

ОПТИМИЗАЦИЯ РАСХОДА УТЕЧКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСИЛИТЕЛЯ ТИПА СОПЛО-ЗАСЛОНКА**С.В. Ермаков**

semtem1998fem@gmail.com

SPIN-код: 9106-7441

К.В. Грачев

cos.gra4ew@yandex.ru

SPIN-код: 9501-4159

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация**Аннотация**

Проанализировано влияние дросселя, установленного в линию питания гидравлического моста гидравлического усилителя типа сопло-заслонка. Структурная динамическая схема усилителя с дополнительным дросселем промоделирована в среде MATLAB Simulink. Для разных диаметров дросселя получены характеристики гидравлического усилителя. Моделирование усилителя выявило некоторые зависимости. При уменьшении площади проходного сечения дроссельной щели непроизводительная утечка уменьшается, а переходный процесс от колебательного переходит к апериодическому процессу. Так же как и для усилителя, рассмотренного в данной статье, можно проанализировать переходные процессы любого другого усилителя и на основе полученных данных сделать выводы о целесообразности применения дополнительного дросселя при разных технических задачах.

Ключевые слова

Гидравлический усилитель, сопло-заслонка, динамическая модель, переходный процесс, время переходного процесса, максимальная динамическая ошибка, непроизводительная утечка, дроссель

Поступила в редакцию 28.12.2020

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021

Введение. В современной технике большое распространение получили гидравлические усилители — устройства, позволяющие распределять поток рабочей жидкости значительной мощности при достаточно небольшой величине входного сигнала. В настоящий момент во всех системах автопилотов с гидравлическими исполнительными механизмами используются гидравлические усилители мощности [1]. Гидравлические усилители (ГУ) по конструкции первого каскада можно подразделить на две группы: сопло-заслонка и струйная трубка [2]. В настоящей статье рассмотрен ГУ типа сопло-заслонка.

Усилители типа сопло-заслонка получили большое распространение в качестве первого каскада в двух- и многокаскадных схемах гидравлических усилителей. Гидравлические усилители данного типа имеют ряд достоинств по сравнению с другими: они обладают малыми габаритами и массой, характеризуются высокой чувствительностью, точностью, быстродействием, простотой изготовления и долговечностью, достигаемой бесконтактным действием [3].

Недостаток ГУ данного типа состоит в значительном расходе жидкости через сопла и сравнительно низком КПД. В связи с вышеизложенным недостатком данные ГУ применяют для гидроприводов незначительной мощности [4].

Гидравлические усилители типа сопло-заслонка представляет собой гидравлический мост, состоящий из двух регулируемых дросселей (сопел) 3 и 6 и двух постоянных дросселей 1 и 8 (рис. 1). Нагрузкой гидравлического моста является золотник 2, а давлением нагрузки можно считать перепад давлений под торцами золотника. Перепад давления достигается за счет смещения заслонки 5 [5]. Непосредственно за управление данным типом ГУ отвечает электромеханический преобразователь (ЭМП) 4, с помощью которого происходит смещение заслонки. При отклонении заслонки от нейтрального положения уменьшается зазор между одним из сопел и заслонкой, а расстояние между другим соплом и заслонкой увеличивается, тем самым нарушается баланс давлений. Давление в линии, где зазор уменьшился, увеличивается, а где зазор увеличился — уменьшается, что приводит к перепаду давления под торцами золотника и дальнейшему его движению.

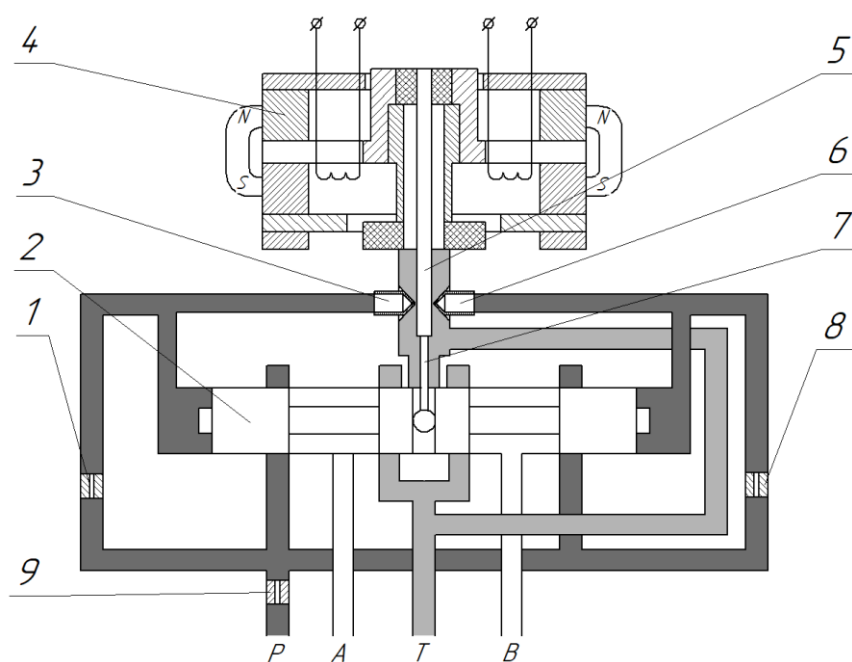


Рис. 1. Схема ГУ типа сопло-заслонка

Для повышения точности работы гидроусилителя используется механическая обратная связь 7, представляющая собой упругий стержень, один конец которого закреплен на заслонке, а другой соприкасается с золотником [6].

Методы. Расчет электрогидравлического усилителя (ЭГУ) был выполнен по методике Д.Н. Попова [7]. Для оценки влияния на характеристику усилителя пропускной способности дросселя, установленного перед мостом гидравличе-

ского усилителя, необходимо составить математическую модель [8]. В ходе составления математической модели усилителя приняты следующие допущения:

- 1) коэффициенты расхода жидкости через дроссели и сопла постоянны;
- 2) не учитывается сухое трение на золотнике и эффект облитерации;
- 3) гидравлические потери в гидроусилителе отсутствуют;
- 4) ось поворота якоря находится в середине упругой трубки;
- 5) наклон заслонки при повороте якоря пренебрежимо мал.

Уравнения, описывающие нелинейную математическую модель ЭГУ, имеют следующий вид.

1. Уравнение движения якоря ЭМП [9]:

$$K_{mi} \ddot{\varphi}_я - M_{гд} - M_{ст} = I_я s^2 \varphi_я(s) + b_я s \varphi_я(s) + K_{тф} \varphi_я(s),$$

где K_{mi} и $K_{мф}$ — коэффициенты, учитывающие жесткость характеристики ЭМП по току и по углу поворота; $M_{гд}$ — момент от гидродинамических сил на заслонку, $M_{гд} = \alpha_c F_c l [p_{y1}(s) - p_{y2}(s)]$ (α_c — коэффициент расширения струи сопла; F_c — площадь проходного сечения сопла; l — расстояние между осью сопел и центром вращения заслонки, $p_{y1}(s)$, $p_{y2}(s)$ — давления в полостях управления золотником); $M_{ст}$ — момент от силы, изгибающей стержень обратной связи, $M_{ст} = C_{ст} [\varphi_я(s) - x_3(s)] l_{oc} = P_{oc} l_{oc}$ ($C_{ст}$ — жесткость стержня силовой механической обратной связи; $\varphi_я(s)$ — угол отклонения якоря ЭМП вместе с заслонкой; $x_3(s)$ — смещение золотника; l_{oc} — длина стержня обратной связи; P_{oc} — сила на стержне обратной связи от действия золотника;); $I_я$ — момент инерции якоря; $b_я$ — коэффициент демпфирования якоря.

2. Уравнение движения золотника:

$$F_3 [p_{y1}(s) - p_{y2}(s)] - P_{oc} = M_3 s^2 x_3(s) + b_{тр} s x_3(s) + 2C_{гд} x_3(s),$$

где F_3 — площадь торца золотника; M_3 — масса золотника; $b_{тр}$ — коэффициент вязкого трения золотника; $C_{гд}$ — жесткость гидродинамической пружины.

3. Уравнение баланса расходов левой части гидроусилителя:

$$Q_{др1}(s) = \frac{\Delta P_{y1}(s) s V_{ос}}{B_ж} + Q_{c1}(s) + F_3 x_3(s),$$

где $Q_{др1}(s)$ — расход через нерегулируемый плечевой дроссель,

$Q_{др1}(s) = k_{др} \sqrt{p_{п.др}(s) - p_{y1}(s)}$ ($k_{др}$ — коэффициент проводимости нерегулируемого дросселя гидравлического моста; $p_{п.др}(s)$ — давление перед плечевыми

дресселями); ΔP_{y1} — изменение давления в полости управления золотником в левой части гидроусилителя; $V_{оз}$ — объем жидкости, заключенный под торцом золотника в центральном положении и в управляющих каналах гидроусилителя; $B_{ж}$ — модуль упругости жидкости; $Q_{c1}(s)$ — расход утечки жидкости через сопло, $Q_{c1}(s) = k_c \sqrt{p_{y1}(s) - p_{сл}}$ (k_c — коэффициент проводимости сопла; $p_{сл}$ — давление слива).

4. Уравнение баланса расходов правой части гидроусилителя:

$$Q_{др2}(s) = \frac{\Delta P_{y2}(s)sV_{оз}}{B_{ж}} + Q_{c2}(s) + F_3 x_3(s),$$

где обозначения аналогичны соответствующим обозначениям в уравнении для левой части.

5. Уравнение баланса расходов в линии питания усилителя:

$$Q_{др.п}(s) = \frac{\Delta P_{п.др}(s)sV_o}{B_{ж}} + Q_{др1}(s) + Q_{др2}(s),$$

где $Q_{др.п}(s)$ — расход через нерегулируемый дроссель 9 (см. рис. 1), установленный в линию питания,

$$Q_{др.п}(s) = k_{др.п} \sqrt{p_{п} - p_{п.др}(s)} \quad (*)$$

($k_{др.п}$ — коэффициент проводимости нерегулируемого дросселя, установленного в линию питания; $p_{п}$ — давление питания); $\Delta P_{п.др}$ — изменение давления перед плечевыми дросселями; V_o — объем жидкости, заключенный между дросселем в линии питания и двумя плечевыми дросселями.

Согласно математической модели составлена динамическая модель электрогидравлического усилителя в среде динамического моделирования MATLAB Simulink (рис. 2).

В модель заложена формула расхода рабочей жидкости через нерегулируемый дроссель в линии питания (*). Коэффициент проводимости нерегулируемого дросселя [10] обозначается в динамической модели усилителем. Каждому значению усиления соответствует диаметр дросселя в соответствии с равенством:

$$k_{др.п} = \mu_{др} \frac{\pi d_{др}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где $\mu_{др}$ — коэффициент расхода; $d_{др}$ — диаметр дросселя; ρ — плотность рабочей жидкости.

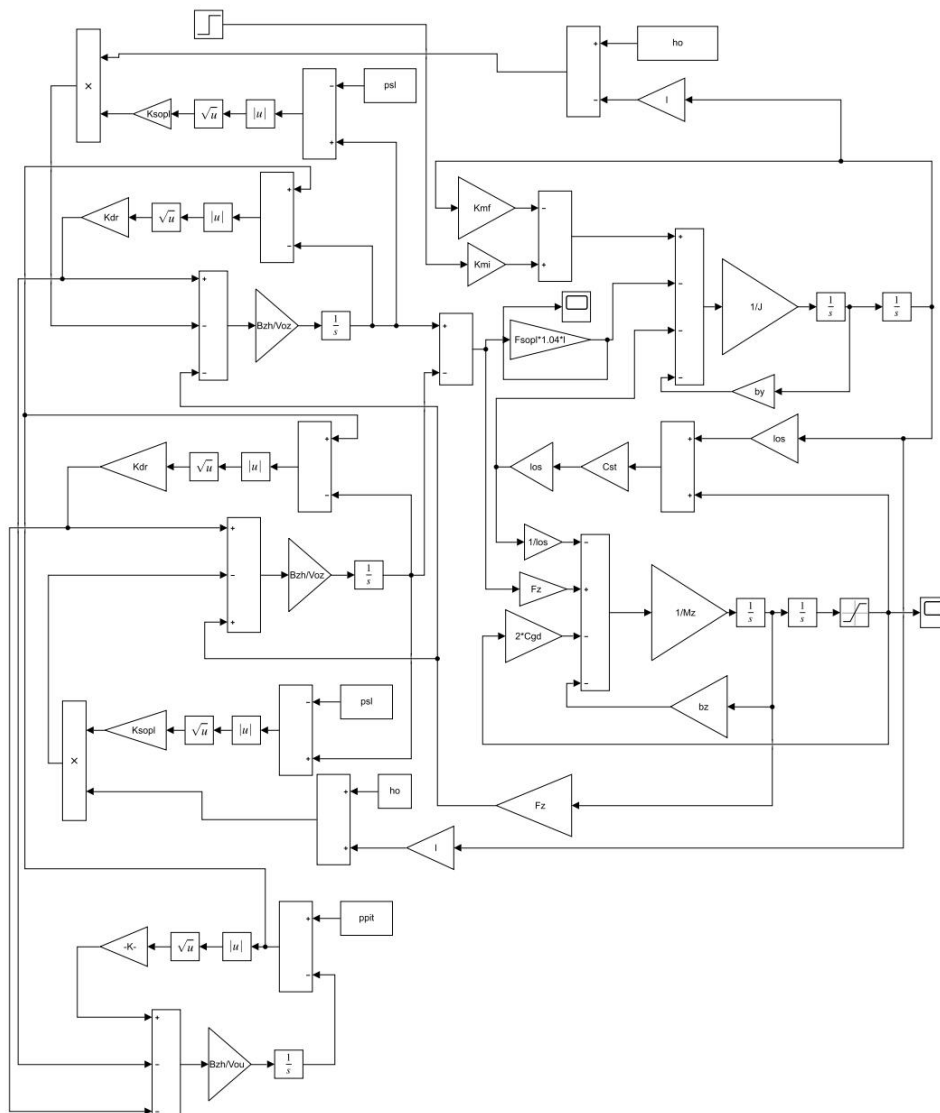


Рис. 2. Динамическая модель ЭГУ

Для разных значений диаметра были получены следующие характеристики ЭГУ:

- время переходного процесса;
- максимальная динамическая ошибка;
- расход утечки через сопла.

Основываясь на полученных зависимостях, можно выбрать необходимый для решения конкретной технической задачи диаметр дросселя.

Результаты. Были получены переходные процессы при подаче одинакового входного сигнала, но при разных диаметрах установленного в линию питания дросселя. Зависимость максимальной динамической ошибки и времени переходного процесса от диаметра дросселя графически представлена на рис. 3. Также рассчитана непроизводительная утечка ЭГУ при отсутствии сигнала управления. Зависимость утечки от диаметра дросселя также представлена на рис. 3.

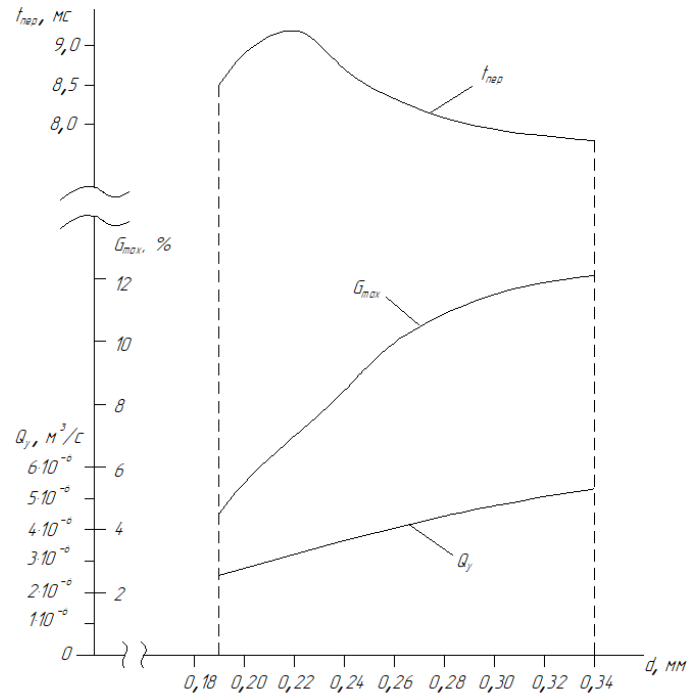


Рис. 3. Зависимость характеристик ЭГУ от диаметра дросселя

При отсутствии дросселя ЭГУ имеет следующие показатели:

- время переходного процесса $t_{пер} = 8,83$ мс;
- максимальная динамическая ошибка $G_{пер} = 26,41$ %;
- расход утечки через сопла $Q_y = 5,3$ см³/с.

Заключение. Дроссель, установленный в линию питания гидравлического моста, демпфирует гидроусилитель. Чем меньше диаметр дросселя, тем более аperiодическим становится переходный процесс. Существенное уменьшение количества утечек, следовательно, и увеличение КПД происходит только при установке дросселя, диаметр которого близок к диаметру плечевого дросселя.

Литература

- [1] Броднев П.Н., Вайсман Н.М. Гидравлический привод и средства автоматизации. СПб., Изд-во Политехн. Ун-та, 2006.
- [2] Крассов И.М. Гидравлические усилители. М., Госэнергоиздат, 1959.
- [3] Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М., Машиностроение, 1971.
- [4] Федорец В.А., ред. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. Киев, Вища школа, 1987.
- [5] Гамынин И.С. Основы следящего гидравлического привода. М., Оборонгиз, 1962.
- [6] Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. М., Форум, 2007.
- [7] Попов Д.Н. Расчет и проектирование следящего электрогидравлического привода с дроссельным регулированием. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990.

- [8] Мандраков Е.А. Динамические модели гидропривода. *Молодёжь и наука. Сб. мат. VII Всерос. науч.-тех. конф. студентов, аспирантов и молодых учёных*. URL: <http://elib.sfu-kras.ru/handle/2311/5631> (дата обращения: 15.21.2020).
- [9] Семенов С.Е. *Электромеханические преобразователи электрогидравлических следящих приводов*. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998.
- [10] Чупраков Ю.И. *Гидропривод и средства гидроавтоматики*. М., Машиностроение, 1979.

Ермаков Сергей Вячеславович — магистрант кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Грачев Константин Владимирович — магистрант кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Сосновский Николай Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ермаков С.В., Грачев К.В. Оптимизация расхода утечки электрогидравлического усилителя типа сопло-заслонка. *Политехнический молодежный журнал*, 2021, № 02(55). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2021-02-672>

OPTIMIZATION OF THE LEAKAGE FLOW OF ELECTRIC HYDRAULIC AMPLIFIER OF NOZZLE-FLAP TYPE

S.V. Ermakov

semtem1998fem@gmail.com

SPIN-code: 9106-7441

K.V. Grachev

cos.gra4ew@yandex.ru

SPIN-code: 9501-4159

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The authors analyzed the influence of the throttle installed in the supply line of the hydraulic bridge of the hydraulic amplifier of the nozzle-flap type. The structural dynamic diagram of an amplifier with an additional throttle is simulated in MATLAB Simulink. The characteristics of the hydraulic amplifier were obtained for different throttle diameters. Amplifier simulation revealed some dependencies. With a decrease in the flow area of the throttle slot, the unproductive leakage decreases, and the transient process from the oscillatory process goes over to the aperiodic process. As well as for the amplifier considered in this article, it is possible to analyze the transient processes of any other amplifier and, based on the data obtained, draw conclusions about the advisability of using an additional throttle for various technical problems.

Keywords

Hydraulic amplifier, nozzle-flap, dynamic model, transient, transient time, maximum dynamic error, waste leakage, throttle

Received 28.12.2020

© Bauman Moscow State Technical University, 2021

References

- [1] Brodnev P.N., Vaysman N.M. *Gidravlicheskiy privod i sredstva avtomatiki* [Hydraulic drive and automation equipment]. Sankt-Petersburg, Izd-vo Politekhn. Un-ta Publ., 2006 (in Russ.).
- [2] Krassov I.M. *Gidravlicheskie usiliteli* [Hydraulic amplifier]. Moscow, Gosenergoizdat Publ., 1959 (in Russ.).
- [3] Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika* [Machine building hydraulics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971 (in Russ.).
- [4] Fedorets V.A., ed. *Gidroprivody i gidropnevmoavtomatika stankov* [Hydraulic drive and hydraulic and pneumatic control systems]. Kiev, Vishcha shkola Publ., 1987 (in Russ.).
- [5] Gamynin I.S. *Osnovy sledyashchego gidravlicheskogo privoda* [Basics of hydraulic servo drive]. Moscow, Oborongiz Publ., 1962 (in Russ.).
- [6] Nazemtsev A.S., Rybal'chenko D.E. *Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy. Chast' 2. Gidravlicheskie privody i sistemy. Osnovy* [Pneumatic and hydraulic drives and systems. Part 2. Hydraulic drives and systems. Fundamentals]. Moscow, Forum Publ., 2007 (in Russ.).
- [7] Popov D.N. *Raschet i proektirovanie sledyashchego elektrogidravlicheskogo privoda s drossel'nym regulirovaniem* [Calculation and design of electrohydraulic servo drive with throttle control]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1990 (in Russ.).

- [8] Mandrakov E.A. [Dynamic models of hydro drive]. *Molodezh' i nauka. Sb. mat. VII Vse-ros. nauch.-tekh. konf. studentov, aspirantov i molodykh uchenykh* [Youth and Science. Proc. VII Russ. Sci.-Tech. Conf. of Students, Post-Graduates and Young Scientists] (in Russ.). URL: <http://elib.sfu-kras.ru/handle/2311/5631> (accessed: 15.21.2020).
- [9] Semenov S.E. Elektromekhanicheskie preobrazovateli elektrogidravlicheskikh sledyashchikh privodov [Electromechanical transducers of electro-hydraulic servo drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1998 (in Russ.).
- [10] Chuprakov Yu.I. Gidroprivod i sredstva gidroavtomatiki [Hydraulic drive and automation equipment]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979 (in Russ.).

Ermakov S.V. — M. Sc. Student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Grachev K.V. — M. Sc. Student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Sosnovsky N.G., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Ermakov S.V., Grachev K.V. Optimization of the leakage flow of electric hydraulic amplifier of nozzle-flap type. *Politekhnichestkiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2021, no. 02(55). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2021-02-672.html> (in Russ.).