

Гірничі та піднімально-транспортні машини

УДК 681.523.4

И. В. Николенко, д. т. н., проф;
А. Н. Рыжаков, к. ф.-м. н., доцент (НАПКС, Симферополь)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ДИСКРЕТНОГО УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ОБЪЕМОМ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН В ГИДРОПРИВОДАХ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН

АННОТАЦИЯ. Розроблено математичну модель системи дискретного керування робочим об'ємом аксіально-поршневих гідромашин, що використовуються в гідроприводах будівельно-дорожніх машин. Наведено результати чисельного моделювання перехідних процесів, що виникають в напірній лінії гідроприводу та лінії керування робочим об'ємом при зміні робочого об'єму гідромотора з урахуванням використання двофазної робочої рідини.

Ключові слова: аксіально-поршневі гідромашини, дискретне регулювання, математична модель, перехідний процес, будівельно-дорожні машини.

АННОТАЦИЯ. Разработана математическая модель системы дискретного управления рабочим объемом аксиально-поршневых гидромашин, используемых в гидроприводах строительно-дорожных машин. Приведены результаты численного моделирования переходных процессов, возникающих в напорной линии гидропривода и линии управления рабочим объемом при изменении рабочего объема гидромотора с учетом использования двухфазной рабочей жидкости.

Ключевые слова: аксиально-поршневые гидромашины, дискретное регулирование, математическая модель, переходной процесс, строительно-дорожные машины.

SUMMARY. Developed the mathematical model of discrete control a working volume of the axial-piston hydraulic machines used in hydrodrives road-building machinery. The results of numerical modeling of transient processes occurring in the pressure line and the hydraulic control lines when the working volume of the working volume of the hydraulic motor, taking into account two-phase fluid.

Key words: Axial-piston hydraulic machines, discrete control, mathematical model, the transition process of building and road machines.

Введение

Применение в гидравлических приводах строительно-дорожных машин аксиально-поршневых регулируемых насосов и гидромоторов (АПП) обеспечивает возможность объемного регулирования скорости рабочих органов машины, которое осуществляется путем изменения рабочих объемов гидромашин. Объемное регулирование скорости происходит практически без потерь, так как затраты энергии на изменение рабочего объема гидромашин незначительны.

Для многих типов дорожно-строительных машин достаточно обеспечить функционирование их рабочих органов в двух режимах: холостой ход (перемещение рабочего органа без нагрузки) и рабочий режим (перемещение нагруженного внешними силами рабочего органа). Для обеспечения двух фиксированных режимов работы

достаточно одной регулируемой гидромашини с двумя фиксированными значениями рабочего объема. Использование в гидроприводе второй регулируемой гидромашини позволит увеличить количество различных скоростей рабочего органа до четырех. При этом отпадает необходимость в пропорциональном управлении гидроприводом рабочего органа машины, что требует достаточно сложной схемы автоматического регулирования.

С другой стороны, процедура дискретного регулирования рабочих объемов насоса и гидромотора позволяет влиять на характер протекания переходных процессов в гидравлической системе [1], возникающих при изменении объема АПП, уменьшая негативное воздействие пульсаций давления на гидросистему.

Конструктивное решение и характеристики отдельных устройств системы дис-

кретного управління рабочим объемом АПГ влияют на величину времени, необходимую для изменения рабочего объема гидромашины и характер пульсаций давления в напорной линии и линии системы управления рабочим объемом, что, в свою очередь, оказывает непосредственное влияние на производительность и надежность гидропривода.

Цель исследования

Целью работы являлась разработка математической модели системы дискретного управления рабочим объемом АПГ с наклонным блоком цилиндров и проведение численного эксперимента для изучения переходных процессов, сопровождающих изменение рабочего объема АПГ.

Математическое моделирование системы дискретного управления рабочим объемом АПГ позволит, используя численный эксперимент, разобраться в особенностях функционирования этой системы и дать рекомендации по оптимизации ее работы.

Математическая модель

В работе исследуются особенности функционирования системы управления рабочим объемом АПГ с наклонным блоком цилиндров 403 серии. Принципиальная схема системы управления рабочим объемом гидромашины показана на рис. 1.

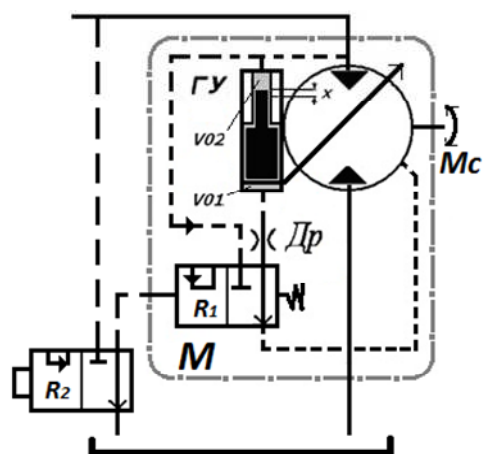


Рис. 1. Принципиальная схема блока управления рабочим объемом АПГ-403

Сплошными линиями на рис. 1 обозначены напорная и сливная линии гидропривода, а

штриховыми обозначены линии управления и дренажа гидромашины.

Дискретное регулирование рабочего объема гидромашины M осуществляется при помощи системы управления, в состав которой входит гидроцилиндр $ГУ$ и гидравлический распределитель R_1 . Гидроцилиндр $ГУ$ включен в гидравлическую систему по дифференциальной схеме. При включении гидропривода давление напорной линии подается под основание поршня с меньшей площадью S_2 , а под основание с большей площадью S_1 подается давление дренажной линии гидромашины. Вследствие чего, поршень гидроцилиндра занимает на рис. 1 крайнее нижнее положение, которое соответствует максимальному углу наклона $\gamma = 25^\circ$ блока цилиндров к оси вала и, следовательно, максимально возможному значению рабочего объема гидромашины. Для уменьшения рабочего объема гидромашины достаточно переключить гидравлический распределитель R_1 , который коммутирует напорную линию гидравлической системы с линией управления рабочим объемом гидромашины. Максимальное смещение поршня гидроцилиндра системы управления можно предварительно регулировать в пределах изменения угла $\gamma = 8^\circ \div 25^\circ$. Для переключения гидравлического распределителя R_1 может использоваться внешний (по отношению к гидромашине) распределитель R_2 . Переключение может осуществляться вручную либо автоматически при помощи электромагнита по сигналу датчика давления или скорости перемещения рабочего органа. Дроссель $Др$, расположенный в линии управления между распределителем R_1 и гидроцилиндром $ГУ$, служит для снижения величины пульсаций давления, возникающих при подаче давления напорной линии в блок управления и регулировки скорости изменения рабочего объема.

Математическая модель процесса уменьшения рабочего объема АПГ [2] включает уравнения расхода рабочей жидкости (1 - 3) и уравнения движения поршня

гидроцилиндра ГУ (4 - 7) и золотника распределителя R_1 (8) :

$$Q_{R_1} = \text{sign}(p_H - p_{R_1}) \mu \pi d_{R_1} \Delta \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_H - p_{R_1}|} = \quad (1)$$

$$= Q_{op} + \frac{V_{0R_1}}{E} \frac{dp_{R_1}}{dt}$$

$$Q_{op} = \text{sign}(p_{R_1} - p_{yup}) \mu S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{R_1} - p_{yup}|} = \quad (2)$$

$$= S_1 \frac{dx}{dt} + \frac{V_{01} + S_1 x}{E} \frac{dp_{yup}}{dt}$$

$$Q_{yup} = Q_{op} - S_2 \frac{dx}{dt} \quad (3)$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = S_1 \cdot p_{op} - S_2 p_H - \quad (4)$$

$$-\beta \frac{dx}{dt} - F_g - F_u - \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) \cdot F_{mp}$$

$$F_g = Mg \frac{l}{L} \cos \gamma \quad (5)$$

$$F_u = (m_n + \frac{m_{ш}}{2}) \cdot \omega_{M_1}^2 \frac{r}{L} \sum_j z_j \sin(\omega_{M_1} \cdot t - \delta_j) \quad (6)$$

$$F_{mp} = v_{mp} \cdot p_H (z \cdot S_n - \zeta \cdot S_p) \quad (7)$$

$$m_{R_1} \frac{d^2 \Delta}{dt^2} = S_{R_1} p_H - c_{R_1} \Delta . \quad (8)$$

В выражениях (1 - 3) обозначено: p_H , p_{R_1} - давление в напорной линии и линии управления на участке $R_1 - Др$; Δ , d_{R_1} - смещение и диаметр золотника распределителя R_1 ; S_{op} - площадь сечения дросселирующего отверстия $Др$; ρ , E - плотность и модуль объемного сжатия рабочей жидкости; p_{yup} - давление в линии управления на участке $Др - ГУ$; x - смещение поршня ГУ; V_{01} - минимальный объем полости ГУ со стороны большего сечения поршня. В (4 - 8): m , m_{R_1} - масса поршня ГУ и золотника распределителя R_1 ; $\beta \frac{dx}{dt}$ - вязкая сила сопротивления движению поршня ГУ со стороны рабочей

жидкости; F_g - вес качающего узла, приведенный к точке приложения усилия со стороны гидроцилиндра; l - расстояние от центра вращения до центра тяжести качающего узла; F_{mp} - сила трения при скольжении распределителя вдоль цилиндрической поверхности, для которой L - радиус кривизны. Символами S_n , S_p , S_{R_1} обозначены площади поршня и распределителя качающего узла АПГ и золотника R_1 ; z - число поршней блока цилиндров; ζ - коэффициент смачивания поверхности распределителя качающего узла АПГ рабочей жидкостью.

В результате решения уравнений (2 - 8) определяются: смещения поршня ГУ x и золотника $R_1 - \Delta$, расход рабочей жидкости на обеспечение работы системы управления Q_{yup} и давление p_{yup} в системе управления. Уравнения (2 - 8) решаются совместно с системой уравнений, описывающей работу гидропривода на основе дискретно регулируемых АПГ с наклонным блоком цилиндров [3, 4].

При проведении численных расчетов в качестве гидромотора рассматривалась гидромашинка АПГ-403.112. На основе данных о геометрии ее узлов авторами получена линеаризованная зависимость (9) между смещением поршня гидроцилиндра системы управления и углом наклона блока цилиндров к оси поршневого блока [2].

$$\gamma = -4.5 \cdot x + \gamma_{\max} . \quad (9)$$

Определив с помощью (9) угол наклона блока цилиндров γ , можно найти объем гидромашинки M и подставить его в уравнение неразрывности [3], которое описывает баланс потоков рабочей жидкости в гидроприводе и определяется по формуле:.

$$W_0^H \omega_H - (C_{nn} + C_{mn}) p_H - \frac{(V^H + V^{mp} + V^M)}{E} \frac{dp_H}{dt} - \quad (10)$$

$$- Q_{кл} - Q_{op} - Q_{yup} = W_0^M (\gamma) \cdot \omega_M .$$

В выражении (9) обозначено: W_0^H , W_0^M - характерные объемы насоса и гидромотора; ω_H и ω_M - их круговые частоты; C_{nn} ,

C_{mn} - коэффициенты утечек и перетечек в насосе и гидромоторе; $(V^n + V^{mp} + V^m)$ - суммарный объем напорной линии гидропривода; $Q_{кл}$, $Q_{др}$ - расходы рабочей жидкости через камеру сброса переливного клапана и встроенный в него дроссель. Величина $Q_{упр}$ получалось из решения системы уравнений (2 – 8), уравнения для определения $Q_{кл}$ и $Q_{др}$ описаны в работе [3]. Решая уравнение (10) можно найти величину давления p_n в напорной линии гидропривода, которое, на следующем шаге по времени будет использовано в уравнениях системы (2 – 8).

Внешняя нагрузка моделировалась как момент сообщаемый валу гидромотора от грузонесущего элемента подъемного стрелового крана [4]. В модели учитывалось влияние колебаний грузонесущего элемента на гидравлическую систему механизма подъема.

Численный эксперимент

Основными параметрами, которые характеризуют работу системы управления рабочим объемом АПГ, являются время T изменения рабочего объема от начального до конечного значения и давление срабатывания $p_{упр_с}$, при котором начинается движение поршня ГУ. Для исследования вопросов, связанных с надежностью, важна также величина пульсаций давления в напорной линии, которые сопровождают процесс изменения рабочего объема. Увеличение давления в напорной линии гидропривода происходит при уменьшении рабочего объема гидромотора, что может быть использовано в рабочем процессе строительно-дорожных машин для увеличения скорости рабочего органа в режиме холостого хода. В рамках проведенного численного эксперимента исследовался именно процесс уменьшения рабочего объема гидромотора при минимальной внешней нагрузке холостого хода и постоянном рабочем объеме насоса.

При проведении численного эксперимента авторы исследовали вопрос о влиянии на вышеназванные параметры диаметра

дросселирующего отверстия D_p и количества m_0 нерастворенной газовой смеси в рабочей жидкости. В работе рассмотрен процесс изменения рабочего объема гидромотора, происходящий сразу после включения гидропривода, когда возможно взаимное влияние друг на друга двух переходных процессов. В этом случае следует учитывать также время t_n начала процесса уменьшения объема гидромотора.

В ходе численного эксперимента определялись временные зависимости $p_n(t)$, $p_{упр}(t)$ и $V^m(t)$ при различных значениях параметров m_0 , V_0^H и диаметрах $d_{др}$ отверстия дросселя D_p .

В качестве примера построения временных зависимостей, на рис. 2 представлены кривые, иллюстрирующие изменение характера переходного процесса в напорной линии гидропривода в зависимости от диаметра $d_{др}$ дросселирующего отверстия D_p в системе управления гидропривода. Рабочий объем насоса $V_0^H = 112 \text{ см}^3$; процентное содержание нерастворенной газовой смеси $m_0 = 0$; уменьшение объема гидромотора начинается в момент времени $t_n = 1.5 \text{ с}$.

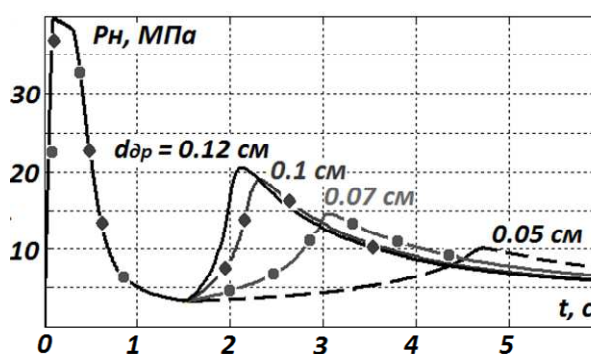


Рис. 2. Переходный процесс в напорной линии гидропривода при различных диаметрах дросселя

Уменьшение в 2.4 раза диаметра дросселирующего отверстия сглаживает осцилляции давления в напорной линии гидропривода, снижая коэффициент динамичности осцилляций давления в напорной линии гидропривода вдвое.

На рис. 3 показаны осцилляции давления в системе правления на начальной стадии переходного процесса в зависимости от процентного содержания нерастворенной газовой смеси в рабочей жидкости гидропривода.

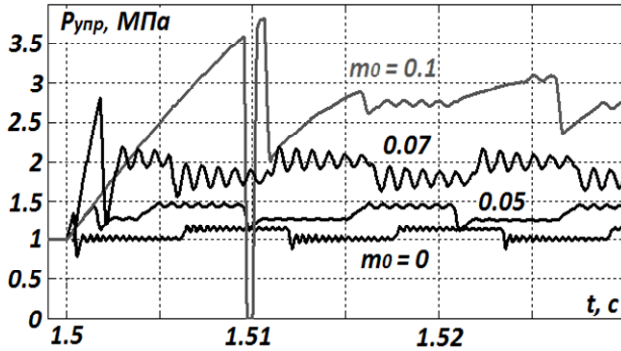


Рис. 3. Переходный процесс в линии управления гидромотором при различных значениях m_0

Рабочий объем насоса $V_0^H = 56 \text{ см}^3$; диаметр дросселирующего отверстия $d_{др} = 0.05 \text{ см}$; уменьшение объема гидромотора начинается в момент времени $t_n = 1.5 \text{ с}$. При увеличении процентного содержания нерастворенного воздуха сжимаемость рабочей жидкости возрастает, что приводит к снижению частоты и росту амплитуды осцилляций давления рабочей жидкости в линии управления. При величине $m_0 = 0.1$ под поршнем ГУ наблюдается разрежение, связанное с резким увеличением объема полости в момент страгивания поршня. Полученные данные свидетельствуют об увеличении критического давления $P_{упр-с}$ страгивания поршня ГУ по мере роста количества нерастворенного воздуха в рабочей жидкости гидравлической системы.

В процессе численного эксперимента также получены данные о влиянии параметра времени t_n на характер протекания переходного процесса; исследовано влияние параметров m_0 , $d_{др}$ и t_n на время изменения рабочего объема гидромотора.

Обработка полученных зависимостей позволила получить зависимости (рис. 4) пиковых значений давления $P_{н_max}$ в на-

порной линии от диаметра дросселя $d_{др}$ при различных значениях параметров m_0 и V_0^H .

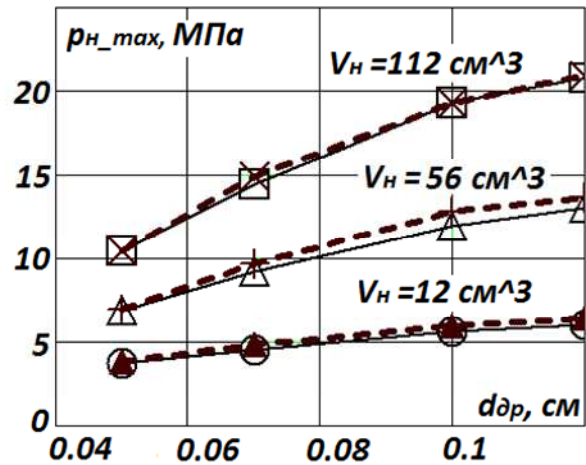


Рис. 4. Зависимость пиковых значений осцилляций давления в напорной линии от диаметра дросселя

Сплошные линии на рис. 4 соответствуют случаю однофазной рабочей жидкости, а штриховые построены для значения параметра $m_0 = 0.05$. Из полученных зависимостей следует вывод об отсутствии существенного влияния количества нерастворенной газовой смеси на максимальные характеристики значений давления рабочей жидкости в напорной линии.

Графики на рис. 5 показывают время T изменения объема гидромотора с максимального значения $V^M = 112 \text{ см}^3$ до величины $V^M = 56 \text{ см}^3$ в зависимости от диаметра дросселя при различных рабочих объемах насоса.

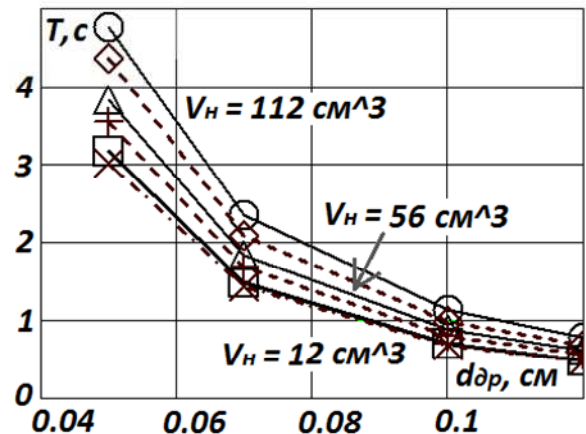


Рис. 5. Зависимость времени изменения рабочего объема гидромотора от диаметра дросселя

На характер протекания переходного процесса можно влиять, изменяя время его запуска t_n . Трехмерные поверхности (рис.6) дают зависимости пикового значения давления p_{n_max} в напорной линии гидропривода и времени переключения $T_{пер} = t_n + T$ в зависимости от диаметра дросселя и времени начала переходного процесса. Графики получены для двухфазной жидкости с параметром $m_0 = 0.05$. Увеличивая задержку по времени между включением гидропривода и началом уменьшения объема гидромотора, можно добиться ощутимого снижения пульсаций давления в напорной линии (особенно при использовании дросселей большого диаметра). Но, при этом, возрастает время, затраченное на изменение объема гидромотора, и увеличивается продолжительность рабочего цикла машины.

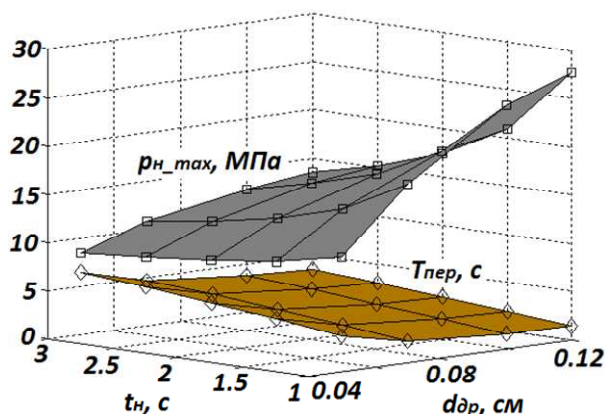


Рис. 6. Зависимость пикового давления в напорной линии и времени переключения от диаметра дросселя

Выводы

Авторами разработана математическая модель системы дискретного управления рабочим объемом аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров, которые используются в гидравлических приводах строительно-дорожных машин.

Численные расчеты с использованием разработанной модели дают возможность подбора оптимального для данной конструкции гидропривода и условий эксплуатации дросселя при заданном режиме управления рабочим объемом гидромашин.

Литература

1. *Николенко И. В.* Оптимизация значений параметров и управляющих переменных в математической модели гидропривода с дискретным регулированием силовых гидроагрегатов / И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // Вестник Сев. НТУ. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. – Севастополь: Изд-во Сев. НТУ.– 2010.– Вып. 110.– С. 101-105.
2. *Николенко И. В.* Динамика регулятора аксиально-поршневой гидромашины с дискретным регулированием / И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // Наукові праці Донецького нац. техн. ун-та: Серія гірничо-електромеханічна.– 2012.– Вып. 23 (196).– С. 191-202.
3. *Рыжаков А. Н.* Исследование переходных процессов в гидроприводах с дискретным регулированием силовых гидроагрегатов с учетом двухфазности рабочей жидкости / А.Н. Рыжаков, И.В. Николенко // Промислова гідраліка і пневматика.– Вінниця: ВГАУ.– 2010.– №4(30).– С. 63-75.
4. *Николенко И. В.* Влияние динамических нагрузок в грузонесущих элементах на характер протекания переходного процесса в гидравлическом приводе механизма подъема / И.В. Николенко, А.Н. Рыжаков // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: Всеукр. зб. наук. праць.– № 76.– 2010.– С. 21-26.

Рецензент: О.Н. Зайцев, д.т.н., проф.
(НАПКС, Симферополь)

Отримано: 28.05.2012р.