

Таванюк Т. Я.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ФУНКЦИЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА СПЕЦИАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Получена линеаризованная математическая модель и установлены передаточные функции автоматического электрогидравлического привода. Приведены структурные схемы привода по управляющему и нагружающему воздействиям. Математическая модель построена применительно к приводам технологического оборудования для механической обработки материалов, которые разработаны с применением стандартных устройств и аппаратов.

Ключевые слова: передаточная функция, нелинейная модель, структурная схема, электрогидравлический привод.

1. Введение

Современное оборудование для механической обработки материалов требует высокой точности обеспечения оптимальных законов движения рабочих органов, что достигается применением автоматизированного электрогидравлического привода (ЭГП) [1].

Одним из основных этапов в разработке и проектировании ЭГП является анализ устойчивости, оценка качества регулирования и проведение коррекции динамических характеристик привода. Поэтому является актуальным и необходимым для проведения этого этапа разработка математической модели для исследования нестационарных рабочих процессов, которые протекают при работе привода. Этим обосновывается актуальность проведенного исследования.

2. Анализ последних исследований и публикаций

Моделирование динамических процессов, протекающих в ЭГП, достаточно широко отражено в работах [2–4], однако математические модели не могут быть использованы для всего класса исследуемых приводов. Часть из них рассматривает определенные конструкции устройств ЭГП, в особенности, электрогидравлических усилителей (ЭГУ). Для многих моделей требуется оценка параметров, которые не могут быть установлены из паспортных данных стандартных элементов привода или определены на стадии предварительного расчета.

Очень важным является использование линейных моделей для математического описания динамических характеристик, что допустимо для малых отклонений параметров системы от их статических значений. На их основе получают аналитические решения, которые дают возможность выявить и представить существенные

особенности исследуемого процесса для произвольной комбинации параметров системы. Также, аналитические решения можно применять для оценки погрешности численных решений.

3. Объект, цель и задачи исследования

Объектом исследования являются рабочие процессы, протекающие в электрогидравлических приводах.

Цель работы состоит в построении линеаризованной математической модели и получении передаточных функций ЭГП с дроссельным регулированием применительно к приводам специального технологического оборудования для механической обработки материалов с использованием паспортных данных стандартных устройств и аппаратов привода.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи:

1. Рассмотреть нелинейную математическую модель автоматизированного электрогидравлического привода специального технологического оборудования.
2. Уточнить линейную математическую модель рабочих процессов, протекающих в приводе.
3. Определить передаточные функции отдельных звеньев и автоматизированного привода в целом.

4. Материалы и результаты исследований математической модели рабочих процессов, протекающих в специальном технологическом оборудовании

Рассмотрим расчетную схему ЭГП, приведенную на рис. 1. Обозначим основные элементы привода: электрогидравлический усилитель (ЭГУ), включающий электро-механический преобразователь (ЭМП) и гидроусилитель (ГУ), электронный блок (ЭБ), гидродвигатель (ГД), датчик обратной связи (ДОС).

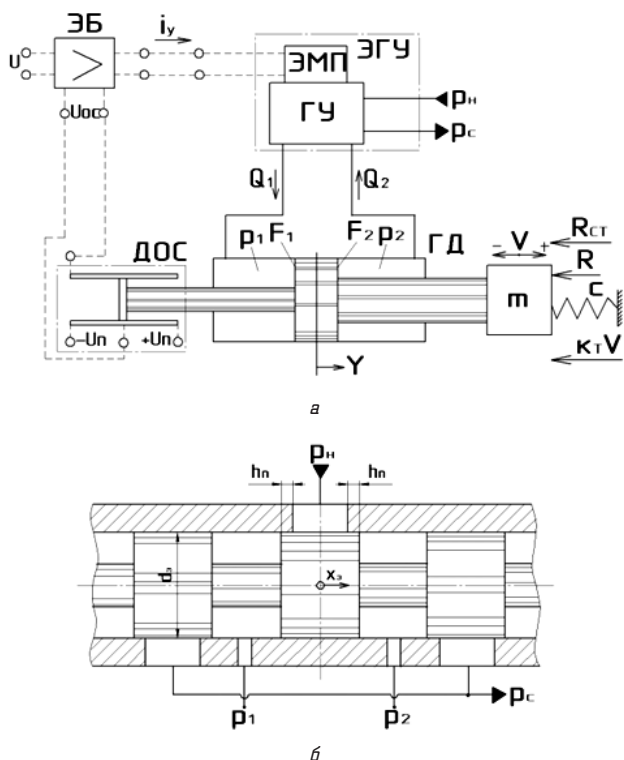


Рис. 1. ЭГП (а) и выходной каскад ЭГУ (б)

Типовая нелинейная математическая модель ЭГП с дроссельным регулированием рассмотрена в работах [5–7] и представляет собой следующие зависимости и дифференциальные уравнения:

$$U_{OC} = k_{OC} Y; U_{YC} = k_{YC} (U - U_{OC});$$

$$L_y \frac{di_y}{dt} + R_3 i_y = U_{YC}; T_{2y} \frac{d^2 x_3}{dt^2} + T_{1y} \frac{dx_3}{dt} + x_3 = k_{xi} i_y;$$

$$Q_1 = \begin{cases} \mu_3 \pi d_3 k_n (x_3 - h_n) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_n - p_1| \text{sign}(p_n - p_1)}, & x_3 > h_n; \\ 0, & |x_3| \leq h_n; \\ \mu_3 \pi d_3 k_n (x_3 + h_n) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_c| \text{sign}(p_1 - p_c)}, & x_3 < -h_n; \end{cases}$$

$$Q_2 = \begin{cases} \mu_3 \pi d_3 k_n (x_3 - h_n) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_c| \text{sign}(p_2 - p_c)}, & x_3 > h_n; \\ 0, & |x_3| \leq h_n; \\ \mu_3 \pi d_3 k_n (x_3 + h_n) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_n - p_2| \text{sign}(p_n - p_2)}, & x_3 < -h_n; \end{cases}$$

$$m \frac{dV}{dt} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - cY - k_T V - R_{CT} \text{sign} V - R;$$

$$\frac{dY}{dt} = V, \quad -H/2 \leq Y \leq H/2;$$

$$\frac{W_{HO} + F_1(H/2 + Y)}{E_{ж}} \frac{dp_1}{dt} = Q_1 - F_1 V;$$

$$\frac{W_{HO} + F_2(H/2 - Y)}{E_{ж}} \frac{dp_2}{dt} = -Q_2 + F_2 V;$$

где Y, V – перемещение и скорость поршня гидроцилиндра; p_1, p_2 – давления в полостях ГД; m – приведенная масса подвижных частей выходного звена привода; F_1, F_2 – эффективные площади гидроцилиндра; c – жесткость позиционной нагрузки; k_T – коэффициент для силы вязкого трения; R_{CT} – сила сухого трения; R – нагрузка; H – ход поршня гидроцилиндра; $E_{ж}$ – модуль упругости жидкости; W_{HO}, W_{CO} – «мертвые объемы» напорной и сливной линий; k_{OC} – коэффициент передачи для ДВС; k_{xi} – коэффициент передачи для ЭГУ; T_{2y}, T_{1y} – постоянные времени, которые определяются соответственно по частотам ν_1, ν_2 сдвига по фазе на 45 и 90 град:

$$T_{2y} = \frac{1}{2\pi\nu_2}; T_{1y} = \frac{1}{2\pi\nu_1} - \frac{2\pi\nu_1}{(2\pi\nu_2)^2},$$

где p_n, p_c – давление на выходе насосной станции и в сливной линии; h_n – величина положительное перекрытие; μ_3 – коэффициент расхода для щели золотника; d_3 – диаметр золотника; k_n – коэффициент, учитывающий полноту использования периметра золотника; ρ – плотность жидкости; U – управляющее (входное) напряжение; U_{OC} – напряжение на входе ЭГУ; k_{YC} – коэффициент усиления (передачи) ЭБ; L_y – индуктивность обмотки управления; R_3 – активное сопротивление ЭМП.

Выполним линеаризацию представленной нелинейной математической модели. Для этого предварительно исключим из рассмотрения позиционную нагрузку и силу сухого трения. Допустимо [7–9] при линеаризации математических моделей гидроприводов принять равными «мертвые объемы» напорной и сливной линий:

$$W_{HO} = W_{CO} = W_O. \tag{1}$$

Уравнения неразрывности можно записать для среднего положения поршня, а также принять равными эффективные площади гидроцилиндра:

$$F_1 = F_2 = F. \tag{2}$$

Данное допущение является наиболее значительным, но позволяет принять равными расходы в линиях ЭГУ, что существенно упрощает математическую модель:

$$Q_1 = Q_2 = Q. \tag{3}$$

На основании вышеизложенного, уравнения движения и баланса расходов можно записать в виде:

$$m \frac{dV}{dt} = (p_1 - p_2)F - k_T V - R; \tag{4}$$

$$\frac{dy}{dt} = V; \tag{5}$$

$$\frac{W_O + FH/2}{E_{ж}} \frac{dp}{dt} = Q - FV; \tag{6}$$

$$\frac{W_O + FH/2}{E_{ж}} \frac{dp_2}{dt} = Q + FV. \tag{7}$$

ДОС, ЭБ и управляющая обмотка ЭГУ описываются линейными звеньями:

$$U_{oc} = k_{oc}y; \tag{8}$$

$$U_{yc} = k_{yc}(U - U_{oc}). \tag{9}$$

Связь перемещения золотника ГУ с током в обмотке управления описываем линейным дифференциальным уравнением:

$$T_{2y}^2 \frac{d^2x_3}{dt^2} + T_{1y} \frac{dx_3}{dt} + x_3 = k_{xi}i_y. \tag{10}$$

Известным образом [10, 11] проводим линеаризацию расходно-перепадных характеристик ЭГУ:

$$Q = k_{Qx}x_3 - k_{Qp}(p_1 - p_2), \tag{11}$$

а коэффициенты передач k_{Qx} , k_{Qp} согласно принятого подхода определяем по зависимостям:

$$k_{Qx} = \left. \frac{\partial Q}{\partial x} \right|_{\substack{x_3=x_{30} \\ p_1=p_{10} \\ p_2=p_{20}}}, \tag{12}$$

$$k_{Qp} = \left. \frac{\partial Q}{\partial x} \right|_{\substack{x_3=x_{30} \\ p_1=p_{10} \\ p_2=p_{20}}}, \tag{13}$$

$$k_{Qp} = \left. \frac{\partial Q}{\partial (p_1 - p_2)} \right|_{\substack{x_3=x_{30} \\ p_1=p_{10} \\ p_2=p_{20}}}, \tag{14}$$

где x_{30} , p_{10} , p_{20} – статические значения для переменных.

В расчетах в первом приближении можно принять значения k_{Qx} и k_{Qp} , рассчитанные при $x_{30} = 0$, $p_{10} = 0$, $p_{20} = 0$ для ГУ с золотником при нулевом перекрытии [6]:

$$k_{Qx} = \mu_3 \pi d_3 k_n \sqrt{\frac{p_n}{p}}; \tag{15}$$

$$k_{Qp} = 0; \tag{16}$$

где $p_n = p_n - p_c$ – давление, подведенное к ЭГУ.

Тогда получаем следующую систему линейных уравнений, записанных для отклонений переменных от своих статических значений:

$$\begin{cases} \Delta U_{oc} = k_{oc} \Delta y; \\ \Delta U_{yc} = k_{yc} (\Delta U - \Delta U_{oc}); \\ L_y \frac{d\Delta i_y}{dt} + R_3 \Delta i_y = \Delta U_{yc}; \\ T_{2y}^2 \frac{d^2(\Delta x_3)}{dt^2} + T_{1y} \frac{d(\Delta x_3)}{dt} + x_3 - k_{xi} \Delta i_y; \\ \Delta Q = k_{Qx} \Delta x_3 - k_{Qp} (\Delta p_1 - \Delta p_2); * \\ \frac{W_o + FH/2}{E_{ж}} \frac{d(\Delta p_1)}{dt} = \Delta Q - F\Delta V; ** \\ \frac{W_o + FH/2}{E_{ж}} \frac{d(\Delta p_2)}{dt} = -\Delta Q + F\Delta V; *** \\ m \frac{d(\Delta V)}{dt} = (\Delta p_1 - \Delta p_2)F - k_T \Delta V - \Delta R; \\ \frac{d(\Delta y)}{dt} = \Delta V. \end{cases} \tag{17}$$

Вычтем (17***) из (17**), после чего подставляем полученный результат в (17*), а далее систему преобразовываем по Лапласу [10] и преобразуем к виду:

$$\begin{cases} \Delta U_{oc}(s) = k_{oc} \Delta y(s); \\ \Delta U_{yc}(s) = k_{yc} (\Delta U(s) - \Delta U_{oc}(s)); \\ \Delta i_y(s) = L_y \frac{1/R_3}{T_{oy}s + 1} \Delta U_{yc}(s); \\ \Delta x_3(s) = \frac{k_{xi}}{T_{2y}^2 s^2 + T_{1y}s + 1} \Delta i_y; \\ (\Delta p_1(s) - \Delta p_2(s)) = \frac{1}{\frac{FH}{4E_{ж}} s + k_{Qp}} *; \\ [k_{Qx} \Delta x_3(s) - F\Delta V(s)]; \\ \Delta V(s) = \frac{1}{ms + k_T} [F(\Delta p_1(s) - \Delta p_2(s)) - \Delta R]; \\ \Delta y(s) = \frac{1}{s} \Delta V(s), \end{cases} \tag{18}$$

где s – переменная Лапласа; T_{oy} – постоянная времени для обмотки управления ЭГУ:

$$T_{oy} = L_y / R_3, \tag{19}$$

где $E_{ж}$ – приведенный модуль упругости для гидроцилиндра:

$$E_{ж} = \frac{E_{ж}}{1 + \frac{2W_o}{FH}}. \tag{20}$$

Для системы (26) строим структурную схему, приведенную на рис. 2.

Структурную схему преобразовываем, при этом вводим коэффициент передачи ЭБ:

$$K_{эб} = K_{yc} / K_3, \tag{21}$$

а также коэффициент усиления (передачи) ЭГУ по расходу:

$$K_{Qi} = K_{xi} / K_{Qx}. \tag{22}$$

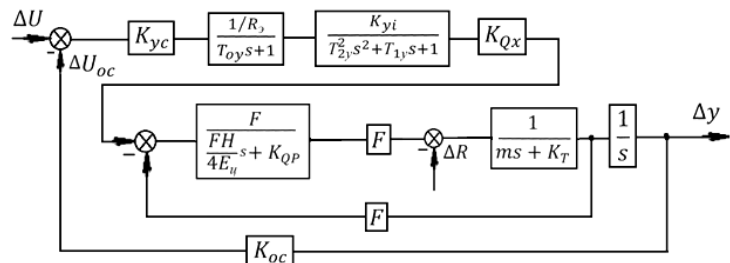


Рис. 2. Структурная схема

В расчетах значение K_{Qi} можно оценить из паспортных данных ЭГУ [6]:

$$K_{Qi} = Q_{ном} / i_{ном}. \tag{23}$$

где $Q_{ном}$, $i_{ном}$ – номинальное значение расхода и тока управления ЭГУ.

На рис. 3 представлена структурная схема после выполненных преобразований.

Для получения передаточной функции привода по управляющему сигналу выполняем дальнейшее преобразование структурной схемы (рис. 4), не рассматривая отклонение нагрузки ΔR .

Вводим гидромеханическую постоянную времени для гидроцилиндра:

$$T_{\text{и}} = \sqrt{\frac{mH}{4E_{\text{и}}F}}, \quad (24)$$

а также коэффициент относительного демпфирования:

$$\zeta_{\text{и}} = \frac{1}{T_{\text{и}}} \left[\frac{K_{\text{Qp}}m}{F^2} + \frac{HK_{\text{T}}}{2E_{\text{и}}F} \right]. \quad (25)$$

Обычно в приводах [8, 12]:

$$K_{\text{Qp}}K_{\text{T}}/F^2 \ll 1, \quad (26)$$

поэтому далее рассматриваем структурную схему передачи управляющего сигнала, представленную на рис. 5.

В соответствии со структурной схемой получаем передаточную функцию ЭГП по управляющему сигналу:

$$W_{\text{yu}}(s) = \frac{K_{\text{yu}}}{D_{\text{ЭГСП}}} \cdot \frac{1}{(T_{\text{оy}}s+1)(T_{2\text{y}}^2s^2+T_{1\text{y}}s+1)(T_{\text{и}}^2s^2+2T_{\text{и}}\zeta_{\text{и}}s+1)+1}, \quad (27)$$

где K_{yu} – коэффициент передачи привода по управляющему сигналу:

$$K_{\text{yu}} = 1/K_{\text{oc}}; \quad (28)$$

$D_{\text{ЭГСП}}$ – добротность привода (коэффициент усиления разомкнутой системы):

$$D_{\text{ЭГСП}} = K_{\text{ЭБ}}K_{\text{Qi}}K_{\text{oc}}/F. \quad (29)$$

С целью получения передаточной функции привода по нагрузке исключим в структурной схеме (рис. 3) из рассмотрения ΔU , и выполним дальнейшие преобразования, как показано на рис. 6.

Вводим в рассмотрение постоянную времени звена предварения:

$$T_{\text{R}} = \frac{FH}{4E_{\text{и}}K_{\text{Qp}}}. \quad (30)$$

На основании (24)–(26) можно преобразовать структурную схему к виду, как показано на рис. 7.

В соответствии со структурной схемой получаем передаточную функцию привода по нагружающему воздействию:

$$W_{\text{yR}}(s) = \frac{K_{\text{yR}}(T_{\text{oR}}s+1)(T_{2\text{y}}^2s^2+T_{1\text{y}}s+1)}{D_{\text{ЭГСП}}(T_{\text{оy}}s+1)(T_{2\text{y}}^2s^2+T_{1\text{y}}s+1)(T_{\text{и}}^2s^2+2T_{\text{и}}\zeta_{\text{и}}s+1)+1} \cdot \frac{(T_{\text{оy}}s+1)}{1}, \quad (31)$$

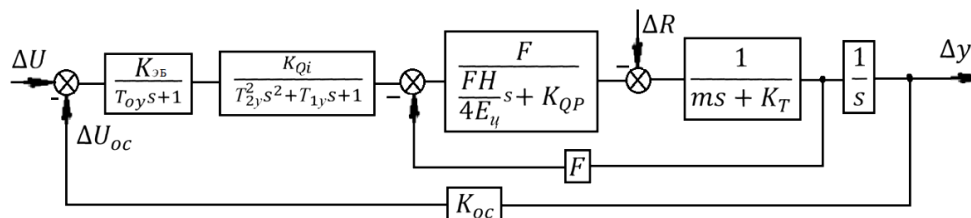


Рис. 3. Структурная схема

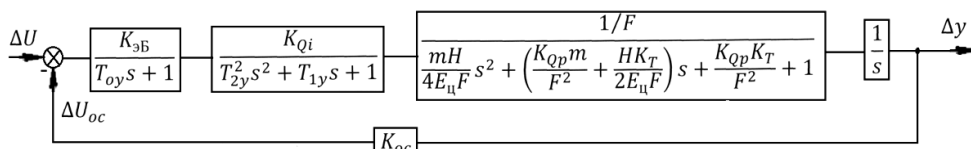


Рис. 4. Структурная схема

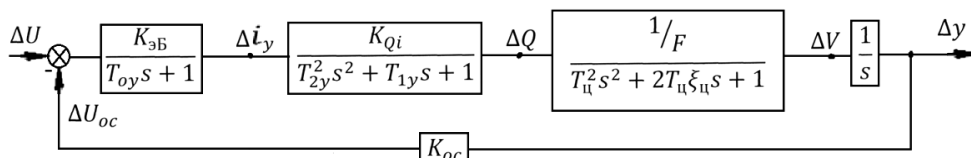


Рис. 5. Структурная схема передачи управляющего сигнала

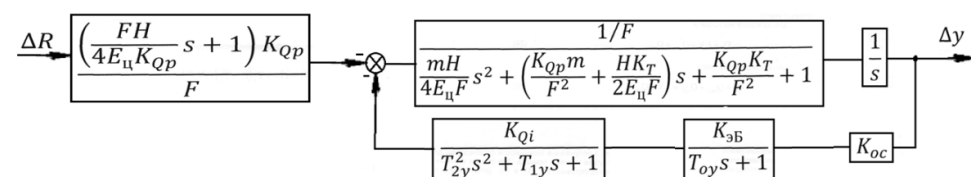


Рис. 6. Структурная схема

где y_R – коэффициент передачи привода по нагружающему воздействию:

$$K_{yR} = \frac{Q_p}{F D_{\text{эсп}}} \quad (32)$$

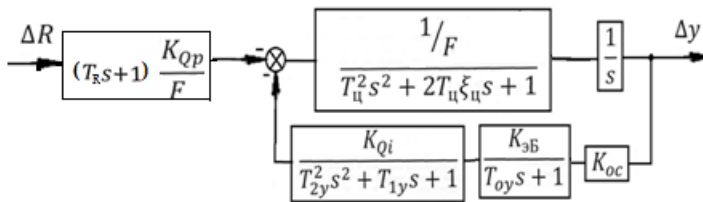


Рис. 7. Структурная схема передачи нагружающего воздействия

Выходной сигнал в общем случае является результатом управляющего и нагружающего воздействия и определяется согласно принципу суперпозиции:

$$\Delta y(s) = W_{yu}(s) \Delta U(s) - W_{yR}(s) \Delta R(s). \quad (33)$$

5. Обсуждение результатов исследования математической модели рабочих процессов, протекающих в специальном технологическом оборудовании

Полученная математическая модель рабочих процессов уточнена путем учета нестационарного трения на подвижных элементах гидравлических устройств с учетом инерционности изменения структуры потока. Использование данной модели дает заметный выигрыш в точности расчета динамических характеристик привода. Возможно применение математической модели для разработки системы автоматического управления специальным технологическим оборудованием, что позволит реализовать оптимальных законов движения рабочих органов, точность регулирования их перемещений, стабильности заданных скоростей деформаций в условиях переменной нагрузки.

6. Выводы

В результате проведенных исследований:

1. Получена линеаризованная математическая модель и установлены передаточные функции автоматического электрогидравлического привода. Математическая модель построена применительно к приводам специального технологического оборудования для механической обработки материалов, которые разработаны с применением стандартных устройств и аппаратов.
2. Приведены структурные схемы привода по управляющему и нагружающему воздействиям.

Полученная математическая модель системы позволяет проводить анализ устойчивости, оценку качества регулирования и коррекцию динамических характеристик на основе паспортных данных элементов привода.

Литература

1. Лещенко, В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением [Текст] / В. А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
2. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем [Текст] / Д. Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
3. Терских, В. З. Сравнительный анализ динамических свойств дроссельных гидроприводов [Текст] / В. З. Терских // Известие вузов. Машиностроение. – 1976. – № 7. – С. 59–62.
4. Lu, H.-C. Robust controller with disturbance rejection for hydraulic servo systems [Text] / H.-C. Lu, W.-C. Lin // IEEE Trans. Ind. Electron. – 1993. – Vol. 40, № 1. – P. 157–162. doi:10.1109/41.184833
5. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода [Текст]: справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – К.: Техника, 1977. – 320 с.
6. Чупраков, Ю. И. Электрогидравлические усилители [Текст] / Ю. И. Чупраков. – М.: МАДИ, 1975. – 124 с.
7. Sastry, S. Nonlinear Systems [Text] / S. Sastry // Interdisciplinary Applied Mathematics. – New York: Springer, 1999. – 700 p. doi:10.1007/978-1-4757-3108-8
8. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы [Текст]: справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
9. Hespanha, J. Linear Systems Theory [Text] / J. Hespanha. – Princeton Press, 2009. – 280 p.
10. Дорф, Р. Современные системы управления [Текст] / Р. Дорф, Р. Бишоп. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. – 831 с.
11. Yang, W. Y. Applied Numerical Methods Using MATLAB® [Text] / W. Y. Yang, W. Cao, T.-S. Chung, J. Morris. – John Wiley & Sons, 2005. – 510 p. doi:10.1002/0471705195
12. Соколова, Я. В. Нелинейная математическая модель электрогидравлического следящего привода с дроссельным регулированием [Текст] / Я. В. Соколова, Т. Я. Таванюк, В. И. Соколов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – 2010. – № 10 (152). – С. 168–175.

ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАВАЛЬНИХ ФУНКЦІЙ АВТОМАТИЧНОГО ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ СПЕЦІАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Отримана лінеаризована математична модель й встановлені передавальні функції автоматичного електрогидравлического привода. Наведені структурні схеми привода по керуючій та навантажувальній дії. Математична модель побудована стосовно до приводів технологічного обладнання для механічної обробки матеріалів, що розроблені зі застосуванням стандартних пристроїв та апаратів.

Ключові слова: передавальна функція, нелінійна модель, структурна схема, електрогидравлический привод.

Таванюк Татяна Яковлевна, кандидат технічних наук, кафедра машиностроєння, станків та інструментів, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Северодонецьк, Україна, e-mail: ttavanyuk@gmail.com.

Таванюк Тетяна Яківна, кандидат технічних наук, кафедра машинобудування, верстатів та інструментів, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Северодонецьк, Україна.

Tavanyuk Tatyana, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Severodonetsk, Ukraine, e-mail: ttavanyuk@gmail.com