управления гидрофицированными рабочими органами. Поэтому актуальными являются вопросы разработки позиционного регулятора с применением современной технологии проектирования, основанной на использовании методов математического моделирования и вычислительной техники.

Исследованиями в области компонентов гидропривода в разное время занимались В.К. Соковиков, П.И. Дривень, И.Н. Усс, И.П. Ксеневич, М.И. Жилевич, В.С. Шевченко. Однако в этих работах недостаточно внимания уделено использованию математического моделирования при выборе структуры компонентов гидропривода. Одним из компонентов гидропривода является электрогидравлический регулятор (ЭГР).

Основная часть. Электрогидравлический регулятор предназначен для коррекции положения навесного устройства трактора путем впуска или выпуска рабочей жидкости из однополостных силовых гидроцилиндров. Конструкционными особенностями разработанного регулятора являются: разгрузка насоса в режимах холостого хода, независимость скорости исполнительного движения от нагрузки потребителя, клапанное исполнение запорных элементов для впуска и выпуска рабочей жидкости, что позволяет повысить герметичность гидросистемы; деление потоков рабочей жидкости при подъеме и опускании навесного устройства, что повышает плавность работы распределителя и уменьшает динамические воздействия на трактор от инерционных нагрузок. Известно, что использование обратных клапанов в конструкции регуляторасокращает утечки рабочей жидкости не менее чем в 4 раза по сравнению с конструкциями, где герметичность рабочей гидролинии в нейтральной позиции обеспечивается только за счет щелевых уплотнений плунжерных пар [1]. Делитель потока входит в состав регулятора и предназначен для деления потока рабочей жидкости при выполнении гидроприводом различных технологический операций. На рисунке 1 приведена принципиальная схема делителя потока электрогидравлического регулятора. Делитель потока включает подпружиненный перепускной клапан *1* с жиклером *2*, впускной золотник *3*, кинематически связанный с электромагнитом, а также клапаны плавности *4* и форсировки *5*. Перепускной клапан представляет собой подпружиненный однокромочный плунжер конической формы, образующий на своей кромке управляемый дроссель между насосом и баком гидросистемы. Клапан форсировки в условиях медленного подъема снижает частоту подключения насоса посредством перепускного клапана, уменьшая тем самым напряженность функционирования гидронавесной системы.

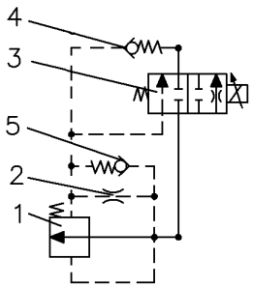


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема делителя потока

Электрогидравлический регулятор (рис. 2) позволяет реализовать такие функции управления, как «нейтраль», «медленный подъем», «быстрый подъем», «опускание» навесного устройства и содержит перепускной клапан *1*, впускной золотник *2*, кинематически связанный с толкателем электромагнита подъема *3*; обратный клапан *4*, выпускной клапан *5*, имеющий кинематическую связь с толкателем электромагнита опускания *6*, клапан ограничения расхода *7*, клапан форсировки *8* и клапан плавности *9*. При выполнении

функции управления «нейтраль» обмотка электромагнита *3* обесточена, и поток рабочей жидкости из напорной магистрали насоса Р через затвор перепускного клапана *1*, отжатого под действием перепада давлений на его дроссельном отверстии в сторону пружинной полости, поступает в сливную магистраль.

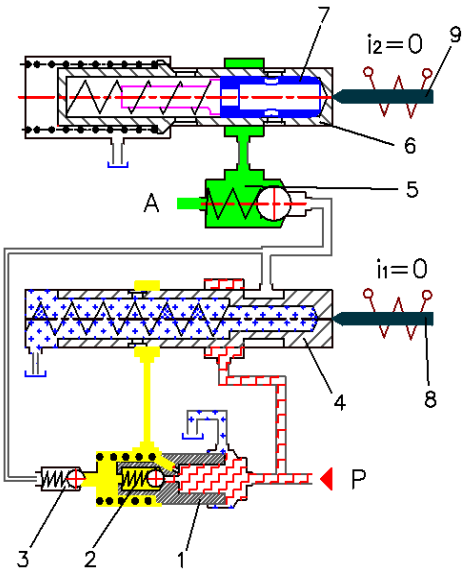


Рис. 2. Конструкционная схема электрогидравлического регулятора

Это происходит вследствие сообщения указанной полости со сливом через впускной золотник *2*, разобщающий также поток рабочей жидкости от насоса Р с потребителем А, давление которого закрывает обратный клапан *4*. В этом случае клапан форсировки *8* закрыт. При обесточенной обмотке электромагнита опускания *6* выпускной клапан *5* отсоединяет полость потребителя А от слива, поэтому клапан ограничения расхода *7* в условиях отсутствия потока рабочей жидкости на слив имеет максимальную гидравлическую проводимость. «Медленный подъем» осуществляется при подключении обмотки электромагнита подъема *3* и обесточенной обмотке электромагнита опускания *6*, что вызывает смещение впускного золотника *2* в пределах его хода пропорционально управляющему широтно-импульсно модулированному (ШИМ) сигналу. Пружинная полость перепускного клапана *1* при этом разобщается со сливом, а напорная магистраль насоса Р частично сообщается посредством дросселирующих пазов впускного золотника *2* через обратный клапан *4* с потребителем А. Излишек рабочей жидкости через приоткрытый затвор перепускного клапана *1* поступает на слив. Такое положение перепускного клапана *1* достигается открытием клапана плавности *9*, который соединяет при этом пружинную полость перепускного клапана *1* с задроссельной полостью впускного золотника *2*, что определяет постоянную разность давлений рабочей жидкости на входе и выходе дросселирующих пазов указанного золотника независимо от нагрузки потребителя А. Клапан форсировки *8* (благодаря открытию) в условиях медленного подъема (позиционное регулирование при малых величинах рассогласования) снижает частоту подключения насоса Р посредством перепускного клапана *1* при коррекциях, уменьшая напряженность работы гидросистемы.

В случае выполнения функции «быстрый подъем» максимальный управляющий ШИМ-сигнал обеспечивает предельное перемещение впускного золотника *2* от электромагнита подъема *3* при отсоединении пружинной полости перепускного клапана *1* от слива, который прижимается под действием пружины к седлу, определяя поступление полного потока рабочей жидкости от насоса Р к потребителю А. Клапаны плавности *9* и форсировки *8* закрыты под действием возвратных пружин. При обесточенной обмотке электромагнита опускания *6* положение выпускного клапана *5* и клапана ограничения расхода *7* полностью соответствуют функции управления «нейтраль».

При подключении обмотки электромагнита опускания *6* выпускной клапан *5* смещается пропорционально управляющему ШИМ-сигналу, обеспечивая сообщение потребителя А со сливом. Ограничение скорости опускания при различных нагрузках от потребителя А осуществляется при помощи клапана ограничения расхода *7*, обеспечивающего переменное проходное сечение между потребителем А и сливом за счет изменения перепада давления на его осевом дроссельном отверстии. Так осуществляется функция «опускание». При обесточенном электромагните подъема *3* положения впускного золотника *2*, перепускного клапана *1* и обратного клапана *4* соответствуют функции управления «нейтраль».

Для проведения структурного и параметрического синтеза регулятора разработана расчетная схема, представленная на рисунке 3, и составлено ее математическое описание.

Предварительная оценка потерь давления на участке между насосом и регулятором выполнена по формулам [2]:

$$\Delta p_l = 27{,}5 \cdot \frac{\rho \nu l}{f} \cdot \upsilon + 0{,}443 \cdot \frac{k_\varepsilon \rho l}{\sqrt{f}} \cdot \upsilon^2 ,$$

$$\Delta p_M = 0{,}5 \xi \rho \upsilon^2 ,$$

$$\Delta p_J = \rho l \cdot \frac{d\upsilon}{dt} ,$$

где Δp_l, Δp_M, Δp_J – значение потерь давления соответственно по длине магистрали, на местные сопротивления, инерционные, Па; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3; ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости, м^2/с; l – длина трубопровода, м; f – площадь проходного сечения трубопровода, м^2; υ – средняя

скорость по проходному сечению трубопровода потока рабочей жидкости, м/с; k_ε – эквивалентная шероховатость (k_ε = 0,025…0,030) [3]; ξ – коэффициент местного сопротивления.

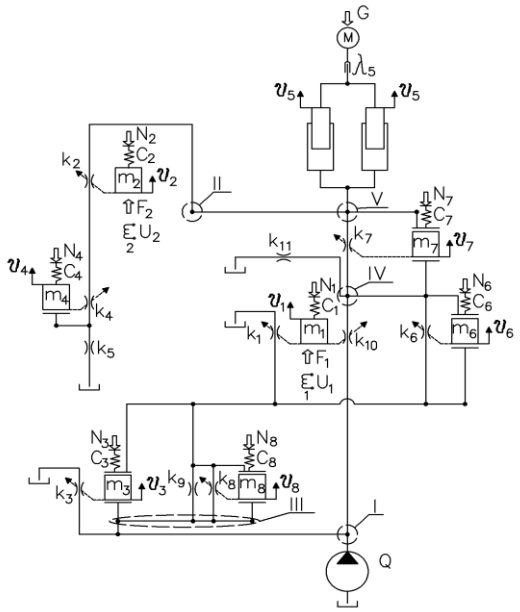


Рис. 3. Расчетная схема электрогидравлического регулятора

Выполненные расчеты показали, что суммарные потери давления составляют менее 1 % от рабочих давлений регулятора. Поэтому в дальнейших расчетах пренебрежем ими. При составлении математического описания динамической системы приняты следующие допущения: пренебрежение величиной сухого трения в силовом гидроцилиндре ввиду ее незначительности; отсутствие влияния на динамику работы регулятора волновых процессов в гидравлических магистралях из-за их малой длины; постоянная, независящая от давления и температуры, величина модуля упругости рабочей жидкости; отсутствие в жидкости нерастворенного воздуха; коэффициенты расхода управляемых дросселей регулятора являются постоянными величинами; гидравлические потери в трубопроводах между регулятором, силовым гидроцилиндром и насосом малы и ими можно пренебречь.

С учетом принятых допущений работу электрогидравлического регулятора (подъем навесного устройства) можно описать системой дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающих движение сосредоточенных масс и течение рабочей жидкости в элементах гидропривода, причем движения поступательно перемещающихся тел записываются как уравнения равновесия для силы инерции, активных сил и реакций связи.

$$\left.\begin{aligned}
&Q - k_1\sqrt{p_1} - k_2\sqrt{p_1 - p_4} - k_3\sqrt{p_1 - p_3} - k_4\sqrt{p_1 - p_3} - \frac{V_{T1}}{E}\frac{dp_1}{dt} = 0;\\
&k_3\sqrt{p_1 - p_3} - k_4\sqrt{p_1 - p_3} - k_9\sqrt{p_3 - p_4} - k_{19}\sqrt{p_3} - \frac{V_{T1}}{E}\frac{dp_3}{dt} = 0;\\
&k_2\sqrt{p_1 - p_4} + k_9\sqrt{p_3 - p_4} - k_{ut}\sqrt{p_4} - k_{11}\sqrt{p_4 - p_5} - \frac{V_{T2}}{E}\frac{dp_4}{dt} = 0;\\
&k_{11}\sqrt{p_4 - p_5} - 2\omega_8\frac{dx_5}{dt} - 2\frac{V_{T3}}{2E}\frac{dp_5}{dt} = 0;\\
&Mi^2\frac{d^2x_5}{dt^2} = 2\omega_8\delta p_5 - \lambda_5\frac{dx_5}{dt};\\
&T_{Э1}\frac{di_1}{dt} + i_1 = \frac{U_{upr1}}{R};\\
&m_1\frac{d^2x_1}{dt^2} = F_{Э1} - \lambda_1\frac{dx_i}{dt} - c_1x_1 - N_1;\\
&m_3\frac{d^2x_3}{dt^2} = \omega_1\delta p_1 + (\omega_1' - \omega_1)\frac{\delta p_1}{2} - \omega_1'\delta p_3 - \beta_1\frac{dx_3}{dt} - \beta_2\frac{dx_3}{dt}\left|\frac{dx_3}{dt}\right| - c_3(x_3 - x_{3s});\\
&m_6\frac{d^2x_6}{dt^2} = \omega_6(p_3 - p_4) - \lambda_6\frac{dx_6}{dt} - c_6x_6 - N_6;\\
&m_7\frac{d^2x_7}{dt^2} = \omega_7(p_4 - p_5) - \lambda_7\frac{dx_7}{dt} - c_7x_7 - N_7;\\
&m_8\frac{d^2x_8}{dt^2} = \omega_8(p_1 - p_3) - \lambda_8\frac{dx_8}{dt} - c_8x_8 - N_8,
\end{aligned}\right\}$$

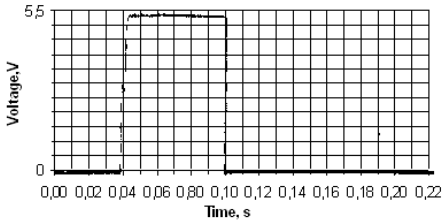
где Q – подача насоса, м^3/с; k_1, k_2, k_3, k_4, k_9, k_{11}, k_{19} и k_{ut} – проводимости канала управления и дросселирующих пазов впускного золотника, перепускного клапана, клапана форсировки, клапана плавности, обратного клапана, дросселирующих пазов канала управления, канала искусственно созданной утечки соответственно, м^4/с·Н$^{1/2}$; V_{T1}, V_{T2} и V_{T3} – объемы напорного трубопровода насоса, подводящих магистралей и полости гидроцилиндра, м^3; p_1, p_3, p_4 и p_5 – давления рабочей жидкости в напорном трубопроводе насоса, в пружинной полости перепускного клапана, перед обратным клапаном и в полости гидроцилин-

дра, МПа; E – модуль объемной упругости рабочей жидкости, Па; M – масса нагрузки, приведенная к поршню гидроцилиндра, кг; i – коэффициент передачи механизма навески; $T_{э1}$ – постоянная времени изменения тока, с; U_{upr1} – управляющее напряжение на обмотке электромагнита, В; R – сопротивление обмотки, Ом; i_1 – ток в обмотке электромагнита подъема, А; m_1, m_3, m_6, m_7 и m_8 – соответственно массы впускного золотника, перепускного клапана, обратного клапана, клапанов плавности и форсировки, кг; $F_{э1}$ – усилие, развиваемое электромагнитом, Н; ω_1, ω'_1, ω_6, ω_7 и ω_8 – площадь сечения перепускного клапана со стороны подвода рабочей жидкости и плунжерной части, площади седел обратного клапана, клапанов плавности и форсировки, м^2; β_1 и β_2 – приведенные коэффициенты сопротивлений демпферного канала перепускного клапана, кг/с и кг/м соответственно; λ_1, λ_5, λ_7 и λ_8 – коэффициенты вязкого трения для соответствующих элементов, Н·с/м; x_1, x_3, x_6, x_7 и x_8 – перемещения соответствующих элементов, м; c_1, c_3, c_6, c_7 и c_8 – жесткости возвратных пружин соответствующих распределительных элементов, Н/м; N_1, N_3, N_6, N_7 и N_8 – усилия предварительного поджатия возвратных пружин соответствующих распределительных элементов, Н.

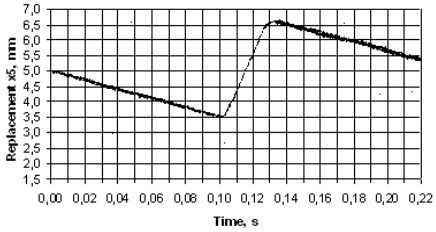
Таким образом, составлено математическое описание процесса функционирования регулятора при наличии в гидросистеме допустимой утечки из исполнительного механизма. Необходимо идентифицировать этот процесс процессу функционирования регулятора по экспериментальным осциллограммам, полученным при стендовых испытаниях образца-аналога регулятора.

Идентификацией процесса называется получение или уточнение по экспериментальным данным математической модели этого процесса, выраженного посредством того или иного математического аппарата. В случае одинаковой структуры двух моделей эффективность идентификации при численных экспериментах может быть проверена по степени близости этих моделей после завершения процедуры идентификации. При различной структуре указанных моделей эффективность идентификации может быть проверена косвенным путем – посредством сопоставления реакций моделей (после завершения процедуры идентификации) на те или иные воздействия [4].

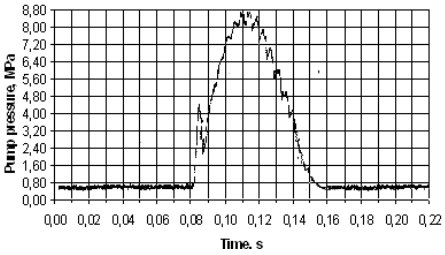
Идентификация процесса функционирования описанной структуры регулятора проведена путем уточнения коэффициентов вязкого трения в дифференциальных уравнениях математического описания при сравнении экспериментальных характеристик и реализаций, полученных на компьютере, для выбранного входного воздействия в виде релейного закона. Согласно осциллограммам, полученным в результате испытаний образца (рис. 4), времена запаздывания по перемещению навесного орудия и изменению давления насоса составляют соответственно 0,103 и 0,082 с, а для компьютерной реализации – 0,102 и 0,089 с (рис. 5). Таким образом, сравнительный анализ экспериментальных данных и данных, полученных в результате вычислительного эксперимента, показывает, что абсолютная разница пиковых и начальных значений процессов рассмотренных величин не превышает 1…3 %, общий характер протекаемых процессов отличается на 1…2 %. Близость значений указанных времен, а также формы переходных характеристик и характера протекания процессов при релейном управляющем сигнале, позволяет сделать предположение об идентичности динамических свойств объекта испытаний и спроектированной модели регулятора с выбранной структурой.



а)



б)



в)

Рис. 4. Результаты осциллографирования рабочих процессов
при наличии в гидросистеме допустимой утечки из полости гидроцилиндра:
а – входное воздействие; б – перемещение исполнительного механизма; в – давление в напорной полости насоса

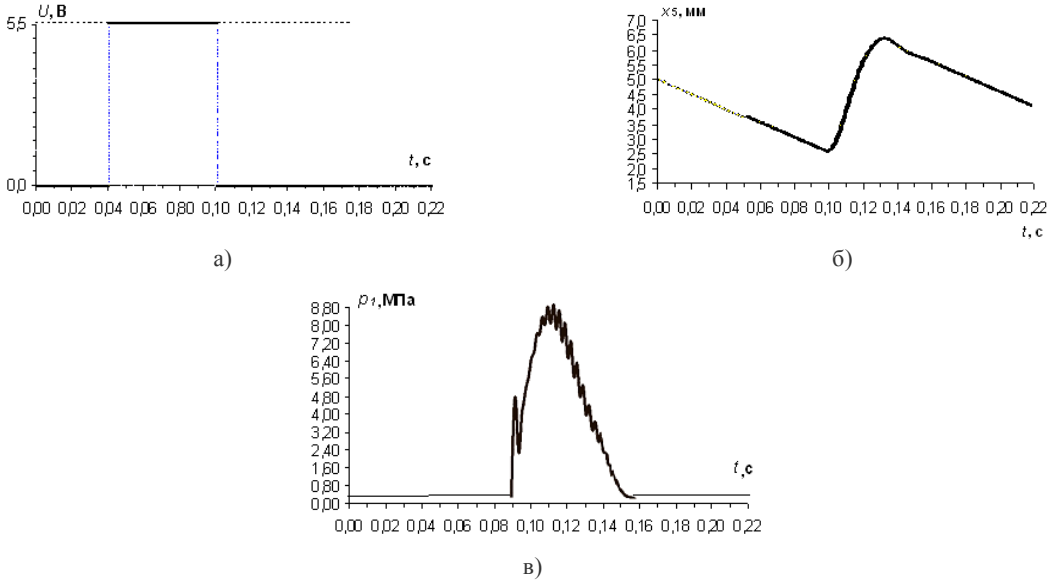


Рис. 5. Вычислительные реализации рабочих процессов
при наличии в гидросистеме допустимой утечки из полости гидроцилиндра:
а – входное воздействие; б – перемещение исполнительного механизма; в – давление в напорной полости насоса

С использованием математической модели изучено влияние структуры позиционного регулятора на напряженность работы гидропривода навесного устройства. Рисунок 6 иллюстрирует результаты вычислительного эксперимента по количественному определению энергоэффективности гидронавесной системы, содержащей клапан форсировки, и без него.

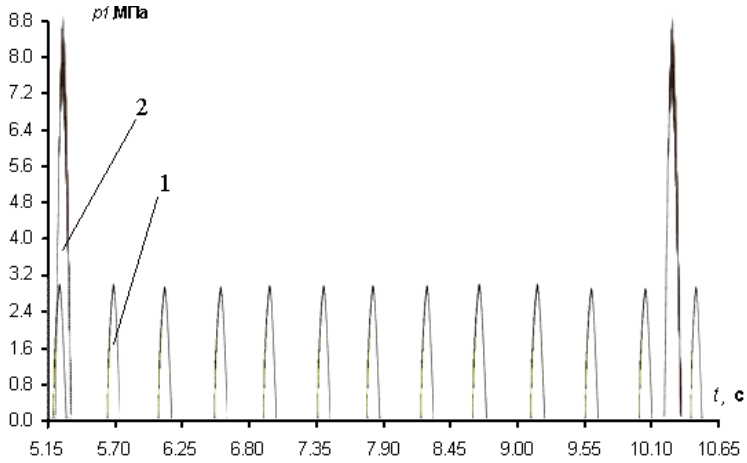


Рис. 6. Изменение давления в напорной магистрали насоса:
1 – регулятор без клапана форсировки; 2 – регулятор с клапаном форсировки

Из графиков (см. рис. 6) видно, что введение в структуру регулятора клапана форсировки снижает частоту подключений насоса при коррекциях и увеличивает амплитуду давления, что уменьшает непроизводительное дросселирование рабочей жидкости, вызывающее повышение энергозатрат на работу гидросистемы, которые можно оценить по формуле [5]

$$A = p_1 Q t ,$$

где t – время реализации процесса, с.

В результате исследований установлено, что энергозатраты на функционирование ЭГР с клапаном форсировки меньше в 4,2 раза.

Блок-схема позиционного регулятора с выбранной структурой, отражающая алгоритм его функционирования в составе гидропривода, приведена на рисунке 7.

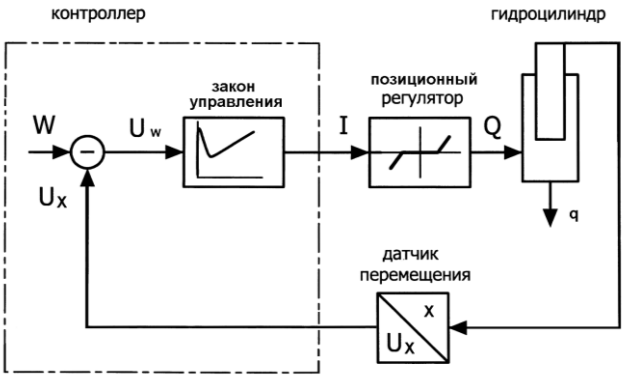


Рис. 7. Блок-схема позиционного регулятора

Заключение. В работе описана структура позиционного регулятора, обоснован ее выбор и разработана математическая модель процесса функционирования регулятора. В состав структуры входит клапан форсировки срабатывания перепускного клапана. Исследования этой структуры на математической модели показали, что она позволяет снизить частоту подключений насоса при подаче рабочей жидкости в напорную магистраль в позиционном режиме при активной компенсации утечек из исполнительного механизма гидропривода навесного устройства. При этом снижаются энергозатраты на функционирование гидропривода. Указанный подход к разработке опытных образцов компонентов электрогидравлической системы управления навесным устройством трактора позволяет на этапе абстрактного синтеза и экспериментальной доводки определять их структуру, что значительно сокращает сроки и стоимость создания образцов новой техники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Васильев, Л.В. Новые аспекты решения задач регулирования расхода в гидросистемах рабочего оборудования тракторов / Л.В. Васильев // Гидравлика и пневматика. – 2008. – № 3. – С. 7 – 13.
2. Метлюк, Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
3. Идельчик, И.В. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.В. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1977. – 572 с.
4. Справочник по теории автоматического управления / под ред. А.А. Красовского. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 712 с.
5. Зарубин, В.С. Математическое моделирование в технике / В.С. Зарубин. – М.: Изд-во МГТУ им. М.Э. Баумана, 2001. – 495 с.

Поступила 11.01.2010

CHOICE OF THE POSITION GOVERNOR'S STRUCTURE IN THE PRESENCE OF ACTIVE LEAK COMPENSATOR IN ACTUATING MECHANISM OF THE HYDRAULIC CIRCUIT HITCH

E. STROK, L. BELCHIK, S. HARAUSKI

There are described questions of active leak compensator in actuating mechanism of the hydraulic circuit hitch. Flow divider's circuit, constructional and analytical diagrams are developed. Mathematical formulation of the process of governor's functioning in hydraulic circuit is composed. There are made choice of position governor's structure with the help of developed mathematical model. Action of forcing valve on linking frequency of the hydraulic pump at hitch position corrections in the presence of the leak of hydraulic fluid from hydraulic actuator housing is determined. Identification of governor functioning process in point-to-point operation mode is fulfilled. It's shown an adjacency of experimental curves with graphic results of theoretical computational implementations made on mathematical model's base as quantitative so qualitative attributes. Assigned that power inputs efficiency of the hydraulic circuit functioning at chosen structure of the governor provides 4,2-times enhanced is.