

УДК 621.9.06.

Ю.О. Стреляная, аспирант,

Д.А. Каинов, доцент, канд. тех. наук

Севастопольский национальный технический университет

Ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua

РАЗРАБОТКА АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА С ГИДРОСТАТИЧЕСКИМИ ОПОРАМИ

Анализируется применение электрогидравлических приводов станков с обратной связью.

Ключевые слова: *привод, карманы, золотник, регулятор, шпиндель, опора.*

Наиболее актуальной задачей в станкостроении в настоящее время есть повышение точности станочного оборудования. Как правило, для повышения точности обработки необходимо повышать точность изготовления узлов и деталей станка, которые приводят к повышению его стоимости. Особенно резкое повышение стоимости отмечается для больших деталей станков, которые принимают участие в формообразовании. Необходимо развивать и другие направления повышения точности, не связанные с повышением точности изготовления узлов станка. Одним из таких направлений есть внедрения систем адаптивного управления. Развитие в последнее время систем с числовым программным управлением открывает широкие возможности для внедрения адаптивного управления.

В гидростатических опорах необходимо применение различных регуляторов с обратной связью, причем применение известных конструкций регуляторов с обратной связью (по давлению или расходу смазочного материала) в данном случае недостаточно, поскольку большое время отклика, связанное с невозможностью мгновенно повысить давление в карманах является их существенным недостатком. В системах питания с такими регуляторами, регулирование положения шпинделя в опорах происходит на основе косвенных измерений.

Необходимо разработать систему питания с регуляторами имеющими обратные связи по результатам измерений действительного положения шпинделя или обрабатываемой детали.

Для адаптивного регулирования параметров гидростатических опор оптимальным вариантом является применение регуляторов, изменяющих расход или давление смазочного материала с выходом по электрическому сигналу.

Разработана комбинированная система управления точностью шпиндельного узла при помощи адаптивных гидростатических опор с обратной связью по действительному положению шпинделя измеряемого на планшайбе в вертикальной и горизонтальной плоскости при помощи датчиков.

В комбинированных электрогидравлических приводах сочетается электрическое управление с гидравлическими исполнительными механизмами. В результате такого сочетания облегчается дистанционность управления, что особенно удобно в крупных станках, введение дополнительных корректирующих устройств, улучшающих работу следящего привода, что обычно необходимо выполнять для получения требуемых характеристик привода и т.п.

Схема простейшего электрогидравлического следящего привода приведена на рисунке 1. Привод показан при использовании его на токарном станке. Датчики фиксируют положение шпинделя и передают через усилитель сигнал на электромеханический преобразователь, который кинематически связан с четырехщелевым золотником. Золотник дросселирует жидкость, подаваемую насосом, в полости оппозитных карманов (K_6 и K_n).

Пружины электромеханического преобразователя (ЭМП) стремятся установить сердечник в среднее положение, при котором зазоры H_1 и H_2 между сердечником и торцами корпуса равны. При дифференциальной схеме включения катушек преобразователя и сигнале управления $U_y = 0$ напряжения и токи на обеих катушках равны и составляют половину напряжения питания усилителя U . Вследствие этого магнитные потоки M_1 , M_2 и встречные силы, действующие по зазорам H_1 и H_2 между сердечником и корпусом, будут также равны (при симметричной конструкции), а сердечник и золотник будут занимать среднее положение.

При появлении сигнала управления U_y , при фиксировании датчиками смещения шпинделя, например, ниже среднего положения, напряжение в нижней катушке будет возрастать пропорционально U_y , а в верхней катушке соответственно уменьшаться, в результате чего пропорционально изменятся магнитные потоки M_1 M_2 и возникнет разностная электромагнитная сила, стремящаяся сместить вниз сердечник преобразователя. Вследствие действия пружин это смещение будет пропорциональным величине такой разностной электромагнитной силы. Давление в полости B и G увеличивается, а в

полости A и B уменьшается, положение шпинделя восстанавливается (рисунок 2). При смещении шпинделя выше среднего положения описанный выше процесс повторяется, причем сигнал управления U_y меняет знак и соответственно электромагнитная сила действует на сердечник преобразователя в противоположном направлении. Аналогичная схема регулятора для горизонтальных карманов.

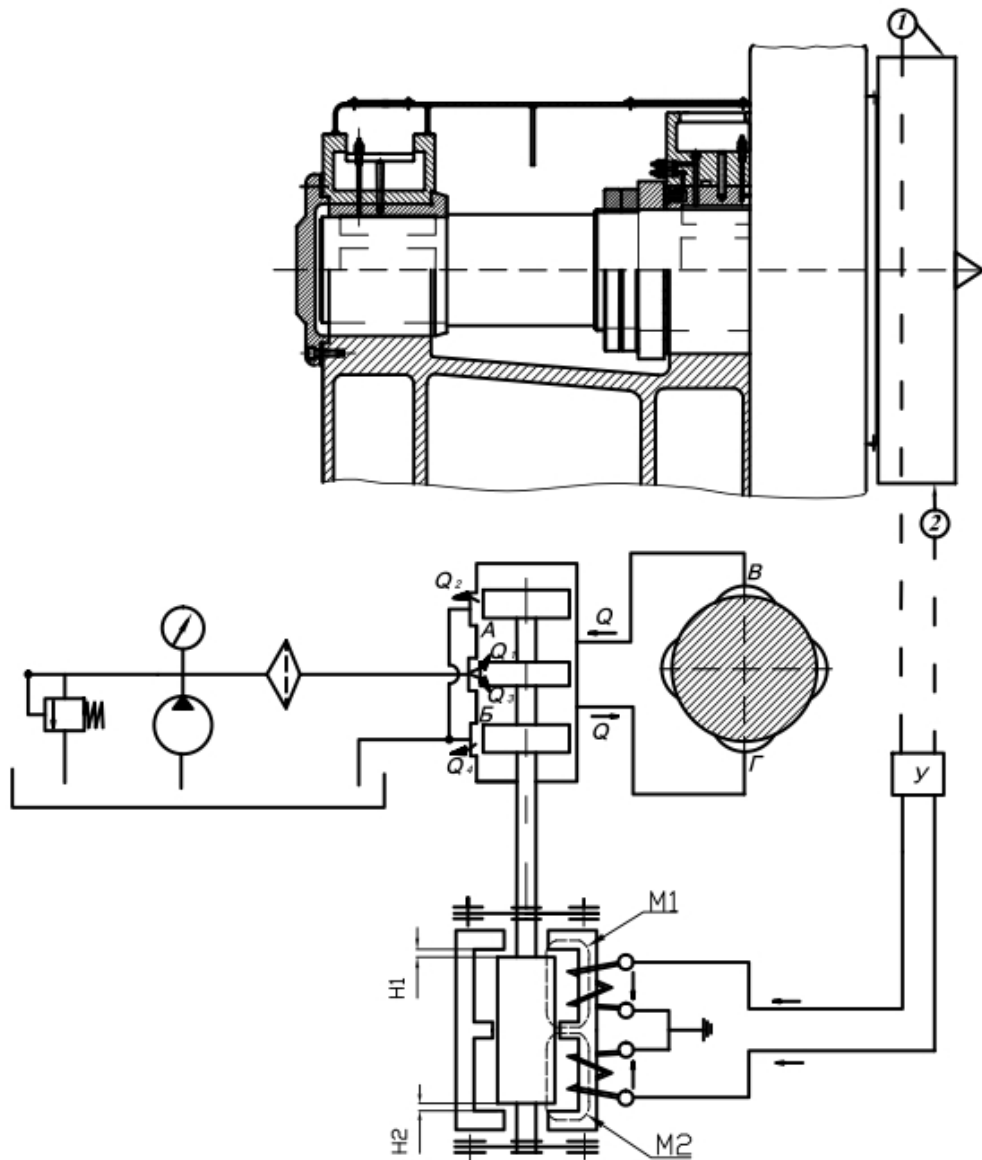


Рисунок 1 – Гидросхема шпиндельного узла

Сердечник с золотником перемещается в соответствующую сторону, уменьшая или увеличивая расход смазки через регулятор.

Статический расчет гидропривода с четырехкромочным золотником проводится совместным решением уравнений неразрывности потоков жидкости через золотник, и уравнения статического равновесия исполнительного органа (шпинделя). Для упрощения пренебрегаем утечками по радиальному зазору в золотнике из-за их малости.

Уравнения неразрывности потоков жидкости:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q + Q_2; \\ Q_4 &= Q + Q_3, \end{aligned} \quad (1)$$

где Q – расход на перемещение шпинделя со скоростью V_c : $Q = V_c \cdot F$; Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 , – расходы через соответствующие дросселирующие щели золотника:

$$\begin{cases} Q_1 = \mu \cdot s \cdot (\delta_0 + \delta) \cdot \sqrt{(2/\rho) \cdot (p_n - p_1)}; \\ Q_2 = \mu \cdot s \cdot (\delta_0 - \delta) \cdot \sqrt{(2/\rho) \cdot p_1}; \\ Q_3 = \mu \cdot s \cdot (\delta_0 - \delta) \cdot \sqrt{(2/\rho) \cdot (p_n - p_2)}; \\ Q_4 = \mu \cdot s \cdot (\delta_0 + \delta) \cdot \sqrt{(2/\rho) \cdot p_2}; \end{cases} \quad (2)$$

где s – длина дросселирующих щелей золотника: $b = \pi \cdot d$; p_i – давление питания: $p_n = \text{const}$; p_1, p_2 – давления в соответствующих полостях цилиндра; ρ – плотность жидкости; μ – коэффициент расхода через дросселирующие щели золотника.

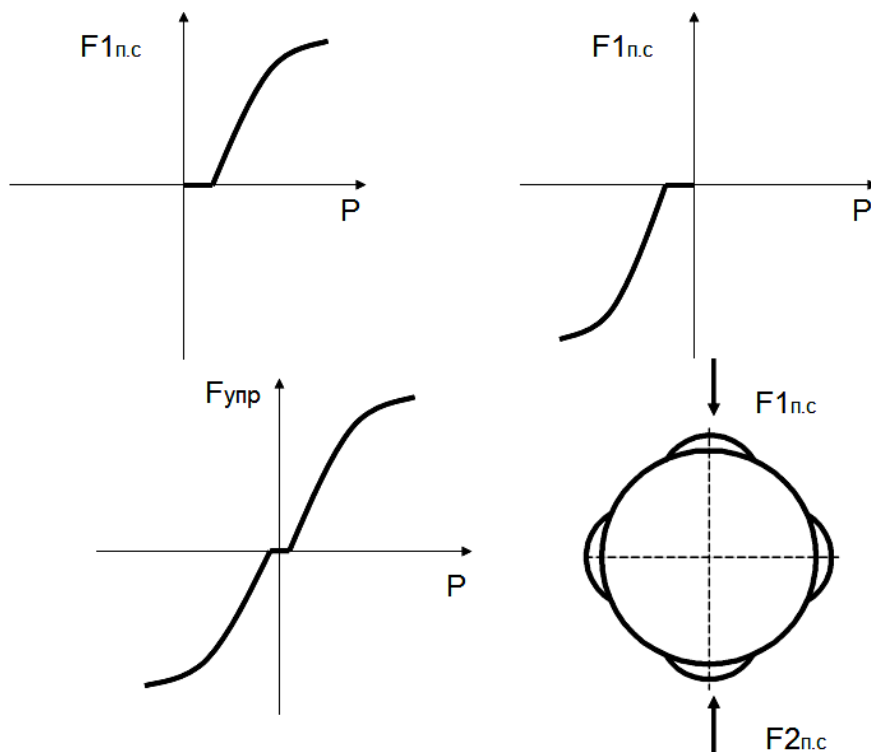


Рисунок 2 – Управление восстанавливающей силой при заданном положении шпинделя

Структурная схема электрогидравлического следящего привода с обратной связью показана на рисунке 3.

Ввиду симметрии привода из уравнений (1) получаем

$$Q_1 - Q_2 = Q_4 - Q_3, \quad (3)$$

или, после подстановки значений расходов:

$$(\delta_0 + \delta) \cdot \sqrt{(p_n - p_1)} - (\delta_0 - \delta) \cdot \sqrt{p_1} = (\delta_0 + \delta) \cdot \sqrt{(2/\rho) \cdot p_2} - (\delta_0 - \delta) \cdot \sqrt{(2/\rho) \cdot (p_n - p_2)}.$$

Решением этого уравнения во всем диапазоне изменения расходов будет

$$p_1 + p_2 = p_i.$$

Условием статического равновесия шпинделя является выражение

$$p_1 \cdot F - p_2 \cdot F = P, \text{ или } p_1 - p_2 = p = (P/F), \quad (4)$$

где P – статическая нагрузка (суммарная сила сопротивления); p – перепад давления гидродвигателя нагрузки; F – эффективная площадь цилиндра.

Совместное решение уравнений (3) и (4) дает значения давлений:

$$\begin{cases} p_1 = 0,5 \cdot (p_i + p); \\ p_2 = 0,5 \cdot (p_i - p). \end{cases} \quad (5)$$

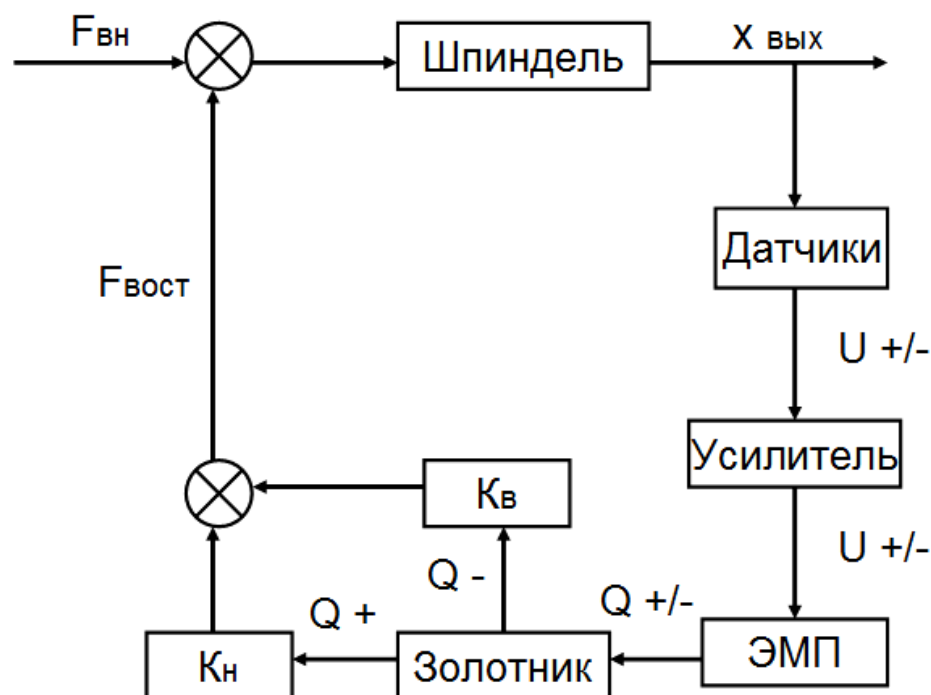


Рисунок 3 – Структурная схема гидропривода с обратной связью

Из уравнения (1) получаем выражение расхода для перемещения гидродвигателя рабочего органа:

$$Q = Q_1 - Q_2 ,$$

или с учетом уравнений (2) и (5):

$$Q = \mu \cdot s \cdot (\delta_0 + \delta) \cdot \sqrt{1/\rho \cdot (p_n - p)} - \mu \cdot s \cdot (\delta_0 - \delta) \cdot \sqrt{1/\rho \cdot (p_n + p)} .$$

При отсутствии нагрузки ($p = 0$) привод с золотниковым усилителем характеризуется линейностью зависимости расхода от управляющего сигнала, т.е. последнее уравнение можно представить в виде

$$Q = k_Q^0 \cdot \delta ,$$

где k_Q^0 – коэффициент усиления привода по расходу в отсутствии нагрузки:

$$k_Q^0 = (dQ/d\delta)|_{p=0} = 2 \cdot \mu \cdot s \cdot \sqrt{1/\rho \cdot p_n} . \quad (6)$$

С учетом значения $Q = V_c \cdot F$ уравнение статической характеристики имеет вид:

$$V_c = 0,5 \cdot k_v^0 \cdot \delta_0 \left[(1 + \delta/\delta_0) \cdot \sqrt{1 - (p/p_n)} - (1 - \delta/\delta_0) \cdot \sqrt{1 + (p/p_n)} \right] , \quad (7)$$

где k_v^0 – коэффициент усиления привода по скорости в отсутствии нагрузки: $k_v^0 = k_Q^0 / F$.

Для дальнейших преобразований вводятся относительные величины:

$$\bar{V}_c = \frac{V_c}{k_v^0 \cdot \delta_0} - \text{относительная скорость; } \bar{\delta} = \frac{\delta}{\delta_0} - \text{относительное рассогласование; } \bar{p} = \frac{p}{p_n} = \frac{P}{p_n \cdot F} = \bar{P} - \text{относительная нагрузка.}$$

Тогда

$$\bar{V}_c = 0,5 \cdot \left[(1 + \bar{\delta}) \cdot \sqrt{1 - \bar{p}} - (1 - \bar{\delta}) \cdot \sqrt{1 + \bar{p}} \right] , \quad (8)$$

Решая уравнение (8) относительно $\bar{\delta}$, получаем выражение для определения рассогласования привода:

$$\bar{\delta} = \frac{2 \cdot \bar{V}_c}{\sqrt{1 + \bar{p}} + \sqrt{1 - \bar{p}}} + \frac{2 \cdot \bar{p}}{(\sqrt{1 + \bar{p}} + \sqrt{1 - \bar{p}})^2} .$$

Учитывая высокие нагрузочные свойства и линейность характеристик, рассмотренный привод отвечает всем требованиям по быстродействию реагирования на смещения шпинделя в цилиндрической системе координат.

Такая система позволяет использовать расход или давление смазочного материала в качестве управляемой физической величины для разработки систем управления станками.

Применение адаптивных систем питания обеспечивает следующие преимущества: повышается надежность опор, так как дросселирующие элементы при работе находятся в движении, что препятствует зарастанию дросселирующей щели; повышается жесткость и несущая способность слоя смазочного материала; исключаются наладочные работы по установлению рабочего давления в карманах опоры.

Библиографический список использованной литературы

1. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В.А. Лещенко. — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
2. Федорец В.А. Гидроприводы и гидропневматика станков / В.А. Федорец, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко. — К.: Вища шк., 1987. — 375 с.
3. Аврутин Р.Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков / Р.Д. Аврутин. — М.: Машиностроение, 1965. — 270 с.

Поступила в редакцию 22.04.2011 г.

Стреляна Ю.О., Кайнов Д.О. Розробка адаптивних систем живлення шпиндельного вузла з гідростатичними опорами

Аналізується вживання електрогідравлічних приводів верстатів зі зворотнім зв'язком.

Ключові слова: привод, кармани, золотник, регулятор, шпиндель, опора.

Strelyanaya J.O., Kainov D.A. Developing the adaptive system of feeding for the spindle unit with hydrostatic bearings

Application of electro-hydraulic drives of heavy machinery with feedback is analyzed.

Keywords: drive, pockets, valve, regulator, spindle bearing.