



# МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 681.532.6

Е.Я. СТРОК, Л.Д. БЕЛЬЧИК, кандидаты техн. наук; В.В. ЛАЗАРОВИЧ  
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

К.Я. НЕКРАШЕВИЧ

Минский тракторный завод, Республика Беларусь

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

*Рассмотрены вопросы абстрактного синтеза электрогидравлического регулятора давления системы управления гидромеханической передачей и приведены результаты вычислительных реализаций рабочих процессов редуцирования давления.*

**Ключевые слова:** электрогидравлический регулятор давления, управляющая и исполнительная ступени, гидромеханическая передача, математическое моделирование, вычислительный эксперимент

**Введение.** Использование систем управления гидромеханическими передачами с автоматическим переключением фрикционов позволяет существенно повысить технико-экономические и эргономические показатели функционирования машин. Разработка указанных систем для серийных трансмиссий позволяет значительно снизить затраты при повышении их конкурентоспособности путем создания импортозамещающих компонентов.

Качество переходных процессов при переключении передач определяется плавностью изменения давления в исполнительных механизмах фрикционов, поэтому от параметров регулятора давления зависят функциональные свойства трансмиссии. В настоящее время большое внимание уделяется вопросу повышения технического уровня электрогидравлических регуляторов давления [1]. Для редуцирования давления применяются одно- и двухступенчатые гидроусилители. С целью повышения точности функционирования в качестве управляющей ступени используются шариковые, конические, плоские клапаны и устройства типа «сопло — заслонка», а также золотники без возвратных пружин, кинематически связанные с электромагнитом. Весьма перспективным представляется использование электромагнитного привода клапанов с упругой подвеской якоря, что позволяет значительно снизить гистерезис градуировочной характеристики. Однако устройства типа «сопло — заслонка», отличающиеся технологичностью в силу

отсутствия прецизионных золотниковых пар небольшого диаметра, имеют непроизводительные утечки рабочей жидкости при открытом и закрытом положениях затвора. Обеспечение достаточных расходных характеристик при одноступенчатом управлении требует применения сложных в изготовлении дифференциальных плунжерных пар.

Разработка и использование промышленных образцов пьезокерамических актуаторов для топливной аппаратуры автомобилей открывает возможность проектирования систем быстрого отклика для электрогидравлических клапанов, имеющих высокие показатели качества управления и большие перестановочные усилия [2].

Создание прецизионных компонентов электрогидравлического регулятора давления с микропроцессорным управлением связано со значительными затратами и сроками на их производство. Поэтому математическое моделирование электрогидравлического регулятора давления позволяет до создания макетного образца изучить рабочие процессы редуцирования давления и обосновать его конструкционные параметры.

**Постановка задачи.** Математическое моделирование двухступенчатого электрогидравлического регулятора давления предполагает составление расчетной схемы. Для этого проведен анализ его принципиальной гидрокинематической схемы и замена конструктивных элементов физическими аналогами (массы гидравлических и электромеханических элементов,

сжимаемость рабочей жидкости, гидравлическая проводимость распределительных элементов и т.д.).

Математическое описание выполнено с использованием двух типов уравнений, которые соответствуют физическим явлениям в этой системе. Движение сосредоточенных масс представлено в виде дифференциальных уравнений второго порядка, составленных по принципу Д'Аламбера, или уравнений равновесия для активных и инерционных сил, а также реакций связей, при этом неразрывность циркулирующей рабочей жидкости выражается уравнениями баланса расходов [3]. При составлении математического описания согласно расчетной схеме приняты следующие допущения: величиной сухого трения ввиду ее незначительности можно пренебречь; волновые процессы в трубопроводах из-за их малой длины не влияют на динамику работы регулятора; модуль упругости рабочей жидкости является постоянной величиной, которая не зависит от ее давления и температуры, нерастворенный воздух в жидкости отсутствует; коэффициенты расхода управляемых дросселей являются постоянными величинами для клапанных и золотниковых затворов; гидравлические потери в трубопроводах малы, поэтому ими можно пренебречь.

Алгоритмическое обеспечение численного решения дифференциальных уравнений, описывающих перемещение подпружиненных масс электрогидравлического регулятора давления и изменение тока в обмотке электромагнита, базируется на методе Эйлера. Программное обеспечение вычислительного процесса реализовано в среде программирования Turbo pascal 7.0, достоинствами которой являются простой синтаксис языка и небольшое число базовых понятий, достаточно низкие аппаратные и системные требования как самого компилятора, так и программ.

Практическое использование математической модели требует установления ее тождественности экспериментальному аналогу по выходным характеристикам. Для этого осциллограмма процесса изменения давления в полости управления фрикционом сравнивается с вычислительной реализацией математической модели с целью определения сходимости упомянутых характеристик. Вычислительные реализации осуществляются по алгоритму численного решения алгебраических и дифференциальных уравнений, описывающих функционирование электрогидравлического регулятора давления в статическом и динамическом режимах.

**Составление математического описания.** Принципиальная схема управляющей ступени электрогидравлического регулятора давления представлена на рисунке 1.

Управляющая ступень регулятора давления содержит фильтр 1 тонкой очистки рабочей жидкости, золотник 2, поджатый пружиной 3 и кинематически связанный с разработанным пропорциональным электромагнитом 4. Рабочая жидкость от источника давления «P» поступает через фильтр 1 к входу упомянутого золотника. В зависимости от величин

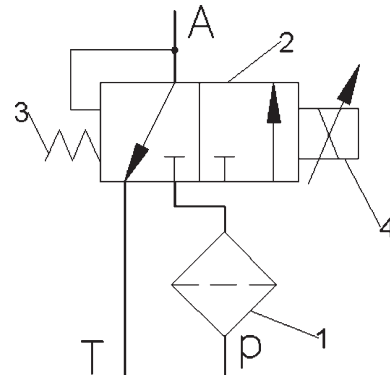


Рисунок 1 — Принципиальная схема управляющей ступени электрогидравлического регулятора давления

ны тока управления в обмотке электромагнита 4 подпружиненный золотник 2 занимает положения, при которых его вход гидравлически соединяется с полостью управления «A» плунжера исполнительной ступени, или указанная полость сообщается со сливом «T». При этом величина давления в полости «A» пропорциональна величине тока управления.

Для составления математического описания электрогидравлического регулятора давления с целью определения его статической характеристики и динамических свойств разработана расчетная схема (рисунок 2).

На схеме показан поток рабочей жидкости от насоса Q, поступающий в узел α с давлением P, а также потоки  $q_2$  и  $q_3$ , выходящие из этого узла. При этом указанные потоки поступают соответственно в дроссели с проходными сечениями  $S_2$  и  $S_3$ . В узел β с давлением  $P_A$  поступает поток  $q_2$ , а выходят из него потоки  $q_1$  и  $q_4$ , которые направляются соответственно в дроссель с проходным сечением  $S_1$  и в полость управления плунжера исполнительной ступени, имеющего активную площадь  $f_A$ , массу  $m_A$  и пружину с жесткостью  $c_A$ . Плунжер перемещается со скоростью  $\dot{x}_A$  из статического положения, которое соответствует координате  $x_0$ . Дроссели с проходными сечениями  $S_1$  и  $S_2$ , расположенные на золотнике управляющей ступени регулятора давления, который имеет активную площадь  $f$ , массу  $m$  и пружину с жесткостью  $c$ , изменяют гидравлическую проводимость пропорционально току  $i$  в обмотке электромагнита с коэффициентом передачи  $k_f$ .

Функционирование регулятора давления описано дифференциальными и алгебраическими уравнениями, отражающими движение сосредоточенных масс и течение рабочей жидкости в элементах гидропривода. Математическое описание процесса функционирования регулятора давления состоит из уравнений, описывающих состояние равновесия и переход из этого состояния при наличии внешнего возмущения в динамический режим.

Величину тока  $i_s$ , удерживающего золотник управляющей ступени регулятора давления в состоянии равновесия с координатой  $x_s$ , можно определить по формуле

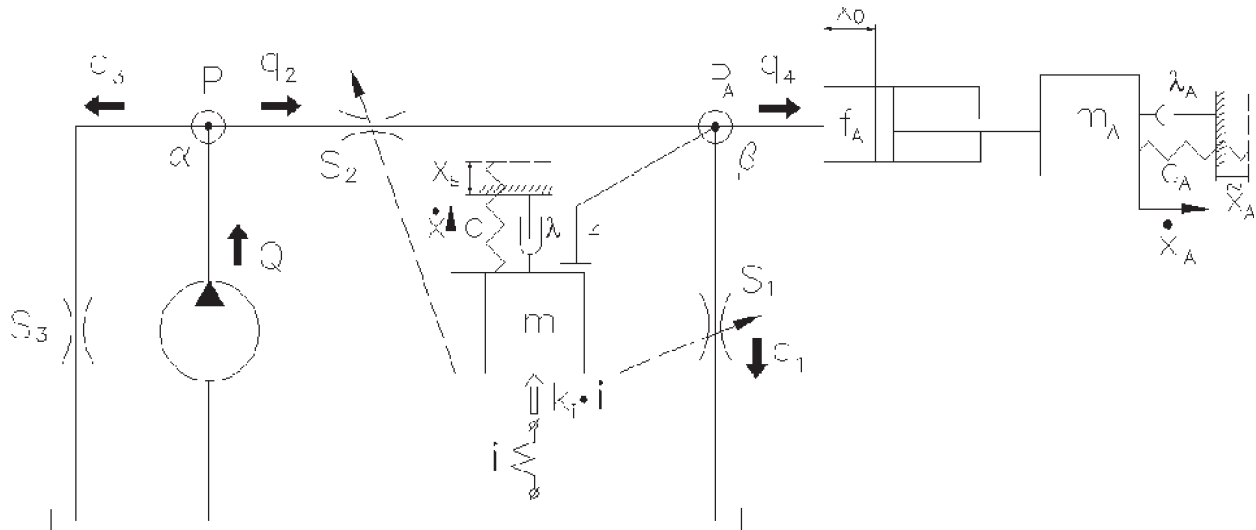


Рисунок 2 — Расчетная схема электрогидравлического регулятора давления

$$i_s = \frac{cx_s + P_{AS}f_A}{k_i},$$

где  $P_{AS}$  — давление в полости управления «А» в состоянии равновесия.

Исходную координату  $x_{AS}$  плунжера исполнительной ступени и давление питания  $P_S$  на входе регулятора можно определить по выражениям

$$x_{AS} = \frac{P_{AS}f_A}{c_A}, \quad P_S = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{\mu S_3} \right)^2,$$

где  $Q$  — подача насоса;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости;  $\mu$  — коэффициент расхода.

При этом расходы рабочей жидкости, циркулирующие в узлах  $\alpha$  и  $\beta$ , равны

$$g_{1S} = 0, \quad g_{2S} = 0, \quad g_{3S} = Q, \quad g_{4S} = 0.$$

Для проверки работоспособности электрогидравлического регулятора в режиме стабилизации давления  $P_A$  в полости управления плунжера исполнительной ступени к его пружине приложены периодически кинематические возмущения  $\tilde{x}_A$  при постоянном давлении  $P$  на входе золотника управляющей ступени согласно закону

$$\tilde{x}_A = x_{AS} + \delta x_A N_A \cos \left( \frac{2\pi}{T_A} t - \frac{\pi}{2} \right),$$

где  $\delta x_A$  — амплитуда внешнего возмущения;  $T_A$  — постоянная времени.

Движение плунжера исполнительной ступени описывается формулой

$$\ddot{x}_A = \frac{P_A f_A - \lambda_A \dot{x}_A - c_A (x_A + x_{AS}) - \tilde{N}_A}{m_A}.$$

При этом имеют место следующие граничные условия:

- если  $x_A \leq 0$ , то  $x_A = 0$  и  $\dot{x}_A = 0$ ;
- если  $x_A \geq 50 \cdot 10^{-3}$  м, то  $x_A = 50 \cdot 10^{-3}$  м и  $\dot{x}_A = 0$ .

Движение золотника управляющей ступени регулятора давления описывается формулой

$$\ddot{x} = \frac{k_f i - \lambda \dot{x} - P_A f_A - c(x + x_S)}{m}$$

Граничные условия в этом случае определяются выражениями

- если  $x \leq 0$ , то  $x = 0$  и  $\dot{x}_A = 0$ ;
- если  $x \geq 2,5 \cdot 10^{-3}$  м, то  $x = 2,5 \cdot 10^{-3}$  м и  $\dot{x}_A = 0$ .

Площади управляемых дросселей рассчитываются согласно следующим неравенствам:

- если  $x \leq x_s$ , то  $S_1 = \pi d (x_s - x) \sin \varphi$ ;
- если  $x \geq x_s$ , то  $S_1 = 0$ ;
- если  $x \geq x_s$ , то  $S_2 = \pi d (x_s - x) \sin \varphi$ ;
- если  $x \leq x_s$ , то  $S_2 = 0$ ,

где  $\varphi$  — геометрический параметр затвора золотника управляющей ступени регулятора давления;  $d$  — диаметр золотника управляющей ступени.

При этом давление питания  $P$  определяется площадью дросселя  $S_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2$ , где  $d_3$  — диаметр дроссельного отверстия.

Потоки рабочей жидкости через управляемые дроссели определяются по следующим формулам:

$$q_1 = \mu S_1 \sqrt{\frac{2P_A}{\rho}}, \quad g_2 = \mu S_2 \sqrt{\frac{2(P - P_A)}{\rho}},$$

$$g_3 = \mu S_3 \sqrt{\frac{2P}{\rho}}.$$

Давления в узлах  $\alpha$  и  $\beta$  вычисляются согласно формулам, составленным на основании баланса расходов

$$\dot{P} = \frac{E}{V_1} (Q - q_3 - q_2), \quad \dot{P}_A = \frac{E}{V_2} (q_2 - \dot{x}_A f_A - q_1),$$

где  $V_1$  и  $V_2$  — объемы рабочей жидкости в узлах  $\alpha$  и  $\beta$ ;  $E$  — модуль упругости рабочей жидкости.

**Определение статических и динамических характеристик с использованием вычислительных реализаций.**

При проектировании компонентов электрогидравлических систем, реализующих задачу автоматического управления, возникает необходимость в исследовании переходных режимов в случае изменяющихся входных воздействий. При анализе динамики систе-

мы решаются вопросы определения формы кривых переходных процессов, исследования влияния параметров отдельных элементов системы на устойчивость и качество переходных процессов, а также оптимизации конструктивных параметров и структуры.

Для идентификации математической модели была получена экспериментальная статическая характеристика опытного образца электрогидравлического регулятора давления, отражающая зависимость давления  $p_A$  в полости управления плунжера исполнительной ступени от величины тока  $i$  в обмотке электромагнита, которая приведена на рисунке 3.

Для выполнения вычислительных реализаций при исследовании динамики электрогидравлического регулятора давления согласно конструкторской документации были приняты следующие исходные данные:

$$\begin{aligned}
 V_1 &= 25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; V_2 = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; E = 1,5 \cdot 10^9 \text{ Па}; \\
 \dot{x}_{AS} &= 0 \text{ м/с}; \dot{x} = 0 \text{ м/с}; d_3 = 0,001436 \text{ м}; k_i = 23,3 \text{ Н/А}; \\
 Q &= 0,0001 \text{ м}^3/\text{с}; \mu = 0,62; P_{AS} = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}; \\
 c &= 483 \text{ Н/м}; c_A = 8890 \text{ Н/м}; x_S = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\
 x_{AS} &= 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; m = 0,05 \text{ кг}; m_A = 0,2 \text{ кг}; \\
 f &= 28,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; f_A = 314 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \delta_{NA} = 5 \text{ Н}; \\
 T_A &= 0,5 \text{ с}; \varphi = \pi/4; d = 0,006 \text{ м}.
 \end{aligned}$$

Статическая характеристика электрогидравлического регулятора давления представлена на рисунке 4.

Как показывает анализ статической характеристики регулятора, давление в полости управления «А» плунжера исполнительной ступени изменяется в пределах  $p_A = 0,5...1,5$  МПа при вариации тока в обмотке электромагнита  $i = 0,8...2,0$  А, что подтверждает близость результатов вычислительной реализации к экспериментальным данным. Приведенная характеристика указывает на пропорциональную зависимость указанного давления от тока.

При приложении возмущающего воздействия в виде однопериодного гармонического сигнала со стороны возвратной пружины плунжера исполнительной ступени (рисунок 5) получен отклик регулятора в виде зависимости давления  $P_A$  от времени  $t$  (рисунок 6).

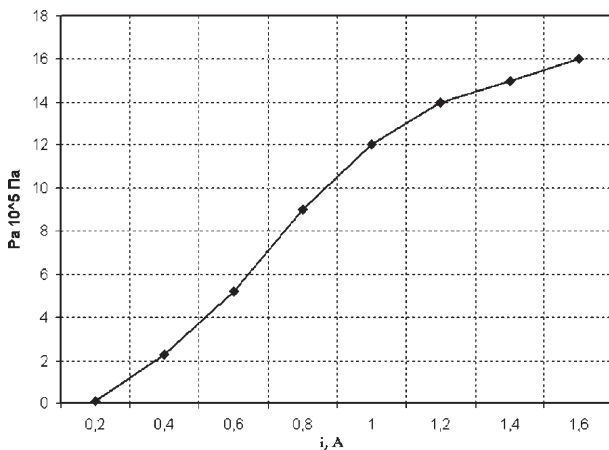


Рисунок 3 — Экспериментальная статическая характеристика регулятора давления

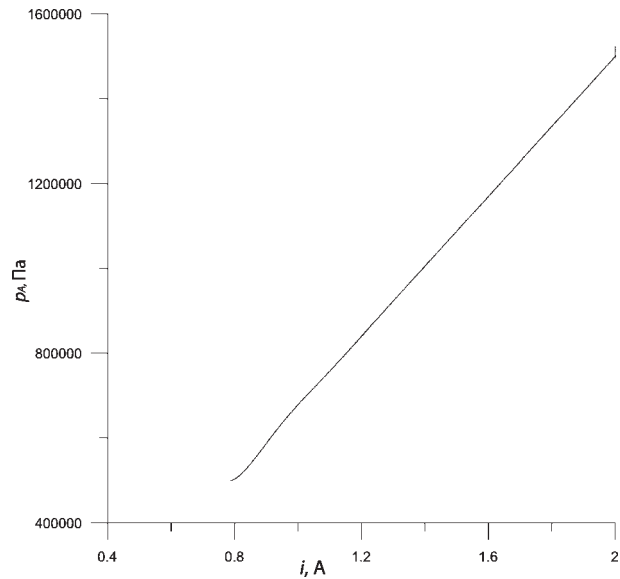


Рисунок 4 — Статическая характеристика регулятора давления

Вид приведенной на рисунке 5 затухающей характеристики показывает на устойчивость переходного процесса регулирования давления.

Режим стабилизации давления при установившемся гармоническом возмущении отражен на рисунках 7 и 8.

При гармоническом возмущении со стороны пружины плунжера исполнительной ступени размах давления в полости управления «А» составляет 1600 Па, что подтверждает функциональную работоспособность регулятора в режиме стабилизации давления и возможность плавного переключения передач.

**Выводы.** 1. Статическая характеристика электрогидравлического регулятора давления указывает на пропорциональную зависимость давления в полости управления плунжера исполнительной ступени от тока в обмотке электромагнита, причем указанный

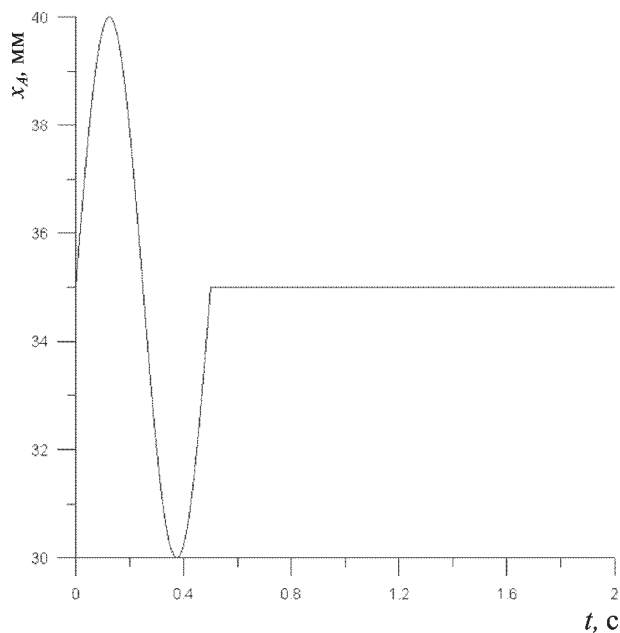


Рисунок 5 — Возмущающее однопериодное воздействие со стороны возвратной пружины плунжера исполнительной ступени

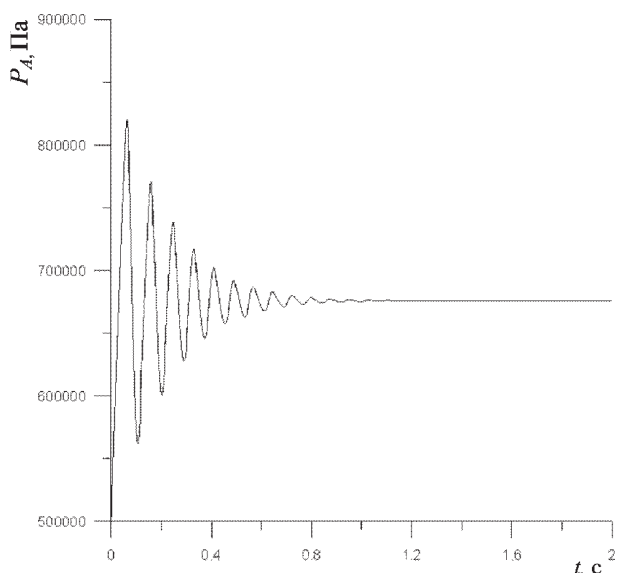


Рисунок 6 — Изменение давления в полости управления плунжера исполнительной ступени

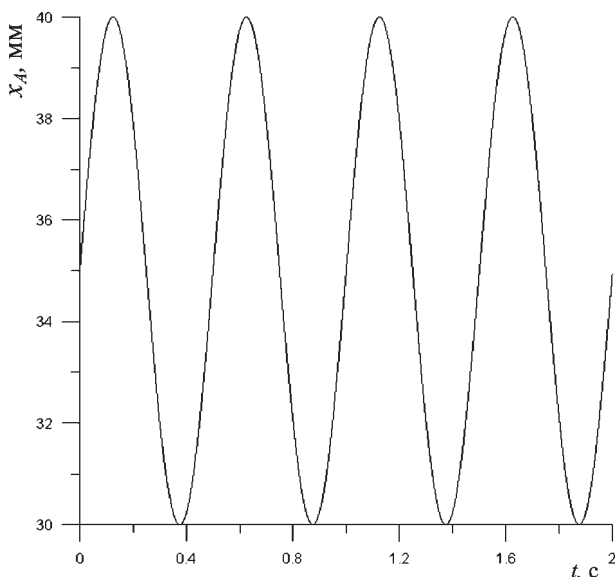


Рисунок 7 — Возмущающее периодическое воздействие со стороны возвратной пружины плунжера исполнительной ступени

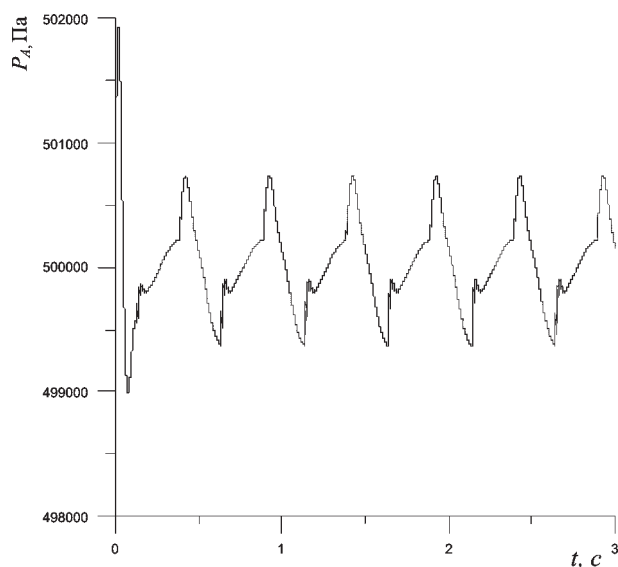


Рисунок 8 — Изменение давления в полости управления при гармоническом возмущении

параметр изменяется в пределах 0,5...1,5 МПа при вариации тока 0,8...2,0 А.

2. При гармоническом возмущении со стороны пружины плунжера исполнительной ступени размах давления в его полости управления составляет 1600 Па, что подтверждает функциональную работоспособность регулятора в режиме стабилизации давления и возможность плавного переключения передач.

3. Для улучшения статических и динамических характеристик электрогидравлического регулятора давления представляется целесообразным конструкционное исполнение электромагнита с использованием упругой подвески его якоря.

#### Список литературы

1. Кириллов, А.А. Выбор пропорционального редуцирующего клапана для электрогидравлической системы управления трактором / А.А. Кириллов, А.С. Васильев // Строит. и дорожные машины. — 2008. — № 3. — С. 29—32.
2. Reichert, M. Entwicklung einer piezobetriebener Vorsteuerstufe zum Aufbau hochdynamischer hydraulischer Ventile, 1. Rexroth Doktoranden Kolloquium, 2005.
3. Зарубин, В.С. Математическое моделирование в технике / В.С. Зарубин. — М.: Изд-во МГТУ им. М.Э. Баумана, 2001. — 495 с.

Strock E.Y., Belchyk L.D., Lazarovich V.V., Necrashevich K.Y.

#### Mathematical modeling of electro-hydraulic pressure regulator

In the article the questions of abstract synthesis of electro-hydraulic pressure control system are shown. The regulator has to be used as a control part of automatic transmission. The modeling results such as work flow and pressure values are presented.

Поступила в редакцию 10.04.2012.