

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РЕГУЛИРУЕМОГО ГИДРОМОТОРА

Разработана система автоматического управления частотой вращения гидромотора. Приведены результаты исследования гидропривода с регулируемым гидромотором.

Ключевые слова: золотник гидросистемы, гидроцилиндр, аксиально-плунжерный гидромотор, имитационное моделирование, передаточная функция, гидравлический регулятор.

R.T. Emelyanov, N.S. Sultanov,
A.V. Zakurdaev, L.V. Skurikhin

THE MODELING OF THE CONTROLLED HYDRAULIC MOTOR DYNAMICS

The system for the automatic control of the hydraulic motor rotation speed is developed. The research results of the hydraulic drive with the adjustable hydraulic motor are presented.

Key words: hydraulic valve, hydraulic cylinder, axial-plunger hydraulic motor; imitative modeling, transfer function, hydraulic regulator.

Введение. Интенсификация режимов технологических машин-автоматов требует расширения диапазона регулирования скорости гидроприводов вращательного движения. При этом возникает необходимость обеспечения статической и динамической точности процесса регулирования аксиально-плунжерного гидромотора [1–3]. Для проектирования гидроприводов с наклонным блоком цилиндров необходимо разработать математические модели, позволяющие адекватно описывать переходные процессы, возникающие при изменении режима работы гидроприводов.

Характер переходного процесса во многом определяется физическими процессами в качающем узле и регуляторе рабочего объема гидромотора [4, 5].

Цель работы. Исследование динамических процессов объёмного гидропривода с наклонным блоком цилиндров и дискретным регулированием гидромотора.

Условия и методы исследования. Объектом исследований выбран регулируемый гидромотор, приведенный на схеме гидропривода (рис. 1).

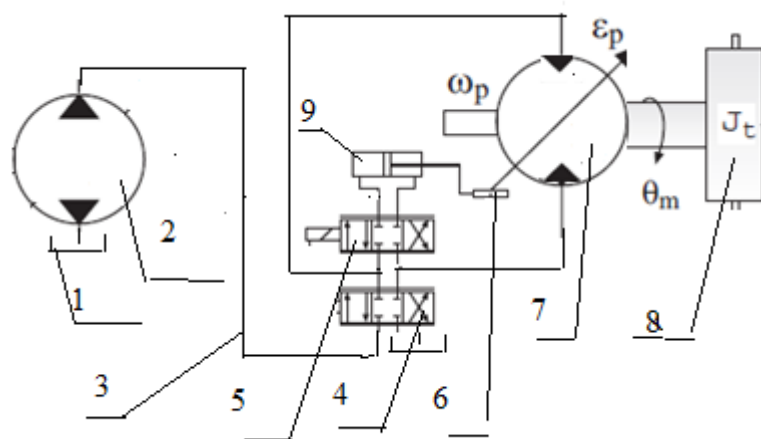


Рис. 1. Гидросхема гидропривода с регулируемым гидромотором

Исполнительным механизмом системы управления служит аксиально-поршневой регулируемый мотор. Мотор состоит из блока регулятора и качающего блока. Качающий узел преобразует энергию давления рабочей жидкости в крутящий момент на валу гидромотора. Распределитель служит для изменения рабочего объема гидромотора посредством изменения угла наклона блока цилиндров.

Для анализа и исследования динамических процессов в гидроприводе использовано имитационное моделирование. Математическая модель гидропривода представляет собой совокупность уравнений, записанных для отдельных его элементов. В гидросистему включается дополнительная электрическая цепь, представляющая собой первую ступень усиления (первый каскад) сигнала. Входной сигнал представляет собой электрический сигнал малой мощности, поэтому его необходимо усилить, чтобы он после преобразования в механический мог перемещать золотник гидрораспределителя.

Условием срабатывания автоматической системы управления является

$$E_2 = \frac{R_2}{R_1} E_1, \quad (1)$$

где E_1, E_2 – электрическое напряжение на входе и выходе сигнала; R_1, R_2 – сопротивление на входе и выходе сигнала.

Если это условие нарушается, то появляется напряжение, которое после усиления приводит в движение сервозолотник гидрораспределителя, направляющий поток рабочей жидкости в нужную полость гидроцилиндра. Перемещение штока гидроцилиндра, связанное с потенциометром, происходит до тех пор, пока не будет уравновешено входное напряжение, т.е. пока напряжение в точке сравнения вновь не станет равным нулю. Таким образом, мы имеем здесь потенциометрическую обратную связь.

Уравнение напряжений в электрической цепи магнита [2]

$$U_{yc} = R_y I_y + L_y \frac{dI_y}{dt} + C_k \frac{dx_{я}}{dt}, \quad (2)$$

где U_{yc} – напряжение на выходе электронного усилителя; R_y – активное сопротивление обмотки управления электромагнита; L_y – индуктивность обмотки управления электромагнитом; C_k – коэффициент противо-ЭДС; $x_{я}$ – смещение якоря электромагнита золотника.

После преобразований уравнение цепи управления ЭМ будет иметь вид

$$T_{ynp} \cdot \frac{dt_y}{dt} + i_y = k_{iu} \cdot U_y \quad (3)$$

Из уравнения цепи управления электромагнита следует, что передаточная функция цепи управления электромагнита будет следующей:

$$W(s) = \frac{k_{Fi} \cdot k_{iu}}{T_{ynp} \cdot s + 1} \quad (4)$$

Здесь $T_{ynp} = \frac{L_y}{R_y + R_{вых}}$ – постоянная времени передаточной функции цепи управления электромагнита, где L_y – индуктивность обмотки управления электромагнита; R_y – активное сопротивление обмотки электромагнита; $R_{вых}$ – сопротивление выходного каскада электронного усилителя; k_{Fi} – постоянная электромагнита; $k_{iu} = \frac{1}{R_y + R_{вых}}$ – коэффициент передачи электронного усилителя.

Расход жидкости через канал в золотнике [2]

$$Q_{кан} = \mu_{кан} \cdot \pi \cdot d_{ц2} \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_{ц2} - p_{сл}|} \cdot \text{sign}(p_{ц2} - p_{сл}), \quad (5)$$

где $\mu_{кан}$ – коэффициент расхода канала в золотнике; $d_{ц2}$ – диаметр золотника; δ – зазор между гильзой гидроцилиндра и поршнем; ρ – плотность рабочей жидкости.

После преобразований передаточную функцию для золотника запишем в виде

$$W(s) = \frac{k_3}{T_3 s + 1}, \quad (6)$$

где $T_3 = \frac{F_3^2 + k_{Qp} k_{mp3}}{k_{Qp} \cdot c_3}$ – постоянная времени передаточной функции основного золотника;

$k_3 = \frac{F_3 \cdot k_{Qx3}}{k_{Qp} \cdot c_3}$ – коэффициент усиления передаточной функции основного золотника.

Уравнение движения поршня гидроцилиндра имеет вид [2]

$$m_{\text{ц.с}} \frac{d^2 z_{\text{ц.с}}}{dt^2} + k_{\text{тр.ц.с}} \frac{dz_{\text{ц.с}}}{dt} + P_{\text{нагр}}^{\Sigma} = p_{\text{пор}} F_{\text{порш}} - p_{\text{штм}} F_{\text{штм}}, \quad (7)$$

где $m_{\text{ц.с}}$ – приведенная масса поршня и подвижных элементов силового гидроцилиндра; $k_{\text{тр.ц.с}}$ – коэффициент вязкого трения в гидроцилиндре; $P_{\text{нагр}}^{\Sigma}$ – внешняя нагрузка, действующая на шток; $F_{\text{штм}}$ – площадь, равная площади поршня гидроцилиндра за вычетом площади штока; $F_{\text{порш}}$ – площадь поршня; $p_{\text{пор}}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра; $p_{\text{штм}}$ – давление в штоковой полости гидроцилиндра, $z_{\text{ц.с}}$ – перемещение поршня силового цилиндра. Отсюда передаточная функция давления в силовом гидроцилиндре

$$W_{p1}(s) = \frac{1}{T_{\text{рцс}} s + 1}, \quad (8)$$

где $T_{\text{рцс}} = \frac{V_{\text{цс}}}{2 \cdot B_{\text{жс}} \cdot k_{Qp}}$ – постоянная времени передаточной функции давления силового гидроцилиндра.

Математическая модель гидромотора [2]

$$\begin{aligned} \frac{dP(t)}{dt} &= \frac{a_p}{K_{\text{унр}}} P(t) - \frac{q_{\text{зм}}}{K_{\text{унр}}} \omega_{\text{зм}}(t) + \frac{q_{\text{н}}}{K_{\text{унр}}} u(t); \\ \frac{d\omega_{\text{зм}}(t)}{dt} &= \frac{q_{\text{зм}} - b_p}{I_b} P(t) - \frac{b_{\text{зм}}}{I_b} \omega_{\text{зм}}(t) + \frac{1}{I_b} M_{\text{н}}(t), \end{aligned} \quad (9)$$

где $P(t)$ – гидравлическое давление потока жидкости; $u(t)$ – управляющее воздействие; $\omega_{\text{зм}}(t)$ – скорость вращения вала гидромотора; $K_{\text{унр}}$ – коэффициент упругости трубопровода с жидкостью передающей гидравлической линии; a_p – коэффициент, учитывающий потери давления в гидравлической линии при передаче потока жидкости; $q_{\text{н}}$ – максимальный рабочий объем насоса; $q_{\text{зм}}$ – максимальный рабочий объем гидравлического двигателя питателя; I_b – приведенный к валу двигателя момент инерции; $b_{\text{зм}}$ – коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от условной скорости; b_p – коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от давления на входе гидромотора.

Расход на входе гидромотора

$$Q_c = \frac{Vq_n}{1000\eta_v}, \quad (10)$$

где Vq – вытесняемый гидромотором объем за один оборот; n – частота вращения вала гидромотора; η_v – объемный КПД гидромотора.

Выходной крутящий момент

$$M_c = \frac{Vq\Delta p n}{20\pi}, \quad (11)$$

где Δp – перепад давлений на входе и выходе гидромотора.
Выходная мощность

$$P_c = \frac{Q_c \Delta p n}{600}. \quad (12)$$

Частота вращения

$$n = \frac{Q_c 1000 \eta}{Vq}. \quad (13)$$

На рисунке 2 приведены результаты моделирования гидропривода с регулируемым гидромотором.

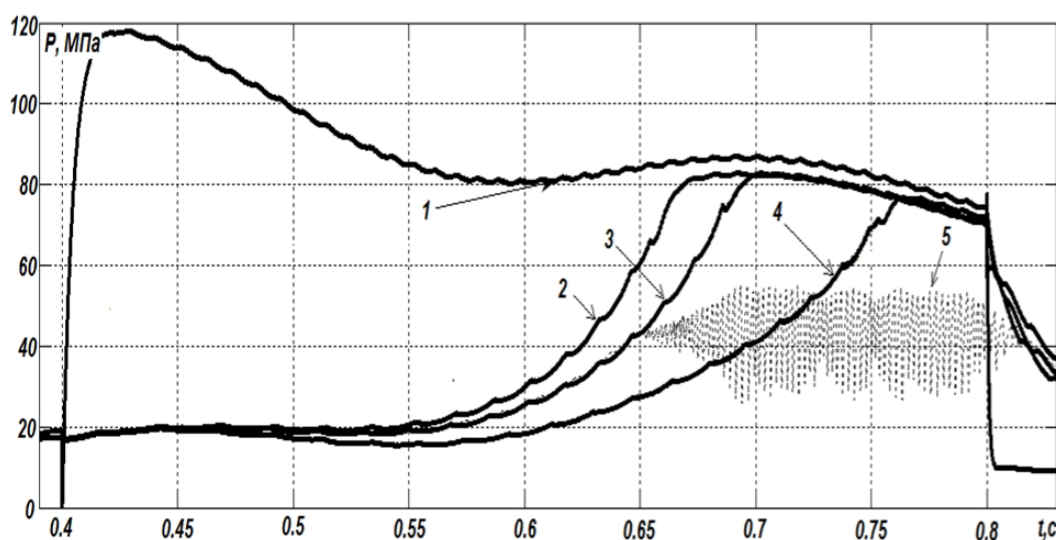


Рис. 2. Результаты моделирования гидропривода с регулируемым гидромотором

Зависимость 1 иллюстрирует изменение давления в напорной линии в предположении мгновенного изменения рабочего объема. Это приводит к резкому увеличению крутизны фронта нарастания давления и пикового давления в напорной линии. Зависимости 2, 3 иллюстрируют нарастание давления при реализации механизма жидкостного трения и конечной скорости изменения объема гидромотора при различных диаметрах поршня гидроцилиндра блока регулятора объема: $d1 = 2,6$ см; $d2 = 1,8$ см – для кривой 2; $d1 = 2,2$ см; $d2 = 1,8$ см – для кривой 3. Зависимость 4 – при реализации механизма смешанного трения, что существенно увеличивает время изменения объема гидромотора. Зависимость 5 моделирует включение переливного клапана

Заключение

- Математическая модель гидравлического регулятора позволяет моделировать переходные процессы, связанные с изменением режима работы гидропривода.
- Результаты моделирования динамических процессов в гидроприводе позволили установить минимальную величину времени срабатывания гидравлического регулятора при дифференциальном подключении гидравлического регулятора к напорной гидролинии и выполнении условия $d1 / d2 = 2$, время срабатывания на уменьшение рабочего объема и его увеличение одинаково.

Литература

1. Ryzhakov A.N., Nikolenko I., Dreszer K. Selection of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment // ТЕКА Kom. Mot. Energ. Roln. – OL. PAN, 2009. – Vol. IX. – P. 267–276.
2. Рьжаков А.Н., Николенко И.В. Переходные процессы в гидроприводе с дискретным машинным регулированием. – Симферополь; Люблин, 2009. – Т. 11. – С. 52–65.
3. Николенко И.В., Рьжаков А.Н. Оптимизация значений параметров и управляющих переменных в математической модели гидропривода с дискретным регулированием силовых гидроагрегатов // Вестник Сев. НТУ. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. – 2010. – Вып. 110.
4. Прокофьев В.Н., Синев А.В. Кинематические связи в бескарданных аксиально-поршневых гидропередачах // Вестник машиностроения. – 1964. – № 11. – С. 14–18.
5. Рьжаков А.Н., Николенко И.В. Влияние кинематики аксиально-поршневых гидромашин с дискретным регулированием на характер протекания переходных процессов. – Симферополь; Люблин, 2010.



УД К 630*377

А.В. Андронов, В.Д. Валяжонков,
Ю.А. Добрынин, В.А. Дмитриев

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ОСУШЕНИЯ ЛЕСНЫХ ЗЕМЕЛЬ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДОСТУПНОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ РУБОК УХОДА

В статье указывается, что более 50 % лесов таежной зоны Северо-Запада имеют избыточное увлажнение земель. Они мало доступны к проведению рубок ухода и требуют незамедлительного производства гидролесомелиоративных работ. Эффективное осушение лесных площадей предлагается производить способом прокладки каналов с уплотнением откосов. Реализация такого способа возможна специальным техническим средством на базе экскаватора, гусеницы которого способны наклоняться относительно продольной плоскости и передвигаться по откосам каналов.

Ключевые слова: рубки ухода, переувлажненные земли, гидромелиоративные работы, лесная среда, технические средства.

A.V. Andronov, V.D. Valyazhonkov,
Y.A. Dobrynin, A.V. Dmitriev

TECHNICAL MEANS FOR THE FOREST SOIL DRAINAGE TO PROVIDE THE ACCESSIBILITY OF IMPROVEMENT THINNING CONDUCTING

The article points out that more than 50 % of the taiga zone forests of the North- West have the excessive soil moistening. They are not very accessible to the thinning conducting and require immediate carrying out of the forest hydro-melioration works. It is offered to conduct the effective drainage of forest land by laying the canals with the slope compaction. This method implementation is possible with the special technical means on the basis of the excavator which caterpillars are able to bend relatively to the longitudinal plane and to move on the canal slopes.

Key words: improvement thinning, over-moistened soils, hydro-melioration works, forest environment, technical means.

Введение. Рубки ухода за лесом имеют важное значение в общем процессе лесозаготовок и особенно они актуальны для европейской части Российской Федерации, в частности на Северо-Западе, где лесозаготовка на суходолах практически себя исчерпала и вынуждена перемещаться на увлажненные и переувлажненные лесные земли, которых насчитывается более 50 % [1–3]. Однако проведение механизированных рубок ухода на избыточно увлажненных землях становится невозможной без предварительного проведения гидролесомелиоративных работ.