

УДК 629.331

DOI: 10.30987/1999-8775-2020-5-32-38

Г.В. Очкур

## РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ТИПА СОПЛО-ЗАСЛОНКА ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Представлен расчет теоретической динамической характеристики электрогидравлического преобразователя типа сопло-заслонка, с целью обоснования возможности включения его в качестве регулирующего устройства в гидравлическую систему управления топливоподачей двигателя автомобиля КамАЗ. Методы исследования базируются на основах теории автоматического управления. Как следует из полученного графика переходной функции, время переходного процесса перемеще-

ния золотника электрогидравлического преобразователя из нейтрального положения в крайнее, при подаче на катушку индуктивности управляющего сигнала максимальной величины, не превышает 1,1 секунды, что является удовлетворительным для построения истем управления гидравлическими приводами.

**Ключевые слова:** гидропривод, электрогидравлический преобразователь типа сопло-заслонка, динамическая характеристика.

G.V. Ochkur

## DYNAMIC CHARACTERISTICS CALCULATION FOR ELECTRO-HYDRAULIC CONVERTER OF NOZZLE-FLAP TYPE FOR MODERNIZATION OF SYSTEM FOR MOTOR-CAR FUEL FEEDING CONTROL

At the current stage of the development of means for automatic control for the formation of qualitative systems of machines, construction and road machinery, railway transport there are used electro-hydraulic devices transforming electric input signals into hydraulic output power. To carry out a generalized analysis and for the fulfillment of the preliminary synthesis of an automated hydraulic system on the whole the static and dynamic characteristics of its separate units should be obtained.

In the paper there is presented a calculation of a theoretical dynamic characteristic of the electro-hydraulic nozzle-flap converter to substantiate potentialities of its inclusion as an adjusting device acting upon rods of a high-pressure fuel pump in the system

of fuel feeding control of a KamAZ motor-car engine. At that the converter was considered as interconnected units: a unit of feedback. The methods of the investigation of processes in the converter are based on the fundamentals of the theory of automatic control.

As it follows from the transition function diagram obtained as a result of the investigations carried out the transition time of a electro-hydraulic converter slide valve movement from a neutral position into an extreme one in the course of sending a maximum control signal to the coil does not exceed 1.1 sec, that is satisfactory for the formation of hydraulic drive control systems.

**Key words:** hydraulic drive, nozzle-flap electro-hydraulic converter, dynamic characteristic.

### Введение

На современном этапе развития средств автоматического управления для построения качественных систем различных машин-автоматов, строительных, дорожных машин, железнодорожного транспорта и так далее, используются электрогидравлические устройства, преобразующие электрические входные сигналы в гидравлическую выходную мощность. Изучение работ ученых показывает [1-6],

что такие устройства имеют хорошие характеристики с точки зрения управления гидравлическим приводом, позволяют получить большую точность в отслеживании системы.

Представляется возможным проектировать новые конструкции гидроприводов, содержащих подобные устройства, позволяющие упростить их конструкцию, улучшить их статические и динамические ха-

рактические, и как следствие, эффективность работы в целом. В частности, видится возможным модернизация системы управления топливоподачей дизельного двигателя автомобиля КамАЗ. Для регулирования топливоподачей может быть использован регулятор, включающий в себя электрогидравлический преобразователь типа сопло-заслонка, воздействующий на рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД), микропроцессорный блок управления, гидропоршень, шток которого связан с рейками ТНВД и датчик положения рейки. Питание преобразователя можно обеспечить, как один из возможных вариантов, от шестерёнчатого насоса. Преимуществами данной системы ста-

нет повышение экономичности и ресурса двигателя автомобиля, благодаря увеличению точности позиционирования управляемого элемента электрогидравлического преобразователя.

Для проведения обобщенного анализа и осуществления предварительного синтеза автоматизированной гидравлической системы в целом, следует получить статические и динамические характеристики отдельных ее устройств.

В частности, следует провести расчет динамической характеристики электрогидравлического преобразователя типа сопло-заслонка, как одного из управляющих элементов гидропривода.

### Конструктивные особенности электрогидравлического преобразователя

Широкое распространение в гидравлических системах получили электрогидравлические преобразователи мощности типа сопло-заслонка благодаря высокой чувствительности, сравнительной простоте конструкции и большой надёжности [7].

Такие усилители выполняются двухкаскадными, в качестве первого каскада усиления служит преобразователь с двумя соплами и заслонкой. Вторым, более мощ-

ным каскадом усиления, является золотниковый преобразователь. Управляющим элементом электрогидропреобразователя является система дросселей, два из которых  $G_1$  и  $G_2$  – постоянные, а два других:  $G_3$  и  $G_4$  – переменные управляемые дроссели типа сопло-заслонка. Гидравлическая проводимость управляемых дросселей изменяется при смещении заслонки от нейтрального положения (рис. 1).

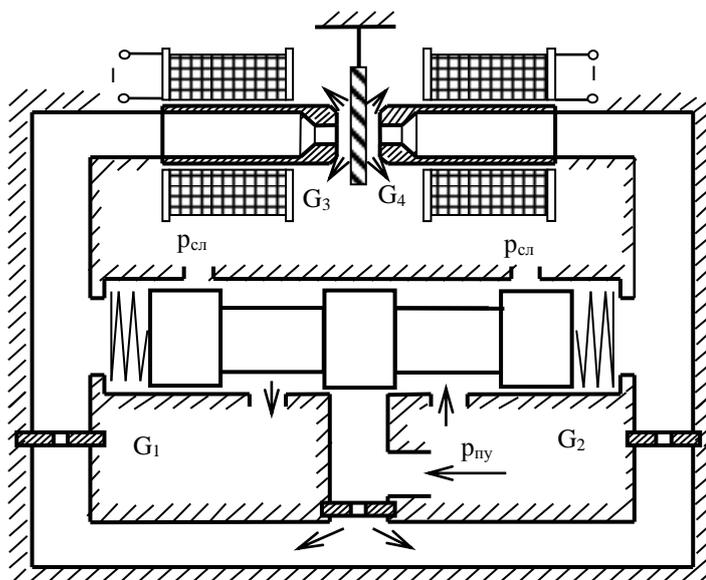


Рис. 1. Схема электрогидравлического преобразователя сопло-заслонка

## Расчет теоретической динамической характеристики электрогидравлического преобразователя

Для получения теоретической динамической характеристики электрогидравлического преобразователя типа сопло-заслонка разобьем его на следующие блоки: блок электромеханического преобразователя; блок гидроусилителя в виде отношения перемещения золотника к перемещению заслонки; блок обратной связи. При расчете передаточной функции электрогидропреобразователя использованы геометрические параметры преобразователя [8].

В первую очередь следует определить передаточную функцию электромеханического преобразователя. В общем случае его передаточную функцию можно представить:

$$W_{ЭМП} = W_k(s)W_{FI}(s)W_{hF}(s),$$

где  $W_k(s)$  - функция управляющей катушки, установленной на магнитопроводе,

$$W_k(s) = \frac{K_k}{T_k s + 1}; K_k - \text{коэффициент передачи}$$

катушки управления,  $K_k = \frac{1}{R_k} = 2,132 \text{ (См)}$ ;

$R_k$  - активное сопротивление катушки,

$$R_k = \rho \frac{l_H}{f_{nn}}; \rho - \text{удельное сопротивление}$$

провода намотки;  $l_H$  - длина провода намотки;  $f_{nn}$  - площадь поперечного сечения

провода намотки,  $f_{nn} = \frac{\pi d_{nn}^2}{4}$ ;  $d_{nn}$  -

диаметр провода намотки;  $T_k$  - постоянная времени катушки с магнитопроводом,

$$T_k = \frac{L_k}{R_k} = 0,0054; L_k - \text{индуктивность ка-}$$

тушки [9];  $W_{FI}(s) = K_{FI} = \frac{\Delta F}{\Delta I} = 3,744 \left( \frac{\text{Н}}{\text{А}} \right)$ ;

$W_{FI}(s)$  - функция, связывающая зависимость магнитной силы  $\Delta F$  от силы тока  $\Delta I$  в катушке;  $W_{hF}(s)$  - функция, связывающая зависимость перемещения заслонки  $\Delta h$  от

$$m_{зол} \frac{d^2 x_{зол}}{dt^2} = f_{зол} \Delta p_{ДБ}(s) - R_{\Gamma} - C_3 x_{зол} - R_{ТР.3} \text{sign} \left( \frac{dx_{зол}}{dt} \right) - R_0 - b_{зол} \frac{dx_{зол}}{dt},$$

где  $m_{зол}$  - масса золотника,  $m_{зол} = 0,243 \text{ кг}$ ;  $R_{\Gamma}$  - гидродинамическая сила,  $R_{\Gamma} = C_{\Gamma} x_{зол}$ ;  $C_{\Gamma}$  - коэффициент жёсткости гидродинамической пружины золотника,

магнитной силы  $\Delta F$ , действующей на нее

$$W_{hF}(s) = K_{hF} = \frac{\Delta h}{\Delta F} = 8,75 \cdot 10^{-5} \left( \frac{\text{М}}{\text{Н}} \right).$$

Следующим этапом расчета является определение передаточной функции второго блока электрогидропреобразователя. В общем случае передаточная функция гидроусилителя в изображении по Лапласу выглядит следующим образом:

$$W_{ГВ}(s) = \frac{x_{зол}(s)}{h(s)},$$

где  $x_{зол}(s)$  - перемещение золотника;  $h(s)$  - перемещение заслонки.

Расход энергоносителя, поступающего в рабочую камеру золотника, рассчитывается по формуле:

$$Q_3 = f_{зол} \frac{dx_{зол}}{dt}, \quad (1)$$

где  $f_{зол}$  - площадь поперечного сечения плунжера золотника,  $f_{зол} = 0,000314 \text{ м}^2$ .

Расход жидкости, создающей давление на торец золотника через коэффициенты  $K_{Qh}$  и  $K_{Qp}$ :

$$Q_3 = K_{Qh} h - K_{Qp} \Delta p_{ДБ}, \quad (2)$$

где  $K_{Qh}$  - коэффициент усиления по расходу;  $K_{Qp}$  - коэффициент скольжения по давлению;  $\Delta p_{ДБ}$  - перепад давления в диагонали гидравлического моста.

Подставляя (2) в (1) получаем:

$$f_{зол} \frac{dx_{зол}}{dt} = K_{Qh} h - K_{Qp} \Delta p_{ДБ}.$$

После необходимых преобразований, имеем:

$$K_{Qh} h(s) = f_{зол} s x_{зол}(s) + K_{Qp} \Delta p_{ДБ}(s).$$

Необходимо выразить  $\Delta p_{ДБ}(s)$  через перемещение золотника.

Уравнение движения золотника записывается в виде:

$$C_{\Gamma} = \mu_3 b (p_{ny} - p_{cl}) \text{Cos}(\Theta), C_{\Gamma} = 842,63 \frac{\text{Н}}{\text{М}}; \mu - \text{коэффициент расхода жидкости, } \mu = 0,5 - 0,7; b - \text{ширина окна золотника, } b = 0,063 \text{ м};$$

$p_{ny}$  – давление управления,  $p_{ny} = 96000$  Па;  $p_{сл}$  – давление слива,  $p_{сл} = 42500$  Па;  $\Theta$  – угол отклонения потока при прохождении через золотник,  $\Theta = 50 - 80^\circ$  [10];  $C_3$  – жёсткость каждой подторцово́й пружины золотника,  $C_3 = 2274 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ ;  $R_{ТПЗ}$  – сила сухого трения золотника;  $R_0$  – сила залипания золотника в ре-

зультате облитерации;  $b_{зол}$  – коэффициент вязкого трения золотника,  $b_{зол} = 526 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ .

Так как силы  $R_{ТПЗ}$  и  $R_0$ , действующие на золотник, малы, уравнение (6) принимает вид:

$$m_{зол} \frac{d^2 x_{зол}}{dt^2} = f_{зол} \Delta p_{ДЗ}(s) - R_{\Gamma} - C_3 x_{зол} - b_{зол} \frac{dx_{зол}}{dt}$$

или в форме изображения по Лапласу при нулевых начальных условиях [9]:

$$m_{зол} s x_{зол}(s) = f_{зол} \Delta p_{ДЗ}(s) - (C_{\Gamma} + C_3) x_{зол} - b_{зол} s x_{зол}(s).$$

Тогда

$$\Delta p_{ДЗ} = \left( \frac{m_{зол}}{f_{зол}} s^2 + \frac{(C_{\Gamma} + C_3)}{f_{зол}} + \frac{b_{зол}}{f_{зол}} s \right) x_{зол}(s).$$

Произведя упрощения, получаем:

$$K_{Qh} h(s) = K_{Qp} \frac{(C_{\Gamma} + C_3)}{f_{зол}} \left( \frac{m_{зол}}{(C_{\Gamma} + C_3)} s^2 + \frac{b_{зол}}{(C_{\Gamma} + C_3)} s + 1 \right) x_{зол}(s).$$

Тогда передаточная функция гидравлического усилителя принимает вид:

$$W_{ГУ}(s) = \frac{K_{Qh}}{K_{Qp} \frac{(C_{\Gamma} + C_3)}{f_{зол}} \left( \frac{m_{зол}}{(C_{\Gamma} + C_3)} s^2 + \frac{b_{зол}}{(C_{\Gamma} + C_3)} s + 1 \right)}$$

С учётом коэффициента усиления гидравлического мостика по давлению

$K_{ph} = \left| \frac{K_{Qh}}{K_{Qp}} \right|$ , передаточная функция примет

вид:

$$W_{ГУ}(s) = \frac{K_{ph} \frac{f_{зол}}{(C_{\Gamma} + C_3)}}{\frac{m_{зол}}{(C_{\Gamma} + C_3)} s^2 + \frac{b_{зол}}{(C_{\Gamma} + C_3)} s + 1}.$$

После введения обозначений:

$$K_{ГУ} = K_{ph} \frac{f_{зол}}{C_{\Gamma} + C_3} \quad \text{– коэффициент}$$

усиления гидроусилителя,

где  $K_{ph}$  – коэффициент усиления гидравлического усилителя-преобразователя по давлению,  $K_{ph} = 1,265 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$ ;

$T_{ГУ} = \sqrt{\frac{m_{зол}}{C_{\Gamma} + C_3}}$  – постоянная времени гидроусилителя;

$\xi = \frac{b_{зол}}{2\sqrt{m_{зол}(C_{\Gamma} + C_3)}}$  – коэффициент демпфирования,

окончательно получим:

$$W_{ГУ} = \frac{K_{ГУ}}{T_{ГУ}^2 s^2 + 2\xi T_{ГУ} s + 1}$$

После подстановки числовых значений и расчета коэффициентов, передаточная функция распадается на два апериодических звена и ее знаменатель можно представить в виде:

$$(T_1 s + 1)(T_2 s + 1) = \left( \frac{1}{-s_1} s + 1 \right) \left( \frac{1}{-s_2} s + 1 \right) = (0,052s + 1)(0,0000046s + 1).$$

При расчетах можно принять  $T_2 = 0$  в силу ее малого значения. Тогда окончательно передаточная функция принимает вид:

$$W_{ГВ}(s) = \frac{K_{ГВ}}{(T_1s + 1)}$$

Для построения структурной схемы всего усилителя мощности необходимо обратить внимание на внутреннюю обратную связь от золотника к заслонке. Коэффициент обратной связи рассчитывается:

$$K_{OC} = K_{hPy} K_{PyX},$$

где  $K_{hPy}$  – коэффициент обратной связи давления управления на положение заслонки,

$$K_{hPy} = \frac{\kappa_1 f_c d_3}{\kappa_2} = 8,6 \cdot 10^{-9} \left( \frac{\text{М}^3}{\text{Н}} \right);$$

$\kappa_1$  – коэффициент при острых кромках сопла,  $\kappa_1 = 1,03 - 1,06$ ;  $\kappa_2$  – коэффициент, определяющий зависимость момента на заслонке от ее перемещения,  $\kappa_2 = 10 \text{ Н}$ ;  $f_c$  – площадь сопла,  $f_c = 7,065 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $d_3$  – диаметр заслонки,  $d_3 = 0,01 \text{ м}$ ;  $K_{PyX}$  – коэффициент обратной связи давления управления на координату золотника,

$$K_{PyX} = \frac{2(C_3 + C_Г)}{f_{зол}} = 1,985 \cdot 10^7 \left( \frac{\text{Н}}{\text{М}^3} \right)$$

В итоге структурная схема электрогидравлического преобразователя принимает вид, представленный на рис. 2.

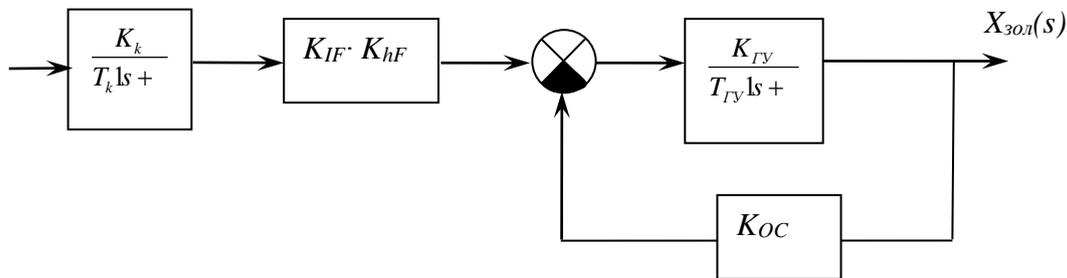


Рис. 2. Структурная схема электрогидравлического преобразователя

С учетом предварительных расчетов график переходной функции электрогидрав-

лического преобразователя можно представить в виде, показанном на рис. 3.

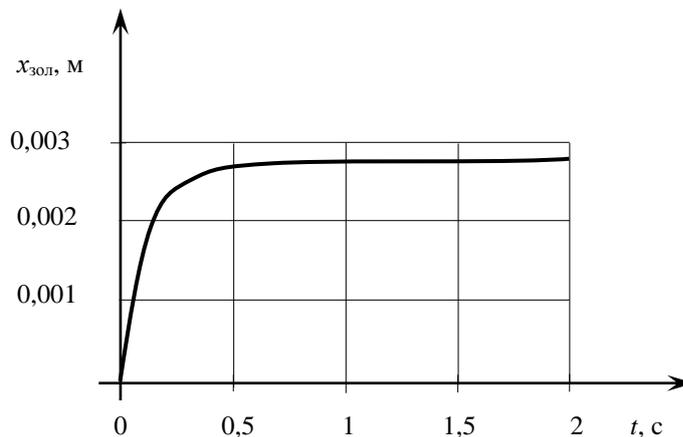


Рис. 3. График переходной функции электрогидравлического преобразователя

Как следует из графика переходной функции, время переходного процесса перемещения золотника электрогидравлического преобразователя из нейтрального по-

ложения в крайнее при подаче управляющего сигнала максимальной величины не превышает  $t = 1,1 \text{ с}$ .

**Заключение**

Представлена методика и расчет теоретической динамической характеристики электрогидравлического преобразователя типа сопло-заслонка. Анализ графика переходной функции показал, что время переходного процесса максимального перемещения силового золотника электрогидравлического преобразователя, при подаче на катушку индуктивности управляющего сиг-

нала, не превышает 1,1 секунды, что является удовлетворительным для построения систем управления гидравлическими приводами. Таким образом, можно сделать выводы о возможности включения преобразователя в гидравлическую систему управления топливоподачей дизельного двигателя автомобиля КамАЗ.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- Martin D. J., Burrows C. R. The Dynamic Characteristics of an Electro-Hydraulic Servovalve // *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Transactions of the ASME. 1976. Vol. 98(4). P. 395–406.
- Krishnaswamy K., Li, P. Y. On using unstable electrohydraulic valves for control // *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Transactions of the ASME. 2002. Vol. 124(1). P. 183–190.
- Lin S. J., Akers A. A. Dynamic model of the flapper-nozzle component of an electrohydraulic servovalve // *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Transactions of the ASME. 1989. Vol.111(1). P. 105–109.
- Tsai S. T., Akers A., Lin, S. J. Modeling and dynamic evaluation of a two-stage two-spool servovalve used for pressure control // *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Transactions of the ASME. 1991. Vol. 113(4). P. 709–713.
- Anderson R.T, Li P.Y. Mathematical modeling of a two spool flow control servovalve using a pressure control pilot // *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Transactions of the ASME. 2002. Vol. 124(3). P. 420–427
- Forental V.I., Forental M.V., Nazarov F.M. Investigation of dynamic characteristics of the hydraulic drive with proportional control // *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 129. P. 695-701
- Нагорный В.С. Устройства автоматики гидро- и пневмосистем. М.: Высшая школа, 1991. 367 с.
- Тудвасева Г.В. Электрогидравлический усилитель-преобразователь типа сопло-магнитожидкостная заслонка для систем управления в гидрофицированных приводах: дис... канд.техн.наук. Саратов, 2008. 160с.
- Немцов М.В. Справочник по расчету параметров катушек индуктивности. М.: Энергоатомиздат, 1989. 192 с.
- Прокофьев В.И., Садовский В.Д. Динамика гидропривода. М.: Машиностроение, 1972. 288 с.
- Anderson R.T, Li P.Y. Mathematical modeling of a two spool flow control servovalve using a pressure control pilot // *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Transactions of the ASME. 2002. Vol. 124(3). P. 420–427
- Forental V.I., Forental M.V., Nazarov F.M. Investigation of dynamic characteristics of the hydraulic drive with proportional control // *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 129. P. 695-701
- Nagorny V.S. Automated Devices for Hydro- and Pneumoseystems. M.: Higher School, 1991. pp. 367.
- Tudvaseva G.V. Electro-hydraulic Amplifier-Converter of Nozzle-Magnetic Fluid Flap Type for Control Systems in Hydro-digital Drives: thesis for Can. Sc. Tech. Degree, Saratov, 2008. pp. 160.
- Nemtsov M.V. Reference Book for Calculation of Coil Parameters. M.: Energoatomizdat, 1989. pp. 192.
- Prokofiev V.I., Sadovsky V.D. *Hydraulic Drive Dynamics*. M.: Mechanical Engineering, 1972. pp. 288.

Ссылка для цитирования:

Очкур Г.В. Расчет динамической характеристики электрогидравлического преобразователя типа сопло-заслонка для модернизации системы управления топливopодачей двигателя автомобиля // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 5. С. 32-38. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-5-32-38.

Статья поступила в редакцию 14.02.20.

Рецензент: к.т.н., доцент Брянского государственного технического университета  
Пугачев А.А.

Статья принята к публикации 20.04.20.

#### Сведения об авторах:

**Очкур Галина Викторовна**, к.т.н., доцент Балаковского филиала Российской академии народного хозяйства и государственной службы при Прези-

денте Российской Федерации, тел. 89272271048, e-mail: gal\_ochk@mail.ru.

**Ochkur Galina Viktorovna**, Can. Sc. Tech., Assistant Prof, Balakovo branch of the Russian Presidential

Academy of national economy and public administration, e-mail: gal\_ochk@mail.ru.