

В.И. Грищенко, канд. техн. наук,
В.С. Сидоренко, д-р техн. наук,
Д.Д. Дымочкин, канд. техн. наук

Донской государственной технической университет, г. Ростов-на Дону, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА УСТАНОВОЧНЫХ ДВИЖЕНИЙ

Запропоновано позиційний пневмогідролічний привод з оригінальним багатфункціональним керуючим пристроєм і його математична модель.

In this paper, a position Pneumohydraulic drive with the original multi-function control device and its mathematical model.

Тенденции развития современной техники неразрывно связаны с повышением эффективности технологического оборудования машиностроительного производства. В связи с этим остается актуальной научно-техническая задача совершенствования действующих и создания новых машин и механизмов высокой производительности, точности и низкой себестоимости, способной конкурировать на мировом рынке.

Важными критериями эффективности технологического оборудования являются быстродействие и точность его целевых механизмов, обеспечивающих требуемые производительность и качество выпускаемой продукции при меньших затратах времени и средств. Создание такой техники невозможно без глубокой автоматизации технологических и рабочих процессов, осуществляемой позиционными системами приводов повышенного быстродействия и точности. Обладая известными преимуществами, пневматические и гидравлические приводы наиболее полно решают такие задачи. В последнее время успешно применяются и комбинированные пневмогидравлические приводы с мехатронным управлением позиционными циклами механизмов машин. Это позволяет расширить возможности структурной и параметрической оптимизации процессов позиционирования [3]. Однако известные схмотехнические решения с комбинированием различных видов энергоносителей в структуре привода имеют ограничения в управлении временем и точностью позиционных перемещений.

Задача повышения эффективности механизмов позиционирования может решаться путем организации субоптимальных законов движения.

Типовой закон движения исполнительного механизма (ИМ) поясняет принципы реализации субоптимального управления. Позиционный цикл состоит из трех этапов (рисунок 1):

- Участок АВ — форсированный разгон исполнительного механизма, где вся энергия источника питания с минимальными потерями преобразуется в механическую энергию движения.

- Участок ВС — управляемое замедление исполнительного механизма.
- Участок CD — останов и фиксация исполнительного механизма.

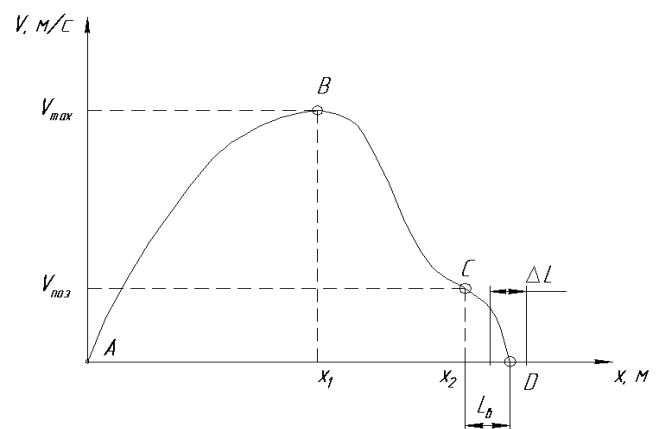


Рисунок 1 — Типовая траектория движения.

Такая траектория может быть организована двумя точками переключения. Так координата переключения на замедление формируется системой грубого отсчета, а на останов и фиксацию — точного отсчета.

В этой связи обосновано направление схмотехнического поиска позиционного привода, основанного на повышении эффективности каждого этапа цикла.

Возможности структурно-параметрического управления механизмами позиционирования исследовались в работах многих авторов. Однако в них не рассматривалась возможность повышения эффективности каждого этапа позиционного цикла использованием преимуществ различных видов энергоносителей. Это обуславливает создание гибридных систем приводов, где несколько энергоносителей выполняют одну или несколько функций.

Результаты исследований

Предлагается на этапе форсированного разгона использовать структуру пневматической передачи, обладающей высокой скоростью движения (до 3 м/с). На этапе управляемого замедления — гидростатический привод, обеспечивающий равномерность движения и поглощение кинетической и потенциальной энергии исполнительного механизма. И на этапе останова — управляемый гидрозамок.

В результате анализа предложенных структур был разработан гибридный пневмогидравлический привод с изменяемой структурой. Его отличительной особенностью является пневмогидравлический контур управления с многофункциональным управляющим устройством [1].

Это устройство объединяет в себе датчик положения, сравнивающее и управляющее устройства с целью сокращения времени срабатывания (0,005 с) за счет уменьшения линий связи и контуров преобразования сигналов.

На этой основе был разработан позиционный пневмогидравлический привод (рисунок 2), в схему которого входят: силовой пневмоцилиндр ПЦ, жестко связанный с тормозным гидроцилиндром ГЦ; пневмораспределитель P1, управляющий направлением перемещения исполнительного механизма ИМ; гидрораспределитель P2, изменяющий «на ходу» структуру гидросистемы; обратный клапан КО; регулятор потока РП; гидроаккумулятор ГА; многофункциональное управляющее устройство МФУУ, содержащее вращающийся распределитель ВР и осевой золотник P3 (рисунок 3); пневмораспределитель P4. В исходном состоянии электромагниты YA1-YA 4 распределителей P1, P2 и P4 отключены. Поток сжатого воздуха подводится от пневмомагистрали через узел подготовки воздуха УПВ к центральной позиции пневмораспределителя P1 и через распределитель P4 к левому торцу осевого золотника P3 МФУУ. При подаче электрического сигнала на электромагнит YA1 пневмораспределителя P1 поток сжатого воздуха поступает в поршневую полость пневмоцилиндра ПЦ, а из штоковой полости вытесняется в атмосферу. При этом поршни цилиндров ПЦ и ГЦ вместе с исполнительным механизмом ускоренно перемещаются вправо. Поскольку одновременно включен электромагнит YA3 распределителя P2, соединяются обе полости ГЦ и рабочая жидкость перетекает через обратный клапан КО из правой полости ГЦ в левую при минимальном сопротивлении гидрوليнии. Информация о перемещении поступает от датчика грубого отсчета ДГО, кинематически связанного через шарико-винтовую передачу ШВП с исполнительным механизмом. За один оборот (или кратный ему) винта ШВП до заданной координаты датчик грубого отсчета подает сигнал на включение YA3 гидрораспределителя P2 и рабочая жидкость начинает перетекать через осевой золотник P3 и регулятор потока РП из правой полости ГЦ в левую. Происходит снижение скорости перемещения исполнительного механизма до скорости позиционирования или рабочего хода (в зависимости от назначения привода). Одновременно датчик грубого отсчета подает сигнал на включение YA4 пневмораспределителя P4 и поток сжатого воздуха поступает под правый поворотный диск вращающегося распреде-

лителя (рисунок 3), кинематически связанный через шарико-винтовую передачу с исполнительным механизмом.

При совмещении щели установочного диска вращающегося распределителя ВР с окном поворотного диска поток сжатого воздуха проходит к правому торцу осевого золотника P3 и перемещает его, перекрывая поток рабочей жидкости в каналах — происходит останов исполнительного механизма. Очередной позиционный цикл происходит аналогично. Координата перемещения задается вращением левого установочного диска вращающегося распределителя ВР, кинематически связанного с автономным задатчиком перемещения АЗП. АЗП реализован шаговым электродвигателем (на схеме не показан), упрощающим систему управления и достаточным для получения заданной дискретности многофункционального управляющего устройства.

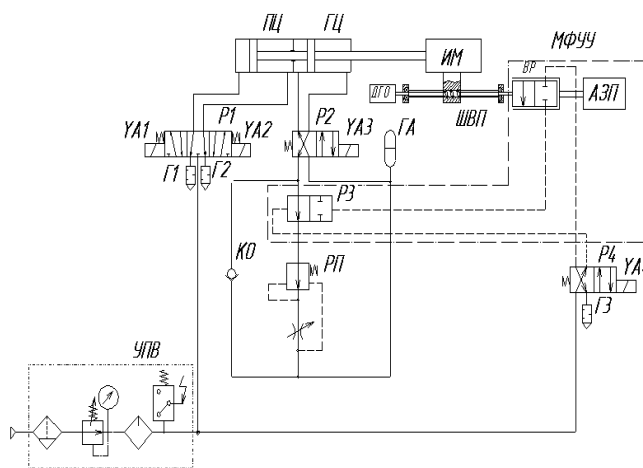


Рисунок 2 — Схема позиционного пневмогидравлического привода.

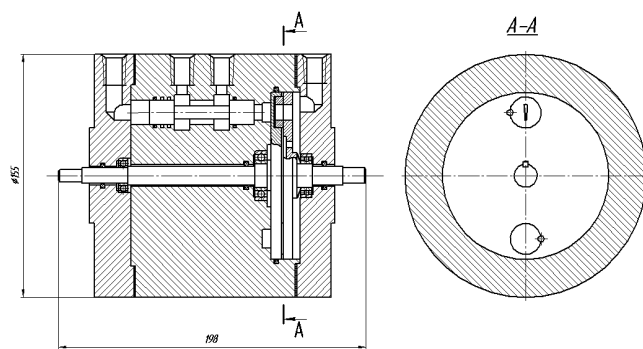


Рисунок 3 — Конструктивная схема многофункционального управляющего устройства.

Моделирование процессов позиционирования динамической системы, включающей механическую, пневматическую и гидравлическую подсистемы, осложняется нестационарностью потоков сжатого газа и рабочей жидкости, нестабильностью реальных воздействий на пневматическую и гидравлическую подсистемы [4]. Поэтому при формировании математической модели позиционного пневмогидравлического привода (рисунок 2) были

приняты допущения: механическая связь исполнительного механизма с выходным звеном привода существенно выше жесткости гидравлической, поэтому принимается одностепенная модель механической подсистемы; характеристика источника сжатого воздуха принимается постоянной $p_p = \text{const}$, поскольку напорная магистраль пневмопривода соединена с ресивером достаточного объема через регулятор давления; термодинамический процесс поведения газа в пневмосистеме принимается адиабатическим, поскольку процесс позиционирования протекает за короткий промежуток времени; в описании пневматических устройств используется модель идеального газа, поскольку давление в пневмосистеме ниже 10 бар; в упрощенных моделях совмещение рабочих окон вращающегося распределителя принимается релейным и в дальнейшем — квазирелейным по эмпирическому закону (принимаемые ограничения обоснованы предварительными экспериментальными оценками [1]); рабочая жидкость сжимаемая, капельная, в каналах присутствует неразрешенный воздух; полагаем, что состояние среды описывается зависимостями, справедливыми для смесей с осредненными свойствами. И сосредоточенный объем сжимаемой жидкости $Q_{\text{сж}}$ для удобства расчетов считаем присоединенным к рабочим полостям гидроцилиндра; утечки в подвижных сопряжениях малы, зависят главным образом от конструктивного исполнения и могут ограничиваться коэффициентами утечки K_3 ; сила вязкого трения в подвижных сопряжениях пропорциональна скорости перемещения элемента; коэффициенты расходов μ управляющих устройств принимаем усредненными, т.к. перемещения элементов происходят за короткие промежутки времени.

Силовую и управляющую подсистемы модели описывают следующие уравнения:

1. Уравнение движения гибридного двигателя:

$$m_{np} \cdot \frac{dV}{dt} = p_1 \cdot S1_{пц} - p_2 \cdot S2_{пц} - p_3 \cdot S1_{гц} + p_4 \cdot S2_{гц} - F_{mp} \cdot \text{sign}(V) - \lambda \cdot V \pm F_y - F_n, \quad (1)$$

где $S1_{пц}, S2_{пц}$ — соответственно эффективные площади поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра, m^2 ; $S1_{гц}, S2_{гц}$ — соответственно эффективные площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра, m^2 ; p_1, p_2 — давление воздуха соответственно в поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра, Па; p_3, p_4 — давление жидкости соответственно в поршневой и штоковой полости гидроцилиндра, Па; V — скорость движения перемещаемых масс, м/с; λ — коэффициент вязкого трения, кг/с; F_{mp} — суммарная сила трения в подвижных соединениях, Н; F_y — реакция левого и правого упоров, Н; F_n — внешняя нагрузка на исполнительном механизме, Н; m_{np} — приведенная масса подвижных частей привода, кг.

2. Уравнение движения золотника регулятора потока РП

$$m_{pn} \cdot \frac{dV_{pn}}{dt} = p_{71} \cdot S1_{pn} - p_{81} \cdot S2_{pn} - F_{np} - F_{zd} - F_{mp} \cdot \text{sign}(V_{pn}) - \lambda \cdot V_{pn} \pm F_y, \quad (2)$$

где $S1_{пц}, S2_{пц}$ — эффективные площади торцев золотника регулятора потока, m^2 ; p_{71}, p_{81} — давление жидкости в управляющих каналах регулятора потока, Па; F_{np} — усилие пружины регулятора потока, Н; F_{mp} — сила трения в подвижном соединении «штулка-золотник» регулятора потока, Н; F_y — реакция левого и правого упоров золотника регулятора потока, Н; m_{pn} — масса золотника регулятора потока, кг; λ — коэффициент вязкого трения, кг/с; V_{pn} — скорость перемещения золотника регулятора потока, м/с.

3. Уравнение движения осевого золотника многофункционального управляющего устройства

$$m_{зол} \cdot \frac{dV_{зол}}{dt} = p_{y1} \cdot S1_{зол} - p_{y2} \cdot S2_{зол} - F_{zd} - F_{mp} \cdot \text{sign}(V_{зол}) - \lambda \cdot V_{зол} \pm F_y, \quad (3)$$

Пневматическая подсистема привода описывается уравнением неразрывности потока:

$$G_1 = G_2, \quad (4)$$

где G_1, G_2 — массовые расходы сжатого газа на двух рассматриваемых участках, кг/с.

Учитывая, что массовый расход через пневмораспределитель равен

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_0}} \cdot \varphi(\sigma_i), \quad (5)$$

и преобразуя уравнение (4), получим уравнения изменения давления воздуха в пневмосистеме.

4. Уравнения изменения давления воздуха в пневмосистеме

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot K \cdot p_n \cdot \sqrt{R \cdot T_n} \cdot \varphi(\sigma_1)}{S1_{пц} \cdot (X_{01} + X)} - \frac{k \cdot p_1}{(X_{01} + X)} \cdot V, \quad (6)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot K \cdot p_2^{\frac{3k-1}{2k}} \cdot \sqrt{R \cdot T_n} \cdot (\varphi(\sigma_2))}{S2_{пц} (X_0 + X_{02} - X) \cdot p_a^{\frac{(k-1)}{2k}}} + \frac{k \cdot p_2}{(X_0 + X_{02} - X)} \cdot V, \quad (7)$$

где $\varphi(\sigma_i) = \sqrt{\sigma_i^{\frac{2}{k}} - \sigma_i^{\frac{k+1}{k}}}$ при $0,528 < \sigma_i < 1$; $\varphi(\sigma_i) = 0,2588$

при $0 < \sigma_i \leq 0,528$; $\sigma_i = \frac{p_i}{p_n}$; $K = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1}}$; k — пока-

затель адиабаты; R — газовая постоянная, Дж/кг · К; T_n, T_a — температура воздуха соответственно в нагнетательной и выхлопной магистрали, К; μ_1, μ_2 — коэффициенты расхода; p_n, p_a — давление воздуха соответственно в нагнетательной и выхлопной магистрали, Па; f_1, f_2 — площади проходного сечения пневмораспределителя, m^2 ; X_0 — ход поршня, м; X_{01}, X_{02} — отношение начальных («пассивных») объемов V_{01}, V_{02} пневмопривода к полез-

ной площади поршня поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра соответственно, м.

Гидравлическая подсистема в общем случае описывается уравнениями расхода

$$Q_{11Ц} = Q_{21Ц} + \Sigma Q_{11} + Q_{СЖ} \quad (8)$$

где $Q_{11Ц}$, $Q_{21Ц}$ — расход, создаваемый перемещением цилиндра, м³/с;

$\Sigma Q_{11} = r_n (p_1 - p_2)$ — расход перетечек рабочей жидкости, м³/с;

r_y , — коэффициенты утечки и перетечки, м⁴ · с/кг;

$$Q_{СЖ} = \frac{W_i}{B_{СМ}} \cdot \frac{dp_i}{dt} \text{ — расход, компенсирующий сжимаемость жидкости на участках гидросистемы, м}^3/\text{с; } B_{жк}, B_g \text{ —}$$

модули объемной упругости жидкости и воздуха; α_g — содержание воздуха в жидкости; W_i — объем участка гидросистемы, м³;

$\frac{dp_i}{dt}$ — приращение давления на участке гидросистемы, Па/с. Учитывая, что расходы жидкости Q_3 через окна золотников распределителей, связывающие их изменение от перемещения золотника x_p с перепадами давлений Δp , определяются выражением

$$Q_3 = k_p \cdot x_p \cdot \sqrt{|\Delta p|} \cdot \text{sign}(\Delta p). \quad (9)$$

Преобразуя уравнение расхода (8) для каждого участка, получим уравнения изменения давления рабочей жидкости в гидросистеме (10–18).

5. Уравнения изменения давления рабочей жидкости в гидросистеме:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{k'_{p2} \cdot B_{СМ}}{S_{21Ц} \cdot (X_0 - X) + W_{3a}} \cdot x_{p2} \cdot \sqrt{|p_3 - p_{(3,8)}|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_{(3,8)}) - \frac{k'_n \cdot B_{СМ}}{S_{21Ц} \cdot (X_0 - X) + W_{3a}} \cdot \sqrt{|p_3 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_4) + \frac{S_{21Ц} \cdot B_{СМ}}{S_{21Ц} \cdot (X_0 - X) + W_{3a}} \cdot V, \quad (10)$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{k'_{p2} \cdot B_{СМ}}{S_{11Ц} \cdot X + W_{4a}} \cdot x_{p2} \cdot \sqrt{|p_5 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_5 - p_4) + \frac{k'_n \cdot B_{СМ}}{S_{21Ц} \cdot (X_0 - X) + W_{3a}} \cdot \sqrt{|p_3 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_4) - \frac{S_{11Ц} \cdot B_{СМ}}{S_{11Ц} \cdot X + W_{4a}} \cdot V, \quad (11)$$

$$\frac{dp_5}{dt} = \frac{k'_{p2} \cdot B_{СМ}}{W_{5a}} \cdot x_{p2} \cdot \sqrt{|p_{(3,4)} - p_5|} \cdot \text{sign}(p_{(3,4)} - p_5) - \frac{k'_{p3} \cdot B_{СМ}}{W_{5a}} \cdot x_{p3} \cdot \sqrt{|p_5 - p_6|} \cdot \text{sign}(p_5 - p_6) + \frac{k'_{KO} \cdot B_{СМ}}{W_{5a}} \cdot x_{KO} \cdot \sqrt{|p_8 - p_5|} \cdot \text{sign}(p_8 - p_5) \quad (12)$$

$$\frac{dp_6}{dt} = \frac{k'_{p3} \cdot B_{СМ}}{W_{6a}} \cdot x_{p3} \cdot \sqrt{|p_5 - p_6|} \cdot \text{sign}(p_5 - p_6) - \frac{k'_{p11} \cdot B_{СМ}}{W_{6a}} \cdot x_{p11} \cdot \sqrt{|p_6 - p_7|} \cdot \text{sign}(p_6 - p_7), \quad (13)$$

$$\frac{dp_{61}}{dt} = \frac{k'_{61} \cdot B_{СМ}}{W_{11П} + W_{61a}} \cdot x_{61} \cdot \sqrt{|p_6 - p_{61}|} \cdot \text{sign}(p_6 - p_{61}) - \frac{S_{11П} \cdot B_{СМ}}{W_{11П} + W_{61a}} \cdot V_{11П}, \quad (14)$$

$$\frac{dp_7}{dt} = \frac{k'_{p11} \cdot B_{СМ}}{W_{7a}} \cdot x_{p11} \cdot \sqrt{|p_6 - p_7|} \cdot \text{sign}(p_6 - p_7) - \frac{k'_{71} \cdot B_{СМ}}{W_{7a}} \cdot x_{71} \cdot \sqrt{|p_7 - p_{71}|} \cdot \text{sign}(p_7 - p_{71}) - \frac{k'_{ДР} \cdot B_{СМ}}{W_{7a}} \cdot x_{ДР} \cdot \sqrt{|p_7 - p_8|} \cdot \text{sign}(p_7 - p_8) \quad (15)$$

$$\frac{dp_{71}}{dt} = \frac{k'_{71} \cdot B_{СМ}}{S_{21П} \cdot x_{П1} + W_{7a}} \cdot x_{71} \cdot \sqrt{|p_7 - p_{71}|} \cdot \text{sign}(p_7 - p_{71}) - \frac{S_{21П} \cdot B_{СМ}}{S_{21П} \cdot x_{П1} + W_{7a}} \cdot V_{11П}, \quad (16)$$

$$\frac{dp_{81}}{dt} = \frac{k'_{81} \cdot B_{СМ}}{S_{11П} \cdot (x_0 - x_{П1}) + W_{8a}} \cdot x_{81} \cdot \sqrt{|p_8 - p_{81}|} \cdot \text{sign}(p_8 - p_{81}) - \frac{S_{11П} \cdot B_{СМ}}{S_{11П} \cdot (x_0 - x_{П1}) + W_{8a}} \cdot V_{11П}, \quad (17)$$

$$\frac{dp_8}{dt} = \frac{k'_{ДР} \cdot B_{СМ}}{S_{11П} \cdot (x_0 - x_{П1}) + S_{AK} \cdot x_{AK} + W_{8a}} \cdot x_{ДР} \cdot \sqrt{|p_7 - p_8|} \cdot \text{sign}(p_7 - p_8) - \frac{k'_{81} \cdot B_{СМ}}{S_{11П} \cdot (x_0 - x_{П1}) + S_{AK} \cdot x_{AK} + W_{8a}} \cdot x_{81} \cdot \sqrt{|p_8 - p_{81}|} \cdot \text{sign}(p_8 - p_{81}) - \frac{k'_{KO} \cdot B_{СМ}}{S_{11П} \cdot (x_0 - x_{П1}) + S_{AK} \cdot x_{AK} + W_{8a}} \cdot x_{KO} \cdot \sqrt{|p_8 - p_5|} \cdot \text{sign}(p_8 - p_5) + \frac{k'_{p2} \cdot B_{СМ}}{S_{11П} \cdot (x_0 - x_{П1}) + S_{AK} \cdot x_{AK} + W_{8a}} \cdot x_{p2} \cdot \sqrt{|p_3 - p_8|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_8) - \frac{S_{11П} \cdot B_{СМ}}{S_{11П} \cdot (x_0 - x_{П1}) + S_{AK} \cdot x_{AK} + W_{8a}} \cdot V \quad (18)$$

где $k'_i = \mu_i \cdot \pi \cdot d_i \cdot k_p \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ — удельные проводимости окон

проточной части устройства; $k_p = \frac{b_{ок}}{\pi \cdot d_3}$ — коэффициент

полноты использования периметра втулки золотника при размещении в ней окон; k'_n — коэффициент, учитывающий перетечку между полостями гидроцилиндра.

Исследование модели выполнено с использованием программной поддержки Matlab численными методами. Введение в модель динамической пневмогидромеханической системы уравнений, описывающих нелинейные изменения давлений p_i заметно усложняют модель. На этом уровне модели игнорируется уравнение для реального управления от вращающегося распределителя заменой его релейными или квазирелейными значениями, полученными предварительным экспериментом [1]. Качественное и количественное совпадение результатов вычислительного эксперимента с натурным подтверждается сравнением соответствующих осциллограмм (рисунок 4).

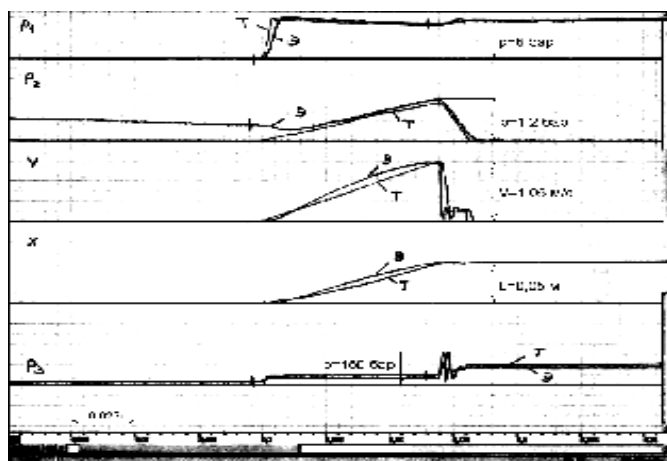


Рисунок 4 — Осциллограммы типового позиционного цикла при натурном и вычислительном экспериментах.

Осциллограмма натурального эксперимента получена с использованием программной поддержке PowerGraph 3.3 к плате аналого-цифрового преобразователя E20-10D фирмы «L-card». Программное обеспечение PowerGraph 3.3 позволило провести обработку сигналов поступающих с аналого-цифрового преобразователя. На рисунке 4 буквами «Э» и «Т» обозначены соответственно натуральный и вычислительный эксперименты. Расхождения параметров привода в контрольных точках при натурном и вычислительном экспериментах не превышают 5%, обусловленных допущениями, принятыми при математическом моделировании и расхождениями исходных данных модели с реальными параметрами привода.

Выводы

Обоснованы и реализованы принципы построения и схемотехническое решение системы быстродействующего позиционного пневмогидравлического привода, обеспечивающего повышение точности линейных перемещений механизмов машин до 0,05 мм и сокращение времени позиционирования.

Внедрением и производственной апробацией результатов исследования и предлагаемого решения подтверждается их технико-экономическая эффективность. Так в координатно-сверлильном полуавтомате (ЗАО «Завод металлоконструкций», г. Кисловодск) достигнуто: повышение производительности в 1,4 раза; сокращение количества обслуживающего персонала с пяти станочников до двух операторов. В автоматизированном сварочном комплексе достигнуто: повышение производительности в

1,3 раза; сокращение количества обслуживающего персонала от двух сварщиков до одного оператора; повышение качества сварного соединения.

Разработанная обобщенная математическая модель позволяет описать поведение и изменение параметров динамической системы привода. Что дает возможность предварительно подобрать рациональные координаты точек переключения этапов позиционного цикла.

Литература

1. Идентификация рабочих процессов в многофункциональном тормозном устройстве / В.И. Грищенко [и др.] // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: тез. докл. XII Междунар. науч. техн. конф. студентов и аспирантов. — М., 2008. — С. 54—55.

2. Грищенко, В.И. Пневмомеханическая система углового позиционирования деталей типа тел вращения / Грищенко В.И., С.И. Войтов // Перспектива — 2008: материалы междунар. науч. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. — Нальчик, 2008. — ТП. — С.17—18.

3. Структурно-параметрическое управление позиционирующим пневмогидромеханическим устройством / В.И. Грищенко [и др.] // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: тез. докл. XII Междунар. науч. техн. конф. студентов и аспирантов. — М., 2008. — С. 22—23.

4. Грищенко, В.И. Моделирование процесса позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования дискретным пневмогидравлическим устройством с пневматическими линиями связи / В.И. Грищенко, В.С. Сидоренко // Вестник ДГТУ. — 2009. — Т9. — Ч2. — С. 81—90.

Надійшла 14.10.2011 р.