

**В.С.Хилов, канд. техн. наук**

(Украина, Днепрпетровск, Национальный горный университет)

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ПОДАЧИ СТАНКА ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ**

Разработанный Новокраматорским машиностроительным заводом станок для бурения взрывных скважин, оснащен приводной системой подачи, содержащей радиальные гидронасос и гидродвигатель. Гидронасос приводится во вращение регулируемым электроприводом по системе преобразователь частоты – асинхронный двигатель. Натяжение канатно-полиспастной системы осуществляется от гидродвигателя [1].

В объект управления привода подачи попадает преобразователь частоты, асинхронный двигатель с системой авторегулирования, гидронасос, гидродвигатель, канатно-полиспастная система. Новым конструктивным звеном в приводе подачи являются гидронасос с гидродвигателем и привод по системе преобразователь частоты - асинхронный двигатель. Если передаточные функции электропривода достаточно хорошо разработаны, то передаточная функция гидропривода в форме, необходимой для построения системы управления, в известной литературе не приводится [2, 3, 4].

Получим математическую модель гидропривода подачи в виде передаточной функции, по которой можно синтезировать систему автоматического управления приводом подачи става.

Работа гидронасоса и гидродвигателя характеризуется взаимным влиянием через упругие свойства гидравлического масла, которое циркулирует в замкнутом трубопроводе. Поэтому при математическом описании следует рассматривать работу гидронасоса совместно с гидродвигателем.

Входными переменными рассматриваемого объекта управления являются частота вращения вала гидронасоса и его момент сопротивления вращению электропривода, выходными – крутящий момент на валу гидромотора и частота вращения его вала.

Математическое описание получим при следующих допущениях:

а) массу масла, циркулирующего в гидросистеме, не учитываем из-за ее незначительной величины по сравнению с другими массами;

б) изменением вязкости масла от температуры пренебрегаем, т.е., считаем процессы изотермическими;

в) утечки масла из гидросистемы пропорциональны давлению в трубопроводах;

г) сжатие масла прямо пропорционально объему трубопровода подачи и обратно пропорционально модулю объемной упругости масла.

Передаточная функция гидросистемы основывается на базе двух фундаментальных соотношений: балансов расхода масла и моментов на валу гидродвигателя.

Масло, вытесняемое из цилиндров гидронасоса, вращает гидродвигатель, вытекает из гидросистемы и сжимается (баланс расхода масла):

$$Q_n = Q_d + Q_y + Q_c, \quad (1)$$

где:  $Q_n$  – подача гидронасоса;  $Q_d$  – расход масла через гидродвигатель;  $Q_y$  – расход масла на утечки из гидросистемы;  $Q_c$  – расход, обусловленный деформацией (сжатием) масла.

Подача гидронасоса и расход масла через гидродвигатель определяются уравнениями [4]

$$Q_n = S_n R_n Z_n \omega_n = q_n \omega_n$$
$$Q_d = S_d R_d Z_d \omega_d = q_d \omega_d,$$

где:  $S_n, S_d$  – поперечные сечения цилиндров;  $R_n, R_d$  – радиусы окружностей, на которой размещаются центры цилиндров;  $Z_n, Z_d$  – число поршней;  $\omega_n, \omega_d$  – частоты вращения валов;  $q_n, q_d$  – суммарный объем цилиндров, литраж (индекс « $n$ » - насос, « $d$ » - двигатель).

Расход утечки масла из гидросистемы пропорционален давлению [4], т.е.

$$Q_y = K_y P,$$

где:  $K_y$  – коэффициент утечки масла, зависящий от состояния гидросистемы [4];  $P$  – давление масла.

Требуемый расход масла на сжатие в гидросистеме находится как [3]

$$Q_c = \frac{dV}{dt},$$

где  $dV$  – элементарное уменьшение объема масла из-за его сжатия под давлением;  $t$  – текущее время.

При принятых допущениях элементарный объем сжатого масла следующий [3]

$$dV = \frac{V}{E} dP.$$

Здесь  $V$  – объем гидроприводов подачи;  $E$  – модуль объемной упругости масла [4].

По закону Гука, разность давлений масла на входе и выходе гидродвига-

теля с модулем объемной упругости связаны соотношением

$$dP = E \frac{dV}{V}.$$

Исходя из баланса мощностей на валу гидродвигателя находим необходимое давление в гидросистеме подачи:

$$P Q_{\partial} = M_{\partial} \omega_{\partial}$$

или

$$P = \frac{M_{\partial} \omega_{\partial}}{Q_{\partial}} = \frac{M_{\partial}}{q_{\partial}}.$$

Окончательно баланс расхода масла в гидросистеме, в соответствии с уравнение (1) принимает следующий вид:

$$q_n \omega_n = q_{\partial} \omega_{\partial} + K_y P + \frac{V}{E} \frac{dP}{dt},$$

или, с учетом того, что крутящий момент гидродвигателя пропорционален давлению в трубопроводе подачи и общему объему цилиндров гидронасоса ( $M_{\partial} = P q_{\partial}$ ), получим

$$q_n \omega_n = q_{\partial} \omega_{\partial} + \frac{K_y}{q_{\partial}} M_{\partial} + \frac{V}{E q_{\partial}} \frac{dM_{\partial}}{dt}. \quad (2)$$

Разность между крутящим моментом на валу двигателя  $M_{\partial}$  и значением статического момента  $M_c$  определяет динамический момент гидродвигателя, который уравнивается моментом инерции подвижных частей гидродвигателя, т.е.

$$M_{\partial} - M_c = J \frac{d\omega_{\partial}}{dt}, \quad (3)$$

$J$  – момент инерции вращающихся частей гидродвигателя.

Для получения классической передаточной функции из области оригиналов переходим в область изображений [5] при нулевых начальных условиях. Применяем преобразование Лапласа к уравнениям (2), (3). Уравнение (2) решаем относительно крутящего момента гидродвигателя  $M_{\partial}$ , а уравнение (3) – относительно частоты вращения вала гидродвигателя:

$$\begin{cases} M_{\partial}(p) = \frac{q_n \omega_n(p) - q_{\partial} \omega_{\partial}(p)}{\frac{K_y}{q_{\partial}} + \frac{V}{E q_{\partial}} p}; \\ \omega_{\partial}(p) = \frac{M_{\partial}(p) - M_c(p)}{Jp}. \end{cases}$$

Здесь  $\omega_n(p)$ ,  $\omega_{\partial}(p)$  – изображение частот вращений валов гидрогенератора и гидродвигателя;  $M_{\partial}(p)$ ,  $M_c(p)$  – изображения крутящего и статического моментов на валу гидродвигателя.

Последним двум уравнениям в области изображений, соответствует структурная схема всей гидросистемы в виде, удобном для синтеза автоматической системы управления приводом подачи става (рис.1).

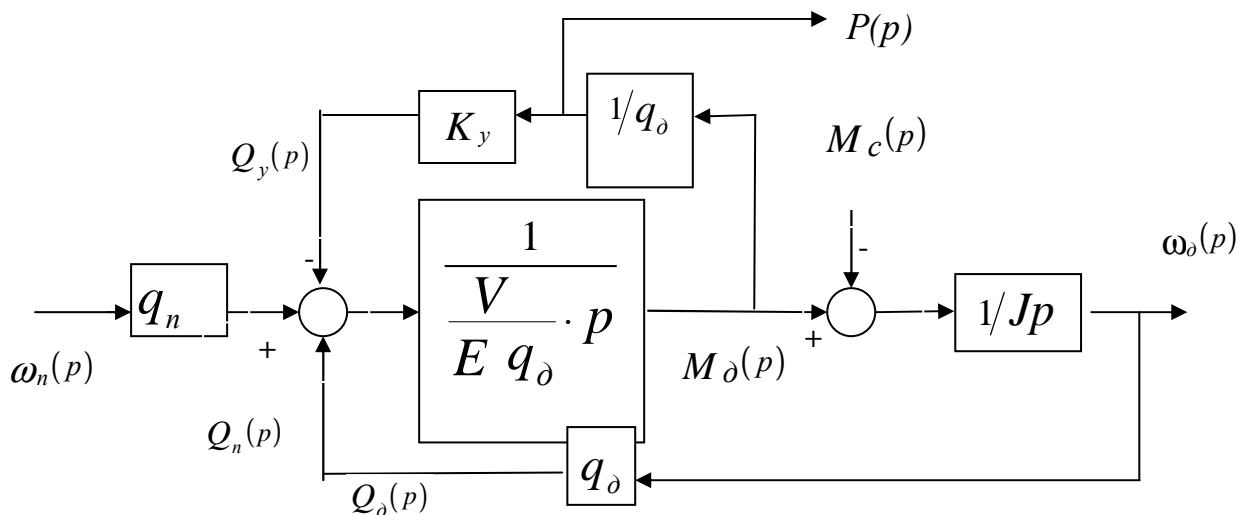


Рис.1. Структурная схема гидросистемы привода подачи.

Представлена схема гидросистемы двумя интегрирующими звеньями охваченными двумя отрицательными обратными связями: внутренней, которая учитывает потери расхода масла в гидросистеме за счет утечек, и внешней, которая учитывает расход масла при вращении вала гидродвигателя. Результирующий расход, определяемый как разность между подачей гидронасоса и суммарным расходом на вращение гидродвигателя и утечек, устанавливает величины сжатия масла в трубопроводе подачи. Крутящий момент гидродвигателя пропорционален расходу на сжатие масла и обратно пропорционален объему гидросистемы, объемному модулю упругости и литражу гидродвигателя. Разница между крутящим и статическим моментами прикладывается к вращающимся частям гидродвигателя, что приводит к его разгону, если эта разность положительна, и к торможению – если она отрицательна.

В структурной схеме содержится два накопителя энергии, обусловленные наличием механической инерции вращающихся частей гидродвигателя и упругими свойствами масла в гидросистеме. Наличие двух инерционностей, охва-

ченных общей отрицательной обратной связью, приводит к неоднозначности переходных процессов в гидросистеме. Конкретный вид переходного процесса зависит от конструктивных параметров гидросистемы, который может быть оценен полученной структурной схемой. Для этого найдем передаточную функцию всей системы по управлению:

$$\frac{\omega_d(p)}{\omega_n(p)} = \frac{q_n/q_d}{\frac{VJ}{Eq_d^2}p^2 + \frac{K_y J}{q_d^2}p + 1} = \frac{q_n}{q_d} \frac{1}{T_z^2 p^2 + 2\xi_z T_z p + 1}, \quad (4)$$

где  $T_z$ ,  $\xi_z$  - постоянная времени и коэффициент демпфирования гидросистемы, причем

$$T_z = \sqrt{\frac{VJ}{Eq_d^2}}; \quad \xi_z = \frac{1}{2} \frac{K_y}{q_d} \sqrt{\frac{EJ}{V}}.$$

Период колебаний возрастает нелинейно с уменьшением модуля объемной упругости и с увеличением объема гидросистемы, механического момента инерции гидродвигателя. Частота свободных колебаний прямо пропорциональна суммарному объему цилиндров двигателя (его литражу).

Коэффициент демпфирования возрастает нелинейно с уменьшением объема гидросистемы и с увеличением модуля объемной упругости, момента инерции механической части гидродвигателя. Демпфирование прямо пропорционально коэффициенту утечек и обратно пропорционально литражу гидродвигателя.

Характер переходных процессов зависит, с одной стороны, от произведения объема гидросистемы на квадрат литража гидродвигателя и, с другой стороны - произведения момента инерции вращающихся частей гидродвигателя на модуль объемной упругости масла и на квадрат коэффициента утечек, что определяется из характеристического уравнения для равенства (4).

Если выполняется неравенство

$$4Vq_d > EJK_y, \quad (5)$$

то корни характеристического уравнения (4) вещественные, различные и отрицательные и переходный процесс находится как сумма двух экспонент (апериодический процесс). В противном случае, когда неравенство (5) не выполняется, корни характеристического уравнения (4) будут комплексно-сопряженными и кривая переходного процесса представляет собой синусоиду, промоделированную по амплитуде экспонентой (колебательный переходный процесс). В частном случае, когда неравенство (5) вырождается в равенство, корни характеристического уравнения будут кратными – переходный процесс будет предельно

апериодическим.

Таким образом, полученная математическая модель отражает все существенные свойства гидросистемы и позволяет определять ее динамические и статические режимы работы. Статическая передаточная функция находится из динамической (4) путем подстановки в нее значения  $p=0$ . Структурная схема позволяет оценить влияние на динамические свойства конструктивных параметров гидросистемы и в случае необходимости уменьшить колебательность гидросистемы в общем приводе подачи, т.к. в противном случае для обеспечения устойчивости всей системы управления необходимо уменьшать ее быстродействие, что отрицательно скажется на качестве регулирования. Как следует из найденного соотношения (5), чрезмерную колебательность гидросистемы можно устранить применением гидравлического масла с повышенным модулем объемной упругости или уменьшением объема гидросистемы путем снижения длины трубопроводов между гидронасосом и гидродвигателем.

### Список литературы

1. Кихтенко В.Д., Мучнистый Ю.А. Буровые станки среднего типа //Сб. тез. и докл. междунар. науч.-техн. конф. «Перспективы развития горнорудной, угледобывающей и обогащательной отраслей промышленности». – Краматорск, 2001. – С. 35.
2. Регулирование и управление режимами бурения взрывных скважин/Н.И. Терехов, И.С. Авраамов, П.Д. Гаврилов, П.Н. Кунин.-Л.: Недра, 1980.-223 с.
3. Динамика гидропривода/Б.Д. Садовский, В.Н. Прокофьев, В.К. Кутузов и др.- М.: Машиностроение, 1972.-292 с.
4. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Высшейш. шк., 1976. – 416 с.
5. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. М.: Машиностроение, 1973. – 606 с.