электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

УДК 621.382

Моделирование процесса позиционирования пневмопривода промышленного робота

Дао Тхе Ань, аспират
Россия 144000 г. Ростов-на-Дону, Донской Государственный технический университет
кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

Мажидов Р. Н., студент
Россия 144000 г. Ростов-на-Дону, Донской Государственный технический университет
кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

Научный руководитель: Сидоренко В.С, д.т.н, профессор
Россия 144000 г. Ростов-на-Дону, Донской Государственный технический университет
кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»
Daoanh2010@yandex.ru

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 процессов, осуществляемой позиционными системами приводов повышенного быстродействия и точности.

Традиционно пневматические средства автоматики широко применяются в отраслях, где требуется пожаро- и взрывобезопасность, экологичность высокое быстродействие. Это в первую очередь, нефтехимическая промышленность, а также пищевая, машиностроительная, деревообрабатывающая и специальные отрасли, требующие надежной работы в условиях вибраций, ударов, электромагнитных воздействий и др. агрессивных внешних факторов окружающей среды [5]. Пневматический привод исполнительных технологических механизмов на транспортных машинах не получил такого широкого распространения, как в робототехнике. Это связанно с большими нагрузками на рабочих органах исполнительных механизмов.

Рассмотрим пневматический привод робота (рис. 1). Его основной задачей является передача энергии от ее источника к механизму схвата и управление его движением [4]. В сравнении с известными способами позиционирования, основанных на управлении напорном или сливом пневмодвигателя предлагаемый способ реализуется

пневмомеханическим тормозом, управления оригинальным датчиком. Это позволяет снизить влияние стационарных пневмомеханических процессов на качество процесса позиционирования. Кроме того, обеспечивается надежная фиксация пневмоцилиндра в заданной координате.

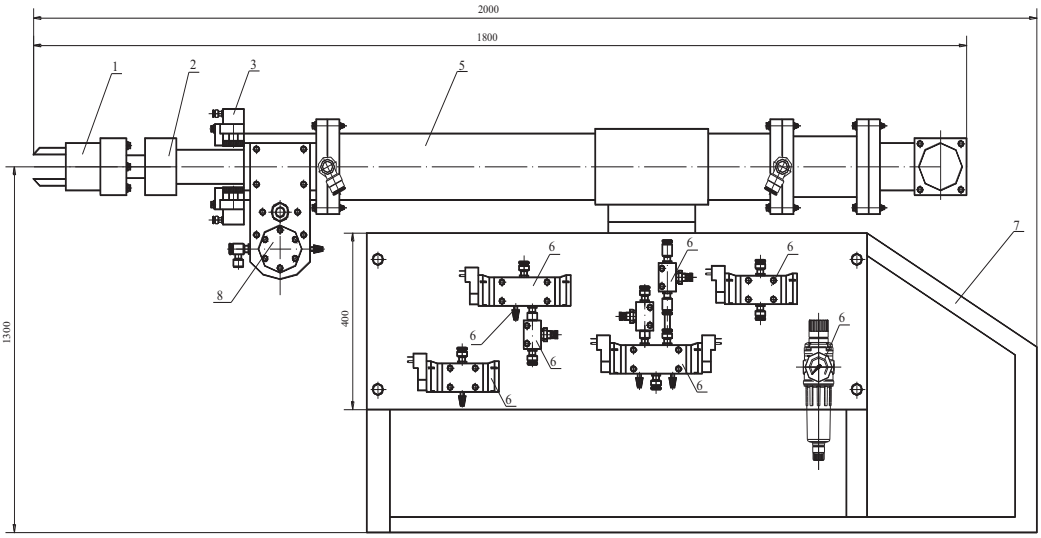

Рис.1 Компоновка позиционной системы пневмопривода промышленного робота: 1-Схват; 2- шток пневмоцилиндра; 3- тормозные пневмоцлиндры; 5- силовой пневматический цилиндр; 6 – Пневматические апараты; 7- Рамка; 8- многопараметрический пневматический датчик

На (рис. 2) представлен пневматический позиционный привод продольного движения схвата: Воздух из компрессора попадает в узел подготовки (УПВ), при одновременном включении электромагнитов YA1, YA5 распределитель P2 переключается в левую позицию, воздух через пневмодроссель с обратном клапанным 3 попадает в поршневую полость силового пневмоцилиндра ПЦ. При включении электромагнита YA5, воздух попадает в многофункциональный пневматический датчик 5. Шток силового пневмоцилиндра 4 начинает выдвигаться при этом рейка 9, жёстко связанная со штоком. Сигнал из датчика 5 попадает на преобразовательный пьезоэлектрический датчик (ДД), усиливаясь и преобразовываясь в виде импульса. После того, как задали программу управления на (ПК), сигналы сравниваются в ПЛК, из которого они подаются на электромагниты. При включении YA3, проходит переключение распределителя 6, скорость движения штока цилиндра (ПЦ1) уменьшится до скорости управляемого дросселя, Момент торможения начинается, когда включает YA4, торможением управляет распределитель с релейным управлением.

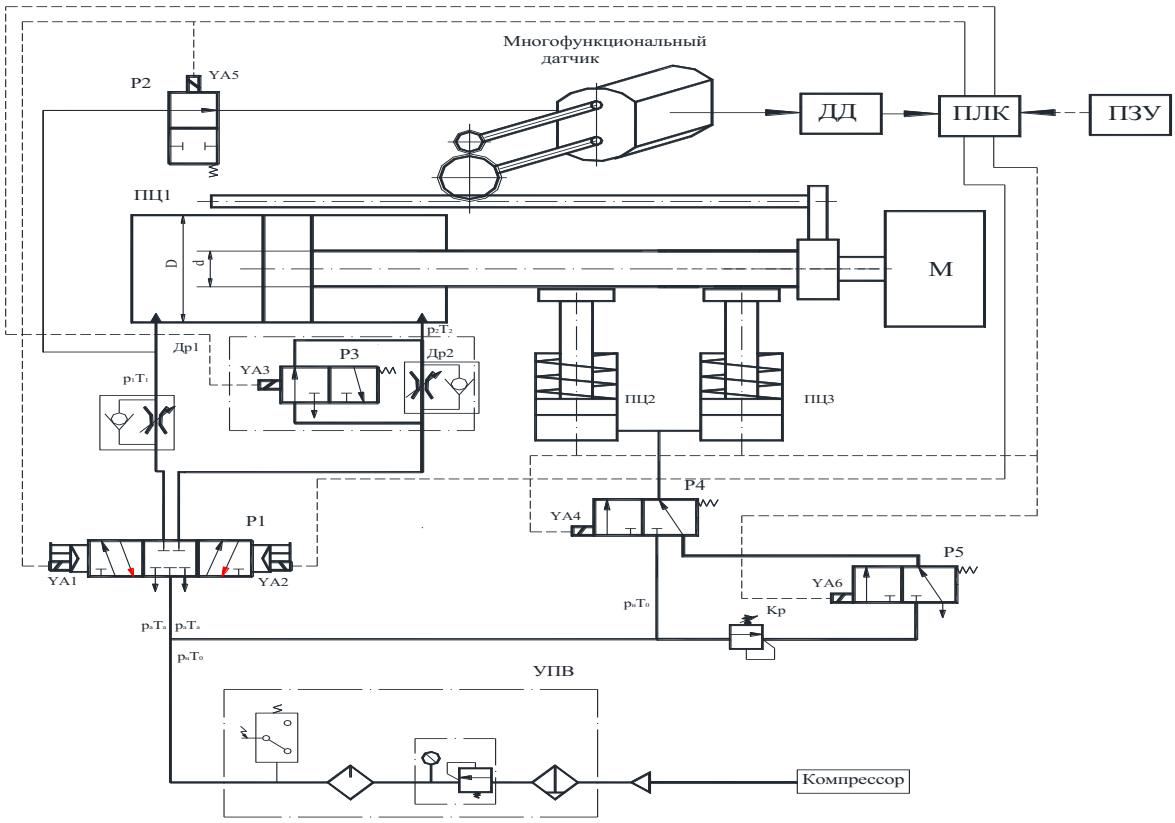

Рис.2. Пневматическая схема позиционного пневмапривода:

ДД- Датчик давления; ПЛК- Программируемый логический контроллер;

ПЗУ- Программируемое задаваемое управление; ПЦ1- Силовой пневмоцилиндр;

ПЦ2, ПЦ3 – тормозные пневмоцилиндры; Р1, Р2, Р3, Р4- Пневмораспределители;

Др1, Др2- Дроссели с обратным клапаном; Др3- Дроссель регулируемый;

УПВ- Узел подготовки воздуха; М- Масса

На основе принципов и правил математического описания динамических подсистем с механическими связями, обоснованных работами Д.Н. Попова, Е.В. Герц [1, 2, 3], получена математическая модель, которая представляет систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих поведение ее подсистем в процессе позиционных перемещений. Были приняты следующие допущения.

1. модель считается одно массовой.

2. Характеристики источника энергии считаются постоянными $p_н=const$, $T_н=const$, поскольку напорная магистраль пневмопривода соединена с ресивером достаточного объема через регулятор давления.

3. Процесс изменения состояния газа в пневмосистеме считается адиабатическим, поскольку процесс позиционирования происходит за короткий промежуток времени.

4. Рабочее тело пневматического устройства - воздух рассматривается как идеальный газ, процессы в котором описываются уравнением Клапейрона, поскольку давление в пневмосистеме ниже 10 бар.

5. Утечки в подвижных соединениях малы, они зависят главным образом от конструктивного исполнения и могут быть ограничены коэффициентом утечки $К_у$.

Основные управления математической модели пневмопривода.

1. Уравнение движения поршня силового пневмоцилиндра.

$$m_{пр}\frac{dV}{dt} = p_1.S_1 - p_2.S_2 - \sum F_{1C} - \alpha.\sum F_{T3} \quad (1)$$

$$\frac{d^2X}{dt^2} = \frac{dV}{dt} \quad (2)$$

где: S_1, S_2 - эффективная площадь поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра, м^2 ; $S_1 = \frac{\pi D^2}{4}$, $S_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$; p_1, p_2 –давление воздуха соответственно в поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра,Па; V– скорость перемещения движущихся масс, м/с; $k_{Вт}$ - коэффициент вязкого трения, Н.с/м; $m_{пр}$– приведённая масса подвижных частей привода, Н.с^2/м; $\sum F_{T3}$ - сила трения задаваемая привод тормоза, Н; $\sum F_{T3} = \lambda.\sum F_H$; $\sum F_H$ - усиления на штоке, Н; $\alpha = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$ $\alpha = 0$ когда время $t < t_{T3}$, $\alpha = 1$ когда $t \geq t_{T3}$. t_{T3}- задаваемое время начинает процесс тормоза. x – перемещение шток силового пневмоцилидра. $\sum F_{1C}$ - Сумная сила сопротивления, Н; $\sum F_{1C} = F_{Втр} + F_{Стр}$ (3), где $F_{Стр} = F_{TO}.Sign(V)$ - сухое трение силы ,Н ; $F_{Втр} = k_{Вт}.V$ - вязкость силы трения, Н, $k_{Вт}$ - коэффициент вязкости; k- коэффициент трения. Поэтому уравнение (1) можно написать в следующий вид.

$$m_{пр}\frac{d^2X}{dt^2} = p_1.S_1 - p_2.S_2 - F_{TO}.Sign(V) - k_{Вт}.V - \alpha.\sum F_{T3} \quad (4)$$

2. Уравнение движение штока пневмоцилиндра тормоза.

$$m_{T3}\frac{d^2x_{T3}}{dt^2}=p_3S_4-F_{TO}^{T3}.Sign(\frac{dx_{T3}}{dt})-k_{Bm}^{T3}.\frac{dx_{T3}}{dt}-C_{T3}(x_{0T3}-x_{T3})-\alpha.\sum F_H \quad (5)$$

где m_{T3} - приведённая масса подвижных частей привода тормоза, Н.с^2/м; p_4 – давление воздуха соответственного в поршневой полости пневмоцилиндра тормоза, Па; S_4 - эффективная площадь поршневой полости пневмоцилиндры тормоза, Па; F_{TO}^{T3} – суммарная сухая сила трения, Н; C_{T3}- коэффициент жёсткости пружины пневмоцилиндра, Н/м ; $v=\frac{dx_{T3}}{dt}$ – скорость перемещения поршня торможения цилиндра, м/с; x_{T3}- перемещение поршня торможение цилиндра, м; k_{Bm}^{T3} - коэффициент вязкости; $\sum F_{2C}=F_{TO}^{T3}.Sign(\frac{dx_{T3}}{dt})+k_{Bm}^{T3}.\frac{dx_{T3}}{dt}$ - Сумная сила сопротивления, Н.

3.Уравнение изменения давлений в пневмоприводе.

Из условия неразрывности потока газа для средних значений параметров газа по сечению трубы: G= $\gamma.\omega.f$ =const , где G — массовый расход сжатого воздуха; f — площадь сечения трубопровода.

$$\frac{dp_1}{dt}=\frac{k\cdot\mu_1.f_1\cdot K\cdot p_H\cdot\sqrt{R\cdot T_H}\cdot\phi(\sigma_1)}{S_1\cdot(x_{01}+x)}-\frac{k\cdot p_1}{(x_{01}+x)}\frac{dx}{dt} \quad (6)$$

$$\frac{dp_2}{dt}=-\left[\frac{k.f_2.\mu_2.K.(p_2)^{\frac{3k-1}{2k}}.\sqrt{R.T_a}.\phi(\frac{\sigma_3}{\sigma_2})}{S_2.(s+x_{02}-x)p_a^{\frac{k-1}{2k}}}\right]+\frac{k.p_2}{s+x_{02}-x}(\frac{dx}{dt}) \quad (7)$$

$$\frac{dp_3}{dt}=\frac{k\cdot\mu_3.f_3\cdot K\cdot P_H\cdot\sqrt{R\cdot T_H}\cdot\phi(\sigma_3)}{S_3\cdot(x_{0T3}+x_{T3})}-\frac{k\cdot p_3}{(x_{0T3}+x_{T3})}\cdot\frac{dx_{T3}}{dt} \quad (8)$$

Из управлений (4, 5, 6, 7, 8) мы получим систему уравнения:

$$
\begin{cases}
\dfrac{dX}{dt} = V \\
m_{пр}\dfrac{d^2X}{dt^2} = m_{пр}\dfrac{dV}{dt} = p_1.S_1 - p_2.S_2 - F_{TO}.Sign(\dfrac{dX}{dt}) - k_{Bm}.\dfrac{dX}{dt} - \alpha.\sum F_{ТЗ} \\
m_{ТЗ}\dfrac{d^2x_{ТЗ}}{dt^2} = m_{ТЗ}\dfrac{dV_{ТЗ}}{dt} = p_3S_4 - F_{TO}^{ТЗ}.Sign(\dfrac{dx_{ТЗ}}{dt}) - k_{Bm}^{ТЗ}.\dfrac{dx_{ТЗ}}{dt} - C_{ТЗ}(x_{0ТЗ} - x_{ТЗ}) - \alpha.\sum F_H \\
\dfrac{dp_1}{dt} = \dfrac{k\cdot\mu_1.f_1\cdot K\cdot p_H\cdot\sqrt{R\cdot T_H}\cdot\phi(\sigma_1)}{S_1\cdot(X_{01}+X)} - \dfrac{k\cdot p_1}{(X_{01}+X)}\dfrac{dX}{dt} \\
\dfrac{dp_2}{dt} = -\left[\dfrac{k.f_2.\mu_2.K.(p_2)^{\frac{3k-1}{2k}}.\sqrt{R.T_a}.\phi(\dfrac{\sigma_3}{\sigma_2})}{S_2.(s+X_{02}-X)p_a^{\frac{k-1}{2k}}}\right] + \dfrac{k.p_2}{s+X_{02}-X}(\dfrac{dX}{dt}) \\
\dfrac{dp_3}{dt} = \dfrac{k\cdot\mu_3.f_3\cdot K\cdot P_H\cdot\sqrt{R\cdot T_H}\cdot\phi(\sigma_3)}{S_3\cdot(x_{0ТЗ}+x_{ТЗ})} - \dfrac{k\cdot p_3}{(x_{0ТЗ}+x_{ТЗ})}\cdot\dfrac{dx_{ТЗ}}{dt}
\end{cases}
$$

(9)

где $\phi(\sigma_i) = \sqrt{\sigma_i^{\frac{2}{k}} - \sigma_i^{\frac{k+1}{k}}}$ при 0,528< σ_i <1; $\phi(\sigma_i) = 0.2588$ при 0< σ_i ≤0,528; $\sigma_i = \dfrac{p_i}{p_н}, K = \sqrt{\dfrac{2\cdot k}{k-1}}$; k - показатель адиабаты ($K = \sqrt{2k/(k-1)}$), для воздуха к =1,4; T_H- температура воздуха в магистрали, К (T_H=290К); $P_н$, P_a– давление воздуха соответственно в нагнетательной и выхлопной магистрали, Па; p_3- давление воздуха соответственно в поршневой полости тормозных пневмоцилиндров ,Па; f_1, f_2, f_3, -площади проходных сечений пневмораспределителей, м^2; f_4 - площади проходного сечения дроссели м^2; s- ход пневмоцилиндра; μ_1, μ_2, μ_3 - коэффициенты расхода ; x_{01}, x_{02}– отношение начальных («пассивных») объемов V_{01}, V_{02} пневмопривода к полезной площади поршня поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра соответственно, м; $x_{0ТЗ}$ - отношение начальных («пассивных») объемов V'_{01} пневмопривода к площади отверстий управляемых распределителей Р4 (рис.2), м; R - универсальная газовая постоянная, R=287 Дж/(кг*К).

Система нелинейных дифференциальных уравнений (9) решается различными численными методами (Эйлера, Рунге-Кутта и др.) при заданных начальных условиях. Исследование предлагаемой модели выполнено с использованием программной поддержки Matlab численным методом Рунге-Кутта.

Исследование проводились при следующих исходных данных: Приведённая масса подвижных частей привода $m_{пр}$ = 20 (Н.с^2/м); приведённая масса подвижных частей

привода тормоза $m_{T3} = 1(H.c^2 / м)$; диаметр поршня силового пневмоцилиндра D = 0,06 (м); диаметр штока силового пневмоцилиндра d = 0,04 (м); силы сухих трений $F_{TO} = F_{TO}^{T3} =$ 2 (Н); коэффициенты вязких трений $k_{Bm} = k_{Bm}^{T3} =$ 0,22 (Н·с/м); $\mu_1 = 0,6, \mu_2 = 0,8, \mu_3 = 0,4$ коэффициенты расхода; диаметр поршня тормозного пневмоцилиндра D_{T3} = 0,01 (м); жесткость пружины клапан P_3 $C_y =$ 2000(Н/м);); жесткость пружины тормозного пневмоцилиндра $C_{T3} = 200$(Н/м); давление питания $p_н = 6.10^5$ (Па); давления атмосфера $p_a = 1.10^5$ (Па); k = 1,4; ход силового пневмоцилиндра L = 0,5 (м); Температура $T_H = T_n = T_a =$ 290 (K); принимает коэффициент $\lambda = 0,2…0,35$;

начальные условия при t=0 (сек), X(0)=0, $P_1(0)=0$, $P_2(0)=$ рн=6*10^5 (Па), $P_3(0)=0$, V(0)=0, $x_y=0$, $v_{тз}=0$,

Решение системы уравнения (10) при поддержке программы Mathlap планируемыми вычислительным экспериментом получены осциллограмму описывающие изменение кинематических пневматических силовых характеристик привода в типовом позиционном цикле (рис. 4, 5) :

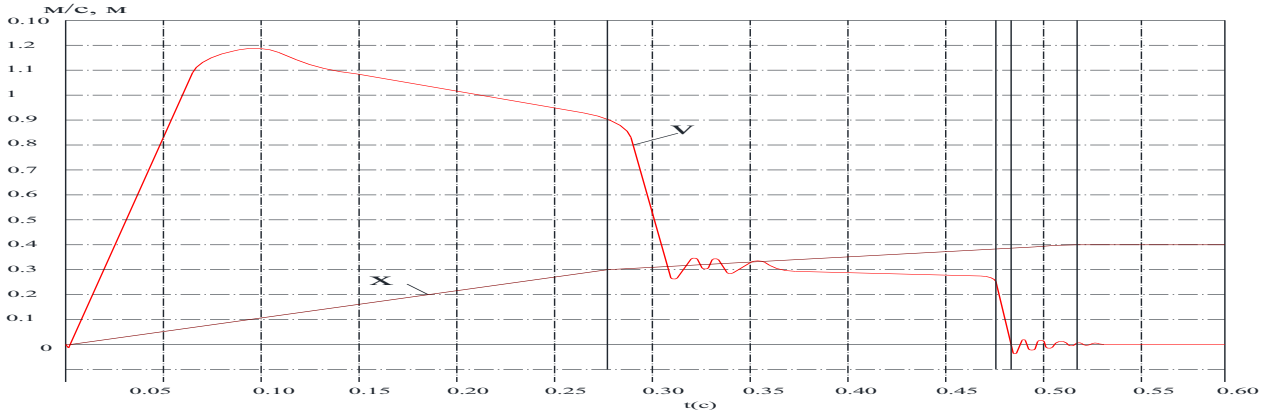

Рис. 4. График скорости V(t) (м/с) и перемещения x(t) (м) пневмоцидиндра схвата промышленного робота

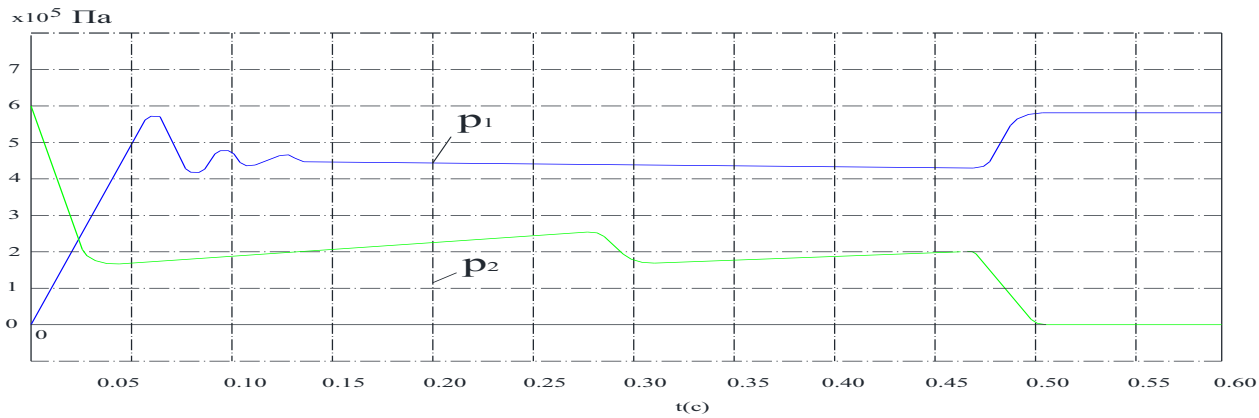

Рис. 5. График давлений P_1, P_2 (Па) в пневмоцидиндре

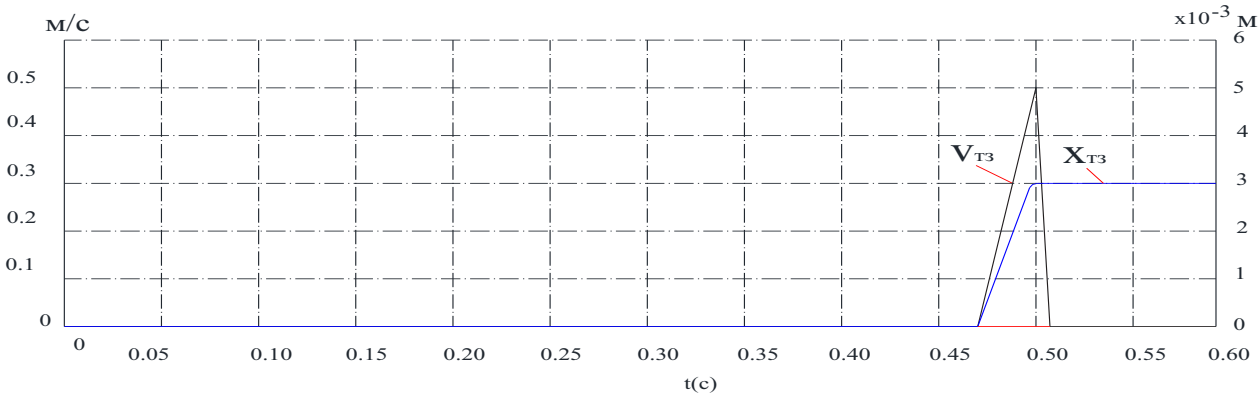

Рис. 6. График скорости v(t), перемещения x(t) тормозного пневмоцилиндра

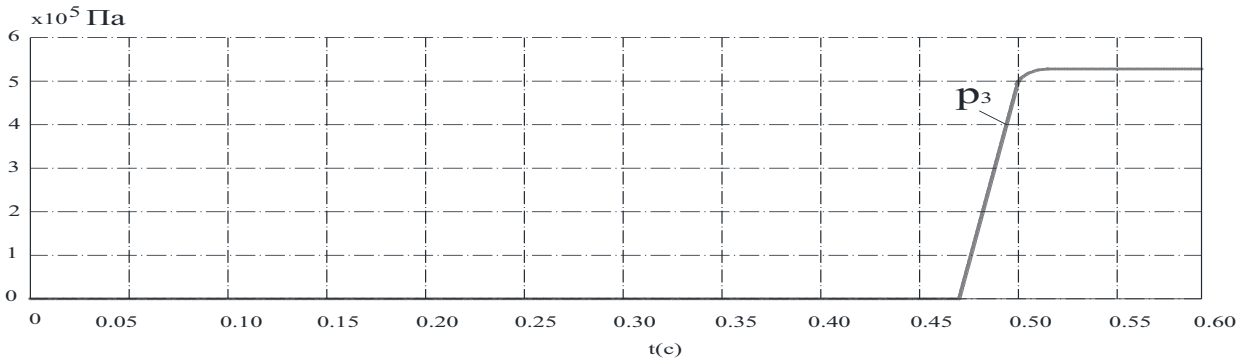

Рис. 7 Изменение давления $P_3(t)$ в тормозном пневмоцилиндре

В результате решения математической модели показаны циклограммы: Полное время позиционного цикла составляет на 0,525 (с), максимальная скорость перемещения штока силового пневмоцилиндра достигается (1,19 м/с), при перемешении до остановки 0.4 (м). В процесс торможения максимальное ускорение не

превышали $\varepsilon = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{0,19}{0,04} = 5,65(\text{м/ с}^2)$, что допустимо для точность позиционирования систем определяли рассеянием ΔL в серии эксперименты она составила 0,28 (мм).

Выполненные исследования процесса позиционирования привода с пневмомеханическим тормозом позволяют заключить об эффективности предлагаемого способа позиционирования для целевых механизмов машин повышенного быстродействия.

Список литературы

1. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов / под ред. Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. М.: Машиностроение, 1975. 272с.
2. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985. 265 с.
3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1977. 464 с.
4. Филипов И.Б. Тормозные устройства пневмоприводов промышленных роботов: обзор. М.: НИИмаш, 1984. 55 с.
5. Грищенко В.И. Моделирование процесса позиционирования исполнительных механизмов технологического оборудования дискретным пневмогидравлическим устройством с пневматическими линиями связи // Вестник ДГТУ. 2009. Т.9. Ч.2. С. 81-90.