

УДК 681.523

**Е.Я. СТРОК**, канд. техн. наук, доцентзаведующий лабораторией электрогидравлических систем управления<sup>1</sup>

E-mail: strokmail@tut.by

**А.Г. СНИТКОВ**научный сотрудник<sup>1</sup>

E-mail: ags1988@mail.ru

**Т.Л. АЛЕКСАНДРОВА**научный сотрудник<sup>1</sup>

E-mail: strokmail@tut.by

<sup>1</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь**С.В. САВЧУК**

главный конструктор

E-mail: sergeyskb@tut.by

ОАО «Брестский электромеханический завод», г. Брест, Республика Беларусь

Статья поступила 02.06.2015.

## ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА

*Рассмотрены вопросы позиционирования навесного устройства трактора при релейном управляющем воздействии. Разработан алгоритм, согласно которому предусматривается с целью уменьшения величины статической ошибки форсирование сигнала обратной связи и смена в определенные моменты знака управляющего воздействия. Приведены результаты компьютерного моделирования, отражающие функционирование системы управления при ступенчатом входном воздействии.*

**Ключевые слова:** точность позиционирования, алгоритм управления, релейное управляющее воздействие, статическое отклонение

**Введение.** Автоматическое поддержание заданной глубины пахоты для выполнения агротехнических требований во многом обусловлено точным позиционированием навесного устройства трактора [1]. С этой целью в известной системе управления фирмы «Bosch-Rexroth» управляющее воздействие формируется пропорционально текущему рассогласованию положения навесного устройства от заданной координаты. В напорной магистрали насоса перед силовым гидроцилиндром установлен электроуправляемый дроссель с возможностью перелива под давлением нагрузки части потока рабочей жидкости на слив.

Деления указанного потока между нагрузкой и сливом позволяет реализовать плавное срабатывание при коррекции положения навесного устройства согласно алгоритму управления. Однако указанное техническое решение построено на вариации сопротивления энергетическому потоку, что обуславливает непроизводительные затраты мощности в системе [2]. *Объемный принцип регулирования* при высокой стоимости насоса переменной производительности обеспечивает снижение энергетических потерь за счет изменения его рабочего объема. Поэтому дроссельное регулирование применяется в приводах тракторов небольшой и средней

мощности [3]. *В релейной системе* управляющее воздействие по абсолютной величине всегда максимально и формируется в несиловых промежуточных цепях, что предполагает отсутствие дросселирования потока рабочей жидкости и диссипации энергии в напорной магистрали насоса постоянной подачи.

**Постановка задачи.** Релейные системы широко применяются в самых различных областях техники, отличаясь простотой и быстроедействием. Вследствие того, что управляющее воздействие в релейной системе по абсолютной величине всегда максимально, необходимо реализовать позиционирование навесного устройства с наименьшим статическим отклонением. Для этого требуется составить алгоритм управления, согласно которому условия приложения релейного управляющего воздействия позволят обеспечить указанный показатель качества переходного процесса.

**Система управления навесным устройством.** Математическое описание системы управления выполнено на основании схем, отображающих параметры электрогидравлического привода и последовательность прохождения сигналов в системе (рисунок 1).

Электрогидравлический привод содержит насос постоянной подачи, в напорной магистрали

которого установлен переливной клапан с возможностью сообщения указанной магистрали со сливом, пилотный клапан, размещенный в гидрوليнии между пружинной полостью переливного клапана и сливом, обратный клапан, обращенный входом к напорной магистрали насоса, а выходом к нагрузке, силовой гидроцилиндр, кинематически связанный с навесным устройством, щелевое уплотнение переливного клапана, электроуправляемый клапан опускания, установленный с возможностью гидравлического соединения полости силового гидроцилиндра со сливом.

Подача напряжения  $U_1$  на обмотку электромагнита подъема вызывает в ней протекание тока управления  $i_1$ , что обуславливает перемещение  $x_2$  пилотного клапана в сторону его закрытия. При разобщении пружинной полости переливного клапана со сливом равные потоки  $q_2$  и  $q_3$  в узле П не имеют места. В этом случае давление  $p_2$  в указанной полости выравнивается с давлением  $p_1$  в напорной магистрали насоса. Под действием возвратной пружины переливной клапан закрывает проход потоку  $q_1$  на слив. Повышение давления  $p_1$  в узле I сопровождается динамическим потоком  $q_4$ , определяемым коэффициентом упругости  $k_E$ , утечкой  $q_a$  и потоком  $q_4$  от насоса на вход обратного клапана с перемещением  $x_3$ . Далее указанный поток разделяется в узле Ш на поток  $q_5$ , протекающий в полость силового гидроцилиндра, с перемещением  $x$ , и динамический поток  $q_v$ , определяемый коэффициентом упругости  $K_E$ . Указанный гидроцилиндр перемещается с координатой  $x$  против приведенных нагрузки  $G$  и массы  $M$  в условиях вязкого трения с коэффициентом  $\lambda$ . Выпуск рабочей жидкости в виде потока  $q_6$  из полости подъема силового гидроцилиндра реализуется посредством электроуправляемого клапана опускания при подаче напряжения  $U_2$  на обмотку его электромагнита, что протекание тока  $i_2$  и перемещение затвора  $x_4$ .

Прохождение сигналов в системе управления показано на схеме (рисунок 2).

Эта схема отражает позиционирование навесного устройства при наличии ступенчатого входного воздействия  $W$ . Сигнал обратной связи  $x$  преобразу-

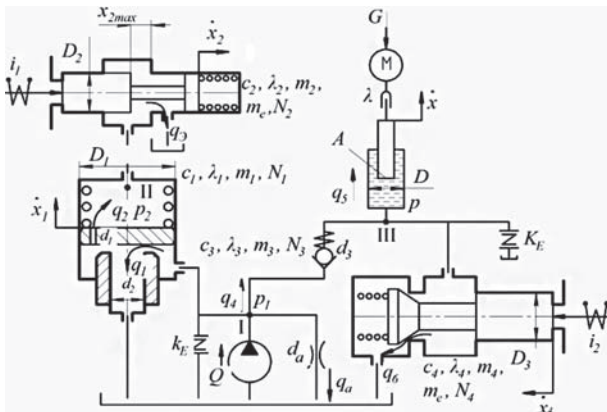


Рисунок 1 — Расчетная схема электрогидравлического привода

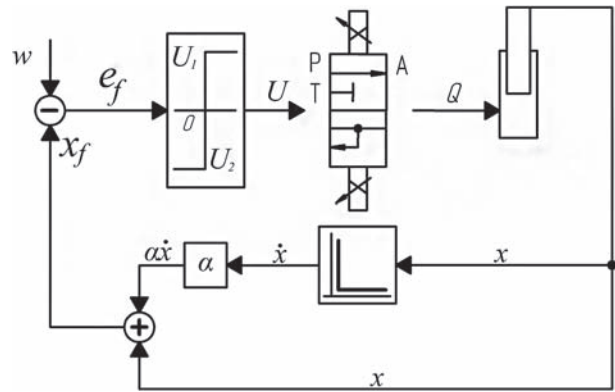


Рисунок 2 — Схема системы управления

ется посредством дифференцирующего звена с коэффициентом интенсивности  $\mu$  в дополнительную составляющую для получения форсированного сигнала обратной связи  $x_f = x + \alpha \dot{x}$ , который сравнивается с заданной величиной  $W$ . В результате операции вычитания одновременно вычисляются форсированное рассогласование  $e_f = W - x_f$  и действительное его значение  $e = W - x$ . Согласно условиям переключения на электромагниты подъема  $U_1$  и опускания  $U_2$  регулятора, имеющего порты (P — насос, A — силовой гидроцилиндр и T — слив), подается релейное управляющее воздействие  $U$ . На выходе указанного регулятора формируется поток рабочей жидкости  $Q$ , поступающий в полость силового гидроцилиндра.

Приняты следующие основные и производные размерности физических величин: перемещение и линейный размер, м; масса, кг; время, с; ток, А; напряжение, В; сопротивление, Ом; давление, Па; сила, Н; скорость, м/с; ускорение, м/с<sup>2</sup>; поток, м<sup>3</sup>/с; жесткость, Н/м; модуль упругости, Н/м<sup>2</sup>; коэффициент вязкого трения, Н с/м; коэффициенты упругости, Па/м<sup>3</sup>.

**Математическая модель системы управления.** Модель включает математическое описание ступенчатого входного воздействия, процессов функционирования системы управления в виде обыкновенных дифференциальных уравнений с соответствующими входными сигналами при начальных и граничных условиях, а также алгебраических уравнений баланса потоков рабочей жидкости в узлах расчетной схемы. Реакцией системы на ступенчатое входное воздействие является выходной сигнал в виде переходного процесса, показатель которого в виде статического отклонения определяет точность позиционирования. Закон преобразования указанных сигналов описывается посредством оператора системы на основании вышеупомянутых уравнений [4].

Запишем выражение ступенчатого входного воздействия в виде функции:  $W(t) = W$ , если  $t > 0$  или 0, если  $t \leq 0$ , а величину статического отклонения при позиционировании навесного устройства определяем формулой  $x_\infty = \lim_{t \rightarrow \infty} x(t)$ .

Ниже приведены уравнения математического описания оператора системы. Для упрощения указанного описания сделаны следующие допущения: инерционные силы и силы веса жидкости пренебрежимо малы; величина сухого трения в силовом гидроцилиндре незначительна; волновые процессы не влияют на динамику работы системы; модуль упругости рабочей жидкости является постоянной величиной; нерастворенный воздух в рабочей жидкости отсутствует; коэффициенты расхода являются постоянными величинами; гидравлические потери в трубопроводах незначительны.

В режиме позиционирования навесного устройства процессы изменения токов  $i_1$  и  $i_2$  в обмотках электромагнитов подъема и опускания описываются уравнениями:

$$\begin{aligned} T di_1/dt + i_1 &= U_1/R; \\ T di_2/dt + i_2 &= U_2/R, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $T$  — постоянная времени;  $R$  — сопротивление обмотки электромагнита;  $U_1$  и  $U_2$  — входные сигналы при начальных условиях  $i_{1s}(0) = 0$  и  $i_{2s}(0) = 0$ .

При этом происходит закрытие электроуправляемого пилота под действием токов (1) по уравнению

$$(m_2 + m_e) \ddot{x}_2 = k_v \cdot i_1 - \lambda_2 \dot{x}_2 - c_2 x_2 - N_2, \quad (2)$$

где  $k_v$  — коэффициент передачи;  $i_1$  — входной сигнал при начальных условиях  $x_2(0) = 0$ ,  $\dot{x}_2(0) = 0$  и граничных условиях  $x_{2\min} = 0$ ,  $x_{2\max} = 0,0006$ .

Баланс расходов рабочей жидкости для узлов 1, П и Ш запишем в двух формах:

$$\begin{aligned} Q - q_1 - q_2 - q_4 - q_a - q_6 - q_v &= 0; \\ q_2 - q_3 &= 0; q_4 - q_5 - q_v &= 0; \quad (3) \\ Q - k_1 x_1 \sqrt{p_1} - k_2 \sqrt{p_1 - p_2} - k_4 x_3 \sqrt{Dp} - \\ - k_a \sqrt{p_1} - k_6 x_4 \sqrt{p} - V/E p_1 &= 0; \\ k_2 \sqrt{p_1 - p_2} - k_3 (x_2 - x_{2\max}) \sqrt{p_2} &= 0; \\ k_4 x_3 \sqrt{Dp} - A \dot{x} - V/E \cdot \dot{p} &= 0, \quad (4) \end{aligned}$$

где  $v$  — объем напорной магистрали насоса;  $E$  и  $p$  — модуль упругости и плотность рабочей жидкости;  $V$  — объем полости силового гидроцилиндра;  $D_p = p_1 - p$ , причем  $D_p = 0$ , если  $p_1 \leq p$ ;  $k_p = \sqrt{2/\rho}$ ;  $k_1 = \mu_2 d_2 k_p$ ;  $k_2 = 0,25 \pi \mu_1 d_1^2 k_p$ ;  $k_3 = \mu_1 d_2 k_p$ ;  $k_4 = \mu_2 \pi d_3 k_p$ ;  $k_6 = \mu_2 \pi D_3 \sin 45^\circ k_p$ ;  $k_a = 0,25 \pi \mu_1 d_a^2 k_p$ .

Изменение давления рабочей жидкости в напорной магистрали насоса согласно (3, 4 и 5) описывается уравнением

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 = k_E [Q - k_1 x_1 \sqrt{p_1} - k_2 \sqrt{p_1 - p_2} - \\ - k_4 x_3 \sqrt{Dp} - k_a \sqrt{p_1}], \end{aligned} \quad (5)$$

где  $k_E = E/v$ ;  $x_1$  — входной сигнал при начальном условии  $p_{1s}(0) = 50\,000$  и граничных условиях  $p_{1\min} = 0$ ,  $p_{1\max} = 0,15 \cdot 10^8$ .

Давление  $p_2$  в пружинной полости определено из выражения (4).

С учетом уравнения (5) движение переливного клапана определяем следующим образом

$$m_1 \ddot{x}_1 = f_1 p_1 - f_2 p_2 - \lambda_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 - N_1, \quad (6)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — входные сигналы при начальных условиях  $x_{1s}(0) = 0,0025$ ;  $\dot{x}_{1s}(0) = 0$  и граничных условиях  $x_{1\min} = 0$ ,  $x_{1\max} = 0,005$ .

При закрытии переливного клапана по закону (6) давление в напорной магистрали насоса (узел 1) повышается, что вызывает открытие обратного клапана

$$m_3 \ddot{x}_3 = f_3 (p_1 - p) - \lambda_3 \dot{x}_3 - c_3 x_3 - N_3, \quad (7)$$

где  $f_3$  — активная площадь;  $p_1$  и  $p$  — входные сигналы при начальных условиях  $x_{3s}(0) = 0$ ;  $\dot{x}_{3s}(0) = 0$  и граничных условиях  $x_{3\min} = 0$ ,  $x_{3\max} = 0,005$ .

Давление рабочей жидкости в полости силового гидроцилиндра при подъеме навесного устройства определяем с учетом (7)

$$\dot{p} = K_E (k_4 x_3 \sqrt{Dp} - A \dot{x} - k_6 x_4 \sqrt{p}), \quad (8)$$

где  $K_E = E/V$ ;  $x_3$  и  $x_4$  — входные сигналы при начальном условии  $p_s(0) = 0,8 \cdot 10^7$  и граничных условиях  $p_{\min} = 0$ ,  $p_{\max} = 0,25 \cdot 10^8$ .

Повышение давления в полости силового гидроцилиндра согласно закону (8) вызывает перемещение штока силового гидроцилиндра, описанного уравнением

$$M \ddot{x} = pA - \lambda \dot{x} - G, \quad (9)$$

где  $p$  — входной сигнал при начальных условиях  $x_s(0) = 0,125$ ,  $\dot{x}(0) = 0$  и граничных условиях  $x_{\min} = 0$ ,  $x_{\max} = 0,25$ .

Переменная величина  $x$  по уравнению (9) определяет переходный процесс при позиционировании навесного устройства. Алгоритм управления предписывает выполнение следующих условий: *приложить* релейное управляющее воздействие  $U$  при наличии действительного рассогласования  $e$ ; *форсировать* сигнал обратной связи  $x$  путем его преобразования посредством дифференцирующего звена с коэффициентом интенсивности  $\infty$  в дополнительную составляющую для получения при суммировании форсированного сигнала обратной связи  $x_f = x + \infty \dot{x}$ ; *отменить* действие релейного управляющего воздействия  $U$  и сменить его знак при условии превышения форсированным сигналом обратной связи  $x_f$  ступенчатого входного воздействия  $W$ ; *отменить* действие последнего релейного управляющего воздействия  $U$  при условии превышения действительным сигналом обратной связи  $x$  ступенчатого входного воздействия  $W$ .

Условия переключения электромагнитов регулятора можно записать в виде нелинейной функции:

$$\begin{aligned} U_1 &= U \text{ и } U_2 = 0 \text{ при } e > 0; \\ U_1 &= 0 \text{ и } U_2 = U \text{ при } e_f \leq 0; \\ U_1 &= 0 \text{ и } U_2 = 0 \text{ при } e \leq 0. \end{aligned}$$

### Результаты компьютерного моделирования.

Для оценки эффективности составленного алгоритма управления проведено компьютерное моделирование функционирования системы управления при позиционировании навесного устройства. Ниже приведены исходные данные, использованные при вычислениях:

$Q = 0,001$	$\lambda = 500\,000$	$\rho = 900$	$d_1 = 0,0012$
$V = 0,002$	$\lambda = 10$	$m_1 = 0,03$	$d_2 = 0,016$
$A = 0,013$	$\lambda = 10$	$m_2 = 0,02$	$d_3 = 0,01$
$G = 102900$	$\lambda = 1\,000$	$m_3 = 0,02$	$d_a = 0,0006$
$M = 31500$	$\lambda = 10$	$m_e = 0,04$	$D = 0,09$
$c_1 = 5\,987$	$f_1 = 5,1 \cdot 10^{-4}$	$\mu_1 = 0,62$	$N_1 = 10$
$c_2 = 30\,000$	$f_2 = 7,06 \cdot 10^{-4}$	$\mu_2 = 0,75$	$N_2 = 10$
$c_3 = 1\,250$	$f_3 = 7,85 \cdot 10^{-5}$	$k_v = 13,5$	$N_3 = 10$
$T = 0,015$	$R = 1,7$	$D_1 = 0,03$	$N_4 = 10$
$U = 5,1$	$E = 1,5 \cdot 10^9$	$D_2 = 0,006$	$v = 7,91 \cdot 10^{-5}$

На основании математического описания входного воздействия и оператора системы получены вычислительные реализации, отражающие реакцию системы управления на ступенчатое входное воздействие (рисунок 3).

Изменения токов  $i_1$  и  $i_2$  в обмотках электромагнитов отражают приложение релейного управляющего воздействия. Переходной процесс при перемещении штока гидроцилиндра указывает на практически полное совпадение статического отклонения с заданным ступенчатым входным воздействием, или  $x_\infty \approx W$ .

Предварительно методом итерационного приближения, учитывая условия существования автоколебательного процесса, определен коэффициент интенсивности сигнала  $\alpha = 0,009$  от первой производной, обеспечивающий устойчивость позиционирования навесного устройства.

**Заключение.** 1. Выполнение агротехнических требований при автоматическом регулировании

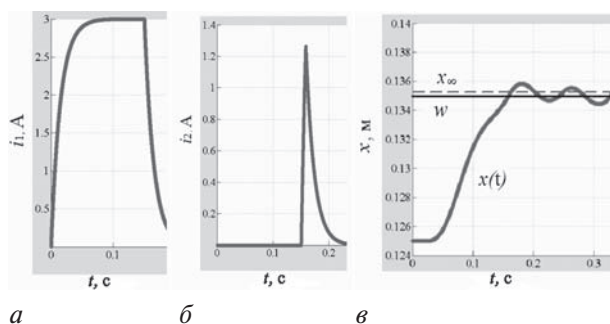


Рисунок 3 — Реакция системы управления на ступенчатое входное воздействие: а и б — изменение тока в обмотках электромагнитов подъема и опускания; в — перемещение штока гидроцилиндра при позиционировании навесного устройства

глубины пахоты предполагает реализацию достаточно точного позиционирования навесного устройства трактора.

2. Условия переключения электромагнитов регулятора определяются следующим алгоритмом управления: приложить релейное управляющее воздействие при наличии действительного рас-согласования; форсировать сигнал обратной связи путем его преобразования посредством дифференцирующего звена с коэффициентом интенсивности  $\alpha = 0,009$  в дополнительную составляющую для получения при суммировании форсированного сигнала обратной связи; отменить действие релейного управляющего воздействия и сменить его знак при условии превышения форсированным сигналом обратной связи ступенчатого входного воздействия; отменить действие последнего релейного управляющего воздействия при условии превышения действительным сигналом обратной связи ступенчатого входного воздействия.

3. Результаты компьютерного моделирования показали, что приложение релейного управляющего воздействия позволяет в определенных алгоритмом условиях обеспечить практически полное совпадение статического отклонения в переходном процессе с заданным входным воздействием.

### Список обозначений

*Насос*

$Q$  — подача;

$N_2$  — осадка пружины;

*Напорная магистраль*

$\lambda_2$  — коэффициент вязкого трения;

$v$  — объем;

*Обратный клапан*

$d_a$  — условный проход зазора;

$d_3$  — диаметр седла;

*Переливной клапан*

$m_3$  — масса затвора;

$D_1$  — диаметр затвора;

$c_3$  — жесткость пружины;

$d_1$  — диаметр дросселя;

$N_3$  — осадка пружины;

$d_2$  — диаметр седла;

$\lambda_3$  — коэффициент вязкого трения;

$m_1$  — масса затвора;

*Силовой гидроцилиндр*

$c_1$  — жесткость пружины;

$D$  — диаметр поршня;

$N_1$  — осадка пружины;

$A$  — площадь поршня;

$\lambda_1$  — коэффициент вязкого трения;

$V$  — объем;

*Электроуправляемый пилот*

$\lambda$  — коэффициент вязкого трения;

$D_2$  — диаметр плунжера;

*Электроуправляемый клапан*

$x_{2\max}$  — максимальное открытие;

$D_3$  — диаметр седла;  
 $m_2$  — масса плунжера;  
 $m_4$  — масса затвора;  
 $m_e$  — масса якоря;  
 $c_4$  — жесткость пружины;  
 $c_2$  — жесткость пружины;  
 $N_4$  — осадка пружины.

2. Gotz, W. Theory and Applications / W. Gotz // Robert Bosch GmbH, Automation Technology. — 1998. — 291 p.
3. Горавский, С.Л. Повышение энергоэффективности работы сервораспределителя системы управления навесным устройством трактора / С.Л. Горавский // Энергетик и ТЭК. — 2009. — № 1. — С. 7–9.
4. Зарубин, В.С. Математическое моделирование в технике / В.С. Зарубин, А.П. Крищенко. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. — 2001. — 496 с.

#### Список литературы

1. Gotz, W. Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves / W. Gotz // Robert Bosch GmbH, Automation Technology. — 1989. — 149 p.

STROK Evgeny Ya., Cand. Techn. Sc., Associate Professor  
 Head of the Laboratory of Electro-Hydraulic Control Systems<sup>1</sup>

SNETKOV Alexey G.  
 Researcher<sup>1</sup>  
 E-mail: ags1988@mail.ru

ALEKSANDROVA Tatsiana L.  
 Researcher<sup>1</sup>  
 E-mail: strokmail@tut.by

<sup>1</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

SAVCHUK Sergey V.  
 Chief Designer  
 E-mail: sergeyskb@tut.by  
 Brest Electro-Mechanical Plant, Brest, Republic of Belarus

Received 02 June 2015.

## INCREASING OF TRACTOR HITCH POSITIONING ACCURACY

*The solving of problems of tractor agricultural equipment positioning accuracy were described by system with relay control. The created algorithm had reduced the error with the used feedback signal according to the action directions. The simulation results were shown with control system performance increasing.*

**Keywords:** *positioning accuracy, control algorithm, relay control, static deflection*

#### References

1. Gotz W. *Electrohydraulic Proportional Valves and the Closed-Loop Control Valves*. Robert Bosch GmbH, Automation Technology, 1989. 149 p.
2. Gotz W. Theory and Applications. Robert Bosch GmbH, *Automation Technology*, 1998. 291 p.
3. Goravskij S.L. Povyshenie jenergojeffektivnosti raboty servoraspredelitelja sistemy upravlenija navesnym ustrojstvom traktora [Improving the energy efficiency of servoservices management system hitch tractor]. *Jenergetik i TJeK* [Energetic and Energ], 2009, no. 1, pp. 7–9.
4. Zarubin V.S., Krishchenko A.P. *Mathematical modeling in engineering*. Moscow, MGTU im. N. Uh. Bauman, 2001. 496 p.