

УДК 621.9.06-82

В.С. Сидоренко, д-р техн. наук,
М.С. Поleshкин,
Ле Чунг Квен

Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Россия

ПОЗИЦИОННЫЙ ГИДРОПРИВОД СИЛОВЫХ ПОДАЮЩИХ СТОЛОВ СТАНОЧНЫХ СИСТЕМ

Пропонується і досліджується позиційний гідропривод силових подач столів із змінною структурою. Наведено математичну модель приводу, обчислювальним експериментом отримані залежності впливу технологічних навантажень на процес позиціонування, за отриманими результатами дано рекомендації.

In this paper we propose and investigate the position hydraulic power feed tables with variable structure. A mathematical model of the drive, the computational experiments were obtained depending on the load impact technological process of positioning on the results obtained recommendations.

Введение

В условиях интенсификации технологических и рабочих процессов машин, одним из перспективных направлений повышения их эффективности является создание автоматизированных целевых механизмов (ЦМ), повышенного быстродействия и точности.

Наиболее ответственными среди них являются координатные и подающие столы, осуществляющие пространственную ориентацию инструмента или заготовки в рабочей зоне станочной системы. Первые – решают задачу позиционирования при отсутствии технологических нагрузок (установочные и координатные перемещения) достаточно обстоятельно исследованы [1]. Траектории движения силовых подающих механизмов, реализуемые под воздействием технологических нагрузок (составляющих сил резания), существенно изменяются в реальном времени и пространстве (в зависимости от вида и режимов обработки) [2].

В этих условиях процесс позиционирования, как правило, нестационарный, что вызывает дополнительные возмущения, влияющие на быстродействие и точность позиционных циклов.

Характерным обобщенным примером таких головок ЦМ являются подающие столы силовых агрегатных головок (АГ), среди которых наиболее востребованы головки сверлильной группы.

Здесь особенно актуальна обработка деталей глубоким и размерным сверлением высокоточными позиционными системами, осуществляющими перемещения инструмента или заготовки.

Обладая известными преимуществами, гидропривод успешно решает задачи позиционирования как координатных, так и подающих механизмов технологического оборудования, особенно эффективны они в автоматизированных агрегатных станочных системах [7].

Учитывая особенности автоматизированной обработки отверстий, траектории обобщенного рабочего цикла можно представить на рисунке 1.

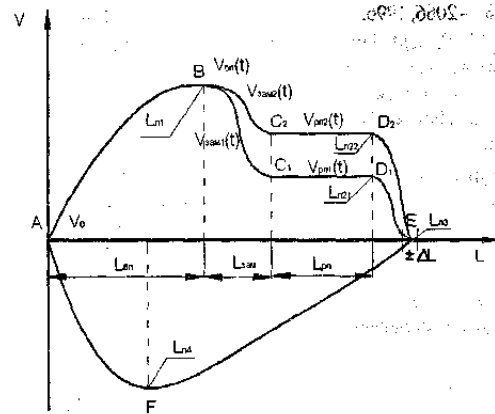


Рисунок 1 — Обобщенная траектория движения силового подающего стола АГ (для $V_{\text{пр1}}$ и $V_{\text{пр2}}$).

Рабочий цикл подающего координатного стола состоит из следующих элементов:

- т. А: исходное положение (стоп) с фиксацией выходного звена (АГ); $V_0=0$, $L_n=0$ — структура привода с перекрытым сливом;
- А-В: разгон АГ до скорости V_{max} , по траектории L_{m1} ;
- т. В: переключение управления UI на замедление движения;
- В-С: замедление движения АГ со скоростью быстрого подвода $V_{\text{пр1}}(t)$ до скорости рабочей подачи $V_{\text{пр2}}$;
- т. С: переключение управления UI на останов АГ;
- С-Д: движение рабочей подачи с $V_{\text{пр2}}$;
- т. Д: переключение управления U на замедление движения резанья;
- Д-Е: замедление движения АГ движение рабочей подачи — процесс резанья с $V_{\text{рез}}$; останов АГ в точке позиционирования (область "L");

- г. Е: переключение управления —U2 на реверсирование движения АГ;
- Е-Е: разгон АГ с $V_{BO1}(t)$;
- т. Е: переключение управления U2 на торможение АГ с $V_{BO2}(t)$;
- Е-А: возврат СГ в первоначальное положение.

Анализ силовых и кинематических параметров отдельных элементов рабочего цикла приводит к необходимости создания позиционного привода подающего механизма с изменяемой «на ходу» структурой.

Рациональное сочетание различных структурных реализаций определяется решением задачи структурной оптимизации [3]. Основой ее является обобщенная структурная схема позиционного гидропривода, построенная на рисунке 2, где ИП — источник питания; ГД — гидродвигатель; РО — рабочий орган; УУ — управляющее устройство; ППМ — передаточно-преобразующий механизм; ГУТ — гидроуправляемый тормоз; СУ — система управления; U_1 — управляющее воздействие на гидродвигатель; L_1, L_2 — обобщенные перемещения гидродвигателя и рабочего органа; $F_{га}$ — обобщенная движущая сила гидродвигателя; $F_{ро}$ — обобщенные силы сопротивления; $F_{тз}$ — сила сопротивления гидроуправляемого тормоза; U_2 — второе управляющее воздействие на гидроуправляемый тормоз; L_3 — заданное перемещение рабочего органа.

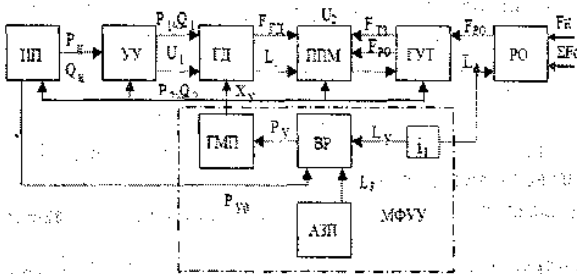


Рисунок 2 — Обобщенная структурная схема позиционного гидропривода.

Оптимальное параметрическое управление траекторией осуществляется оригинальными гидромеханическими устройствами управляющими параметрами потока рабочей жидкости в магистралях гидродвигателя, и системной фиксацией механическим тормозом.

Изменение структуры привода в рабочем цикле привода совершает многофункциональное управляющее устройство (позиционер) [4].

Обобщенная структура программных позиционирующих гидромеханических устройств охватывает характерные признаки известных технических решений по исполнению, способам управления, законам движения рабочих органов (рисунок 2). Она поясняет состав и взаимные связи элементов, возможные структурные реализации. Так механическая подсистема передает обобщенную движущую силу $F_{га}$ от выходного звена гидродвигателя ГД через передаточно-преобразующий механизм ППМ ра-

бочему органу РО. Гидроуправляемый тормоз ГУТ, устанавливаемый на выходном звене ППМ или ГД, реализует управление U_2 на участке торможения и фиксацию рабочего органа РО после останова.

Гидравлический силовой контур, включающий источник питания ИП, управляющее устройство УУ, гидродвигатель ГД, формирует параметры потока жидкости P_1, Q_1, P_2, Q_2 и преобразует его энергию в движение выходного звена гидродвигателя ГД. Изменением параметров потока реализуются различные способы управления гидродвигателем U_1 .

Управляющая подсистема реализует алгоритм управления позиционными перемещениями в автоматическом цикле. Возможности выполнения оптимальных и субоптимальных траекторий движения обеспечивает оригинальный контур гидравлического управления, образуемый многофункциональным управляющим устройством — вращающимся распределителем гидромеханическим, преобразователем ГМП и автономным задатчиком перемещений. ВР кинематически связан механизмом сопряжения i_1 с рабочим органом. Позиционная управляющая подсистема работает по схеме совпадения фазовых координат L_1 и L_3 . Совмещение рабочих окон ВР формирует на выходе мощный гидравлический управляющий сигнал P_3 , преобразуемый гидромеханическим преобразователем (ГМП) в X_1 — управляющее воздействие на один из элементов структуры в зависимости от принятой структуры позиционирования.

Многообразие структурных состояний привода определяется принимаемыми способами управления, техническими средствами их реализации и может быть разделено на три группы. Первая охватывает приемы управления U_1 обобщенными движущими силами $F_{га}$, вторая — силами сопротивления движению $F_{тз} - U_2$, третья — комбинарованное сочетание первых двух $U_1 + U_2$. Последняя является наиболее гибкой, так как использует преимущества первых двух.

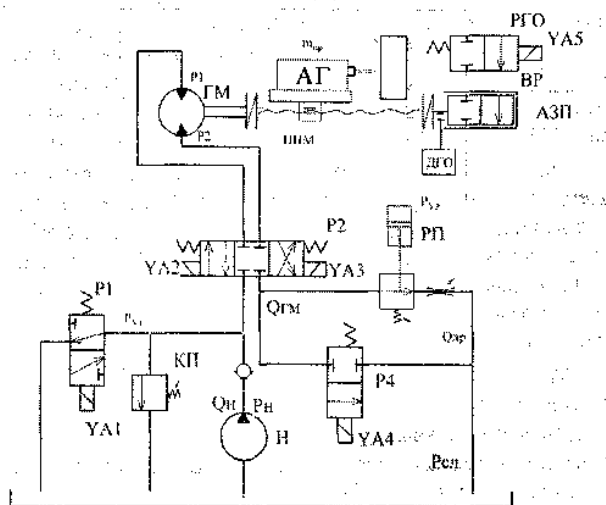


Рисунок 3 — Гидрокинематическая схема позиционной подачи агрегатной сверлильной головки.

Результатом схемотехнического поиска в нашем случае, является гидромеханическая система [5], обладающая возможностью структурно-параметрического управления позиционированием подающих механ. низмов. Ее гидрокинематическая схема показана на рисунке 3.

Организацию рабочего цикла АГ, соответствующего траектории на рисунке 1, осуществляет автономный задатчик перемещений АЗП, программируемый логический контроллер ПЛК, который обеспечивает задание очередной координаты перемещения поворотом установочного диска ВР в требуемое положение, обрабатывает информацию датчика грубого отсчета ДГО, переключение управления U_i в фазовых координатах $L_{n1}, L_{n2}, L_{n3}, L_{n4}$.

В т. А (рисунок 1) траектории при работающем насосе Н включением электромагнита YA1, обеспечивается разгрузка гидросистемы через предохранительный клапан ПК. При подаче команды на начало рабочего цикла от АЗП отключается электромагнит YA1, включаются YA2 и YA4. При этом реализуется структура гидравлической передачи $H \rightarrow ГМ$ при минимальном сопротивлении магистралей и, как следствие, быстрый разгон привода по траектории АВ, близкой оптимальной.

В т. В (L_n) отключения электромагнита YA4 реализуется структура дроссельного привода с регулятором потока РП на сливе. Реализуется траектория замедления $L_{зам}$ В-С с $V_{вп}(t)$ до $V_{вп}$. При этом выполняется условие

$$|\Delta L_{зам}| < |\Delta L_{зам\ max}| < \Delta L_{вп}$$

На участке С-Д осуществляется рабочая подача $V_{рп}$ инструмента. В точке D за один оборот ВР до координаты АЗП включает распределитель грубого отсчета РГО, рабочая жидкость подводится к ВР и при совмещении его рабочих окон (0,002–0,004 с) сигналом P_{y2} клапан давления регулятора потока перекрывает слив, обеспечивая останов ГМ по траектории D-E и выполнение условия $|\Delta L_m| < |\Delta L_{m\ max}|$ и $L_{обп} = L_{рп} + \Delta L_{рп}$. Затем отключением электромагнита YA2 и включением YA3, YA4 обеспечиваются оптимальные траектории ЕМА быстрого отвода и останов в т. А.

Устройство, формирующее сигнал P_{y2} для управления клапаном давления регулятора расхода — вращающийся распределитель (рисунок 4) с поворотным диском, кинематически связано с рабочим органом подающего механизма, а установочный диск 2 — с автономным задатчиком перемещений.

Вращающийся распределитель является дискретным элементом, формирующим управляющий сигнал на клапан давления регулятора потока (P_{y2}) на последнем обороте вала гидромотора и обеспечивающим перекрытие линии слива на гидромоторе. Все эти функции в совокупности позволяют осуществить останов гидродвигателя с гарантированной точностью.

Моделирование процессов позиционирования в гидравлических системах осложняется нестационарными гидромеханическими процессами. Поэтому при формировании математической модели гидромеханического подающего устройства (ГМПУ), схема которого представлена на рисунке 3, были приняты следующие допущения [6]:

- рабочая жидкость сжимаемая, капельная и в каналах присутствует нерастворенный воздух;
- утечки малы и могут характеризоваться коэффициентом;
- трубопроводы короткие, гладкие, жесткие, что допускает не учитывать волновые явления.
- динамические процессы рассматриваются при $Q_n = const, p_n = const$;

Математическую модель динамической системы позиционного силового гидропривода подачи стола формирует система дифференциальных уравнений, состоящая из:

1. Уравнения движения двухмассовой механической подсистемы ГМПУ:

$$J_0 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_{ГМ} - M_{вт} - M_{то} - M_{вп} - M_{1-2}; \quad (1)$$

$$m \frac{d^2 L}{dt^2} = F_{рез} - F_{вт} - F_{то} - F_{2-1}; \quad (2)$$

$$F_{2-1} = \frac{2 \cdot M_{1-2}}{d_{вин}}; \quad \frac{d\varphi}{dt} = \frac{v}{k \cdot t_0} = \frac{dL}{k \cdot t_0 \cdot dt};$$

где J_0 — приведенный момент инерции вращающихся

масс привода; $M_{ГМ} = \frac{1}{2\pi} K_{ав} (P_1 - P_2)$ — крутящий момент гидромотора, $H \cdot м$; $M_{вп}$ — крутящий момент вращающегося распределителя, $H \cdot м$; $M_{то}$ — момент от сил вязкого трения в подвижных сопряжениях; $M_{вт}$ — момент от сил сухого трения; M_{1-2} — упругий крутящий момент, $H \cdot м$; m — приведенная масса; $F_{рез}, F_{вт}, F_{то}, F_{2-1}$ — силы технологической нагрузки вращающегося распределителя вязкого трения, сухого трения, H ; F_{2-1} — упругая обобщенная сила; φ, L — соответственно фазовые угловые и

линейные координаты: $\varphi = \frac{L}{H} = \frac{L}{k \cdot t_0}, рад$; $H = k \cdot t_0$ ход

координаты передачи винт-гайка, $м$; $t_0 = 2 \cdot d \cdot \beta \cdot \text{tg} \alpha$ — шаг винта; d_0 — диаметр винта, $м$; α — угол наклона резьбы, $град$.

2. Гидравлическая силовая подсистема дроссельного управления описывается уравнениями расходов, учитываемыми условие неразрывности потока жидкости, соответственно для напорной и сливной гидролиний:

$$k_{ГМ} \frac{d\varphi}{dt} + k_{y1} \cdot P_1 + k_{cv} \frac{dP_1}{dt} + K_{п1} \cdot (P_1 - P_2) \cdot \text{sign}(P_1 - P_2) + \alpha \cdot Q_{вп} = Q_n - \beta \cdot k_{кп} \sqrt{P_1 - P_{ca}}; \quad (3)$$

$$k_{ГМ} \frac{d\varphi}{dt} - k_{y2} \cdot P_2 - k_{cv} \frac{dP_2}{dt} + K_{п2} \cdot (P_1 - P_2) \cdot \text{sign}(P_1 - P_2) = \gamma \cdot k_{рп} \sqrt{P_2 - P_{ca}} + \delta \cdot k_{рп} \sqrt{P_2 - P_{ca}} + f \cdot k_{кп} \sqrt{P_2 - P_2}; \quad (4)$$

$$Q_{вп} = \mu_{вп} \cdot (R_H - R_{вп}) \cdot R_{фп} \cdot \varphi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_{y1})}; \quad (5)$$

где $k_{гп}$, k_n — рабочие объемы гидромотора и насоса; k_{y1} , k_{y2} , k_n — коэффициенты утечек сжимаемости, перетечек; $k_{гп}$, $k_{кд}$ — коэффициенты проводимости проточной части регулятора потока и его клапана давления; $\alpha=0 \vee 1$, $\beta=0 \vee 1$, $\gamma=0 \vee 1$, $\delta=0 \vee 1$, $f=0 \vee 1$; R_n , $R_{вн}$, $R_{ср}$ — наружный, внутренний и средний радиусы, м; $f_{вп}$ — коэффициент расхода проходного сечения ВР; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³;

3. Гидравлический контур управления описывается уравнением

$$m_{yy} \frac{d^2 x_{y1}}{dt^2} + k_{тy} \frac{dx_{y1}}{dt} + C_y (x_0 - x_{y1}) = k_{yy} P_{yl} - F_{тy0} \text{sign} \frac{dx_{y1}}{dt}; (6)$$

$$P_{yl} = \begin{cases} 0, & t=0 \\ P_1, & t>0 \end{cases}$$

где m_{yy} — масса золотника управляющего устройства, Н · с²/м⁴; $k_{тy}$ — коэффициент вязкого трения; c — жесткость пружины РП, Н/м; P_{yl} — давление управления РП, Па; P_1 — давление слива ГУК, Па; $x \pm \Delta x$ — приращение перемещения золотника, м; $F_{тy0}$ — сила сухого трения золотниковой пары, Н.

На основе аналитического описания ГМПУ математической моделью были систематизированы основные параметры, характеризующие работу основного подсистем, определены диапазоны их изменения применительно к силовым подающим столам станочных систем для обработки отверстий.

Самостоятельным этапом исследования являлась идентификация для гидромеханических процессов вращающегося распределителя (рисунок 4) и регулятора потока. Исследованиями получены уточненные значения и аппроксимации коэффициентов расхода, сопротивления проточной части.

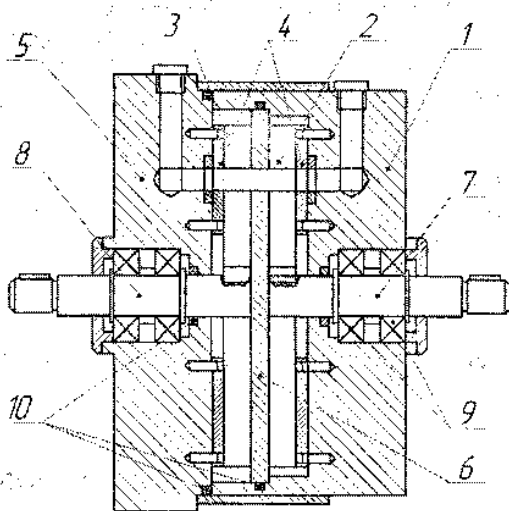


Рисунок 4 — Вращающийся гидрораспределитель:
1 — корпус; 2, 3 — установочные диски;
4, 6 — антифрикционные вкладыши; 5 — крышка;
7, 8 — валы установочных дисков; 9 — радиальный подшипник качения, 10 — уплотнения.

Экспериментальные исследования выполнены методом проливки на специально созданном стенде. Кроме статических были определены и динамические расходно-перепадные характеристики устройств [7].

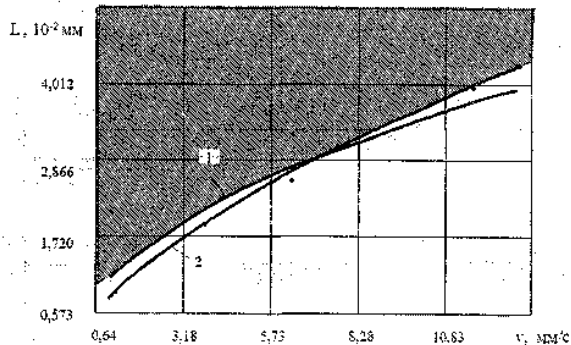


Рисунок 5 — Влияние скорости V на выбег L подающего стола: 1 — расчет, 2 — эксперимент.

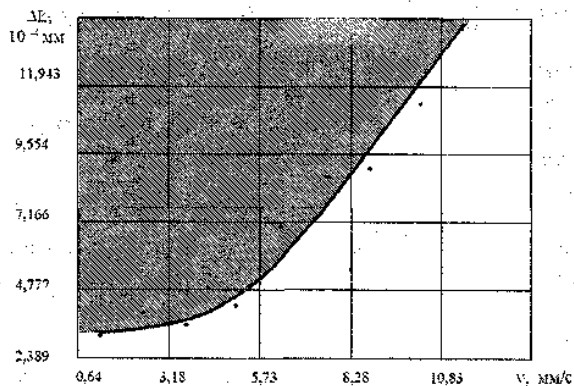
В результате моделирования процессы позиционирования ГМПУ из всего многообразия факторов, влияющих на точность позиционирования стола, выделены два наиболее существенных. Это скорость рабочей подачи $V_{рп}$ и нагрузка от составляющих сил резаний F_n .

Величины этих факторов задаются процессом резания и могут быть различны. Поэтому ГМПУ должны обеспечивать требуемую точность позиционирования в некотором диапазоне их варьирования. Точности позиционирования $L_{пз}$ определяли выражением:

$$L_{пз} = L_{в} + \Delta L; (7)$$

где $L_{в}$ — выбег стола при останове; ΔL — рассеяние (разброс) выбега.

На рисунках 5, 6, 7, 8 показаны зависимости устанавливающие влияние $V_{рп}$, F_n на точность позиционирования. Здесь же построена зона устойчивого позиционирования для реальных значений $V_{рп}$ и F_n .



— область устойчивого позиционирования.

Рисунок 6 — Влияние скорости V исполнительного механизма на точность позиционирования DL.

Приведенные зависимости использовали аналитические представления рекомендаций для расчета параметров наладки и настройки привода подачи сверлильной головки координатно-сверлильного полуавтомата на базе станки 2Н135 для промышленной апробации результатов исследования.

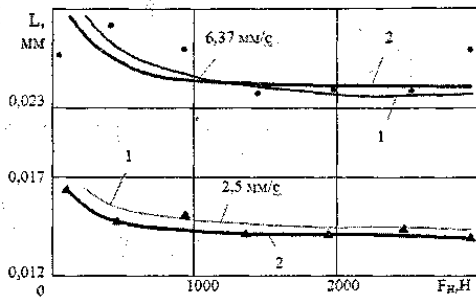
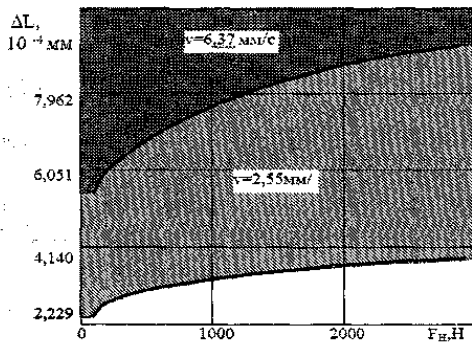


Рисунок 7 — Влияние нагрузки F_H на изменение выбега L : 1 — расчет, 2 — эксперимент.

Заключение

Предложенные способы и механические средства силовых подающих механизмов станочных систем, позволили реализовать рациональное управление сложными технологическими циклами за счет измененной "на ходу" структуры позиционного гидропривода.



- область устойчивого позиционирования для $v > 2,55$ мм/с;
- область устойчивого позиционирования для $v > 6,37$ мм/с.

Рисунок 8 — Влияние нагрузки F_H на изменение рассеяния выбега ΔL .

Введением в исходную систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих поведение автоматизированной двухмассовой гидромеханической системы, вектора булевых параметров $(\alpha, \beta, \sigma, \gamma, f)$ была получена единая обобщенная математическая модель ГМПУ для анализа структур и параметров автоматизированных подающих механизмов.

Вычислительными и натурными экспериментами установлены зависимости точности позиционирования (L_m) от скорости (V) и усилий (F_H) рабочих подач процесса обработки сверлением, что позволило предложить рекомендации по наладке ГМПУ для достижения требуемой производительности при заданной точности обработки.

Литература

1. Сидоренко, В.С. Синтез быстродействующих позиционирующих гидромеханических устройств / СТИИ — 2003. — № 8. — С.16—20.
2. Кудинов В.А. Динамика станков. — М.: Машиностроение, 1967. — 359 с.
3. Ракуленко, С.В., Аль-Кулах, А.М., Сидоренко, В.С. Поиск рациональной структуры гидропривода по быстродействию и точности позиционирования. Гидрогазодинамика, гидравлические машины и гидропневмосистемы // Тр. Междунар. науч.-техн. и науч.-метод. конф. — М.: Изд-во МЭИ, 2006. — 256 с.
4. Сидоренко, В.С., Поleshкин, М.С. Многофункциональное гидромеханическое устройство позиционирования целевых механизмов станочных систем повышенного быстродействия и точности / Вестник ДГТУ. — 2009. — Т.9. — Спец. вып.
5. А.с. 1177559 СССР, МКИ4 F 15 В 11/12. Гидравлический позиционный привод / В.С.Сидоренко, А.Г.Шуваев, В.А.Герасимов. — №3731938/25-06; Заявл. 24.04.84; Опубл. 07.09.85, Бюл. № 33.
6. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001. — 320 с.
7. Цуханова, Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. — М.: Наука, 1978. — 264 с.

Надійшла 14.10.2011 р.