

УДК 621.05

Атаманов Ю.Л., Крутиков Г.А., Стрижак М.Г.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ УДАРНЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ ЗА СЧЁТ РАЦИОНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ КОНТУРОМ ПИТАНИЯ

**Введение.** Ударные пневматические приводы нашли применение в отбойных молотках, кузнечных пневмомолотах, прошивочных машинах, машинах клеймения, штамповки, развальцовки и т.д. Обычные пневматические приводы одностороннего и двухстороннего действия не могут развить достаточно больших скоростей при реализации малых ходов рабочего органа из-за специфики их работы [3, 7]. Поэтому ударные пневмоагрегаты выделены в отдельный класс пневмоприводов [4]. Наиболее мощными ударными пневмоприводами являются приводы кузнечных молотов (кинетическая энергия удара 800–2000 Дж). Наименее мощными – ручные отбойные молотки (кинетическая энергия удара 30–80 Дж) [7]. Промежуточную нишу между ними занимают ударные пневмоагрегаты с энергией удара 200–1000 Дж. Причём, в последнем случае наиболее удачной следует признать конструкцию пневмоагрегата со встроенным резервуаром (рис. 1).

**Постановка задачи.** При использовании пневмоагрегатов (ПА) со встроенным резервуаром необходимо добиваться не только нужной энергии удара. Не менее важным является реализация режима, исключающего повторные удары по заготовке и обеспечивающего как можно более плавную (безударную) посадку поршня-клапана в седло при обратном ходе поршня, а также минимальные затраты сжатого воздуха при срабатывании агрегата. Последнее особенно важно, учитывая достаточно большие рабочие объёмы ударных цилиндров со встроенным резервуаром, а также то обстоятельство, что сжатый воздух является одним из наиболее дорогих энергоносителей [10]. Последние две задачи никогда не ставились при проектировании ударных ПА со встроенным резервуаром.

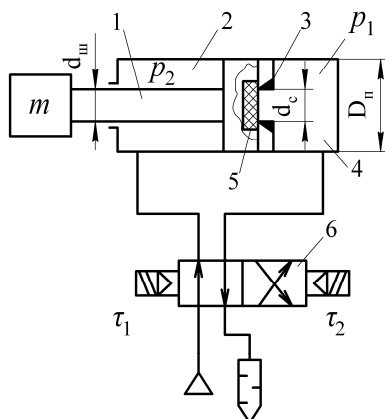


Рисунок 1 – Ударный пневмоцилиндр со встроенным резервуаром (схема № 1)

**Основные результаты.** Пневмоцилиндр (ПЦ) ударного ПА состоит из двух полостей: поршневой 2, внутри которой находится поршень с односторонним штоком 1, и накопительной 4 (рис. 1). Торец поршня снабжен уплотнительной шайбой 5, а сам поршень выполняет роль клапана. На разделительной перегородке между полостями имеется сопло с выступающим кольцевым буртиком 3, который выполняет роль седла клапана. В исходном состоянии левая поршневая полость соединена с магистралью питания, а накопительная – с атмосферой ( $\tau_1 = 1$ ;  $\tau_2 = 0$ ). При переключении распределителя ( $\tau_1 = 0$ ;  $\tau_2 = 1$ ) сжатый воздух

поступает в накопительную ёмкость, а из поршневой удаляется в атмосферу пока не реализуется неравенство  $p_1 \cdot \pi d_c^2 / 4 \geq p_2 \cdot \pi (D_n^2 - d_{ш}^2) / 4$  и не произойдёт разгерметизация клапана. Так как в этот момент  $p_1 \leq p_2$  и давление  $p_1$  начнёт действовать на пло-

щадь поршня  $\pi D_n^2/4$ , на последнем скачкообразно создастся большая разность сил, что приведёт к разгону поршня с большим ускорением.

Однако, несмотря на кажущуюся простоту конструкции и безупречную идею, заложенную в ней, с точки зрения динамики объект представляется весьма сложным, а результаты его использования на практике оказываются не так однозначны.

На самом деле, быстрый разгон поршня в течении короткого промежутка времени влечёт за собой быстрое падение давления в рабочей полости и такой же быстрый рост противодавления в выхлопной полости, что приводит к автоторможению и пневмоотскоку поршня. В результате возникает весьма развитый колебательный процесс в системе [1]. Поэтому целесообразно исследование этих процессов на основе достаточно корректной нелинейной математической модели.

В основе математической модели ударного ПА (1) лежат термодинамические зависимости тела переменной массы [3]. Уравнения энергетического (теплого) баланса записываются в виде зависимости скорости изменения давления от параметров ПА во всех трёх полостях ударного цилиндра (рис. 1).

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{W_{01}} \left[ \sqrt{kR} s_1 z_1 \varphi(I_1) - f_c \sqrt{kRT_1} p_1 \varphi(I_2) \right]; \\ \frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{\sqrt{kR}}{W_{01}} \left[ s_a z_1 \varphi(I_1) + f_c T_1 \sqrt{T_1} \varphi(I_2) \right]; \\ \frac{dp_{11}}{dt} = \frac{k}{W_{02} + xF_1} \left[ \sqrt{kR} s_2 z_2 \varphi(I_2) - p_2 F_1 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dT_{11}}{dt} = \frac{T_{11}}{p_{11}} \frac{dp_2}{dt} + \frac{T_{11} F_1}{W_{02} + F_1 x} \frac{dx}{dt} + s_b f_c \frac{\sqrt{kR} \varphi(I_2)}{F_1 x + W_{02}}; \\ \frac{dp_2}{dt} = - \frac{k}{L + x_{02} - x} \left[ \frac{\sqrt{kR} s_3}{F_2} z_2 \varphi(I_3) - p_2 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dT_2}{dt} = - \frac{T_2}{L + x_{02} - x} \frac{dx}{dt} + \frac{T_2}{p_3} \frac{dp_3}{dt} + \frac{s_c z_2 \sqrt{kR} \varphi(I_3)}{F_2 (L + x_{02} - x)}; \\ \frac{dx}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (p_{11} F_1 - p_2 F_2 - P_{mp}); \\ \frac{dM}{dt} = \begin{cases} \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_1) + \tau_2 \cdot z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_2); & (\text{сх. № 1}) \\ \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_1) + (1 - \tau) \cdot z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_3); & (\text{сх. № 2}) \\ \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_1) + (1 - \tau) \left[ z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \frac{1 + \text{sign}(y_1 - p_1)}{2} \varphi(I_1) + \right. \\ \left. + z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_m)} \varphi(I_3) \right], & (\text{сх. № 3}), \end{cases} \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $\varphi(I) = \frac{1 + \text{sign}(I - 0,528)}{2} \sqrt{\frac{2}{k-1}} (I^{1,43} - I^{1,71}) + 0,579 \frac{1 + \text{sign}(0,528 - I)}{2}$  – расходная функция, записанная с учётом возможности перехода от докритического к надкритическому режимам течения и наоборот;

$f_c = \pi d_c x \left[ 1 + \text{sign} \left( \frac{d_c}{4} - x \right) \right] / 2 + \frac{\pi d_c^2}{4} \left[ 1 + \text{sign} \left( x - \frac{d_c}{4} \right) \right] / 2$  – площадь сопла;  $p_1, T_1, p_2, T_2, p_3, T_3$  – параметры газа в соответствующих полостях цилиндра;  $R$  – газовая постоянная;  $k$  – показатель адиабаты;  $L$  – полный ход поршня;  $W_{01}$  – объём аккумулятора;  $x_{02}$  – начальная координата поршня слева ( $x_{02} = W_{02}/F_2$ , где  $W_{02}$  – мерный объём цилиндра при крайнем левом положении поршня);  $x$  – ход поршня;  $v$  – скорость поршня;  $F_1, F_2$  – площади торцов поршня справа и слева (рис. 1);  $m$  – масса подвижных частей;  $M$  – масса сжатого воздуха, потребляемого в процессе срабатывания ПА.

Для того, чтобы система уравнений обрела универсальную форму и была пригодной для всех пневматических схем управления пневмоцилиндром необходимо дополнять эти уравнения уравнениями изменения температур в этих полостях. Последние могут быть получены на основе уравнения состояния газа (формула Клайперона-Менделеева), записанного в дифференциальной форме.

Таким образом, первые два уравнения описывают изменение состояния газа в накопительной ёмкости (аккумуляторе). Вторые два уравнения описывают состояние газа в полости, которую условно можно назвать рабочей (полость ограниченная соплом и торцом поршня). Следующие два уравнения описывают изменение состояния газа в выхлопной (штоковой) полости.

Для моделирования разных схем подключения пневмоцилиндра и алгоритмов их работы вводятся логическо-алгебраические модули  $s_1, s_2, s_3, s_a, s_b, s_c, z$  и  $z_2$ . В каждой фазе движения рабочая и выхлопная полости цилиндра могут подключаться к разным объектам коммутации и давления в этих объектах соответственно для рабочей и выхлопной полостей обозначим через  $y_1$  и  $y_2$

$$\begin{aligned} y_1 &= \tau p_m + (1 - \tau) p_a; & y_2 &= \tau p_a + (1 - \tau) p_m; & (\text{сх. № 2}) \\ y_1 &= \tau p_m + (1 - \tau) p_k; & y_2 &= \tau p_a + (1 - \tau) p_m. & (\text{сх. № 3}) \end{aligned} \quad (2)$$

Отношения давлений на концах коммутационных трактов с учётом возможного знакопеременного расхода  $I_1 = \left( \frac{p_1}{y_1} \right)^{\text{sign}(y_1 - p_1)}$ ;  $I_2 = \left( \frac{p_2}{y_2} \right)^{\text{sign}(y_2 - p_2)}$ .

Коррективы  $z_1$  и  $z_2$  иммитируют процесс дискретного изменения пропускной способности магистралей в зависимости от состояния распределителя. Функции  $s_1, s_2, s_3, s_a, s_b$  позволяют дискретно изменять структуры правых частей первых шести уравнений системы (1) в связи с переходом от заполнения к опорожнению и наоборот.

Как показали экспериментальные исследования [7] процесс выравнивания давлений в аккумуляторе и рабочей полости цилиндра при срабатывании ПА происходит за очень короткое время (0,03 с). За это время поршень успевает пройти отрезок пути длиной примерно 1 мм (порядка 0,5–1 % хода поршня). Поэтому при дальнейших расчётах этот участок хода не рассматривался, аккумулятор и рабочая полость представлялись как единое целое т.е. рассматривался двусторонний ПЦ с большим начальным объёмом  $W_{01}$ . При таком упрощении логическо-алгебраические модули применительно к схеме № 2 (рис. 5) даны в работе [1].

Анализ, опираясь на нелинейную математическую модель, работы ударного ПА, работающего по схеме № 1 (рис. 1) выявил целый ряд недостатков данной упрощённой схемы использования ПЦ со встроенным резервуаром. В качестве исследуемого объекта выбран цилиндр с  $D_{\text{ц}} = 0,16$  м;  $d_{\text{ш}} = 0,04$  м;  $d_{\text{с}} = 0,05$  м;  $L = 0,296$  м. Емкость аккумулятора варьировалась от  $2,5 \cdot 10^{-3}$  до  $4,5 \cdot 10^{-3}$ . Масса подвижных частей  $m = 30$  кг.

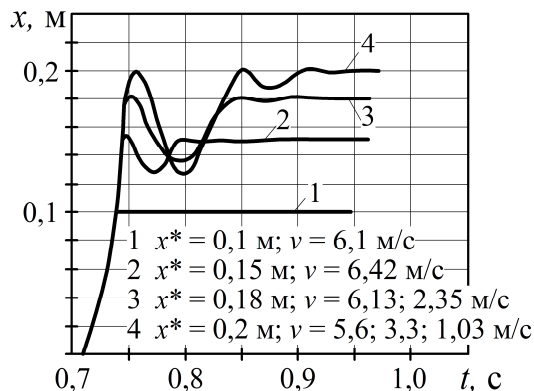


Рисунок 2 – Перемещение поршня при ударе при разных координатах положения заготовки  $x^*$  (схема № 1)

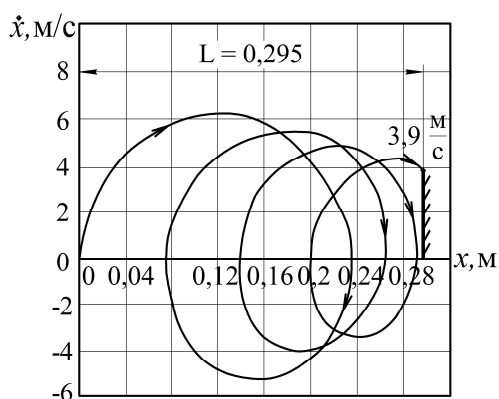


Рисунок 3 – Фазовая траектория рабочего органа ударного цилиндра при отсутствии заготовки (схема № 1)

Вторым существенным недостатком ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 1, является развитый колебательный процесс со смещением в сторону крышки цилиндра. Фазовая траектория рабочего органа на рис. 3 наглядно демонстрирует, что при отсутствии заготовки неизбежен недопустимо сильный удар по крышке (скорость 3,9 м/с, масса подвижных частей 30 кг), что, скорее всего, приведёт к серьезной поломке цилиндра.

Два других недостатка хорошо иллюстрирует переходный процесс, полученный при  $W_{01} = 4,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> (рис. 4). Работа агрегата при координате удара  $x^* = 0,1$  м сопровождается большими затратами сжатого воздуха ( $M^* = 6,4 \cdot 10^{-2}$  кг), а также достаточно большой скоростью посадки поршня в седло ( $v_0 = 0,9$  м/с) при его обратном ходе. Ввиду колебательного характера движения поршня в обратном направлении эта скорость может достигать 1,4 м/с. Такая работа приводит к быстрому износу уплотнительной шайбы на поршне.

Для предотвращения этих отрицательных явлений синхронизируем работу пневмораспределителя и ударного цилиндра (рис. 5). Процесс синхронизации работы распределителя согласно схеме на рис. 5 происходит с учётом задержки во времени  $t_3$  срабатывания распределителя 2. Во всех расчётах вводилось  $t_3 = 0,05$  с. Проведенные исследования показывают, что при всех координатах удара  $x^*$  использование схемы № 2 исключает возможность возникновения повторных ударов (рис. 6). Показано также, что при использовании схемы № 2 при заданных значениях  $D_{\text{ц}}$ ,  $d_{\text{ш}}$  и  $d_{\text{с}}$  существенное влияние на скорость удара  $v_m$  и координату расположения заготовки  $x^{**}$ , при

мулятора варьировалась от  $2,5 \cdot 10^{-3}$  до  $4,5 \cdot 10^{-3}$ . Масса подвижных частей  $m = 30$  кг.

На рис. 2 приведены кривые перемещения поршня при разных координатах удара  $x^*$  (расстояние до заготовки). При значениях  $x^*$  от 0,14 м до 0,2 м наблюдаются повторные удары по заготовке, что недопустимо (например, при использовании данного привода в клеймочных машинах).

Два других недостатка хорошо иллюстрирует переходный процесс, полученный при  $W_{01} = 4,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> (рис. 4). Работа агрегата при координате удара  $x^* = 0,1$  м сопровождается большими затратами сжатого воздуха ( $M^* = 6,4 \cdot 10^{-2}$  кг), а также достаточно большой скоростью посадки поршня в седло ( $v_0 = 0,9$  м/с) при его обратном ходе. Ввиду колебательного характера движения поршня в обратном направлении эта скорость может достигать 1,4 м/с. Такая работа приводит к быстрому износу уплотнительной шайбы на поршне.

которой достигается максимальная скорость, оказывают объём накопительной полости  $W_{01}$  и полный ход поршня  $L$  (рис. 7).

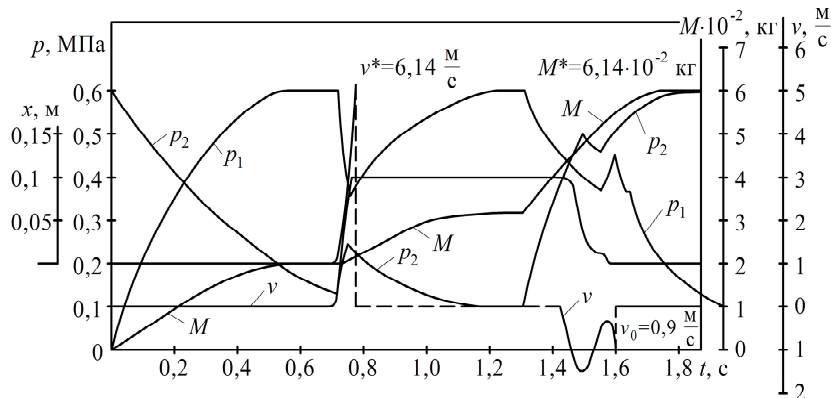


Рисунок 4 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 1

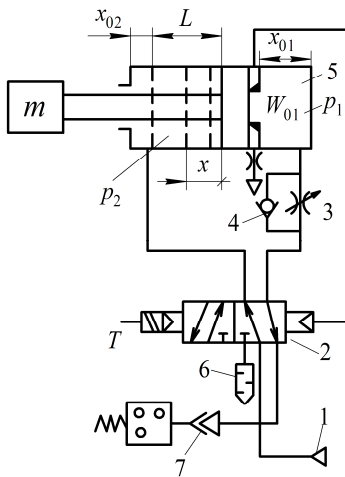


Рисунок 5 – Схема ударного пневмоагрегата с синхронизацией работы цилиндра и распределителя (схема № 2)

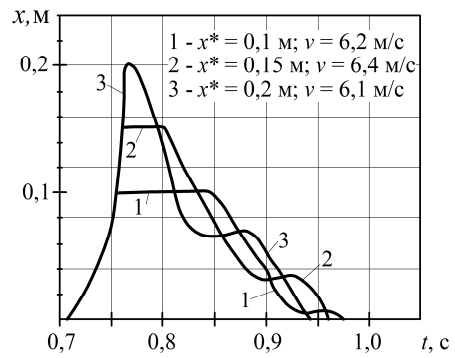


Рисунок 6 – Перемещение поршня при ударе при разных координатах положения заготовки (схема № 2)

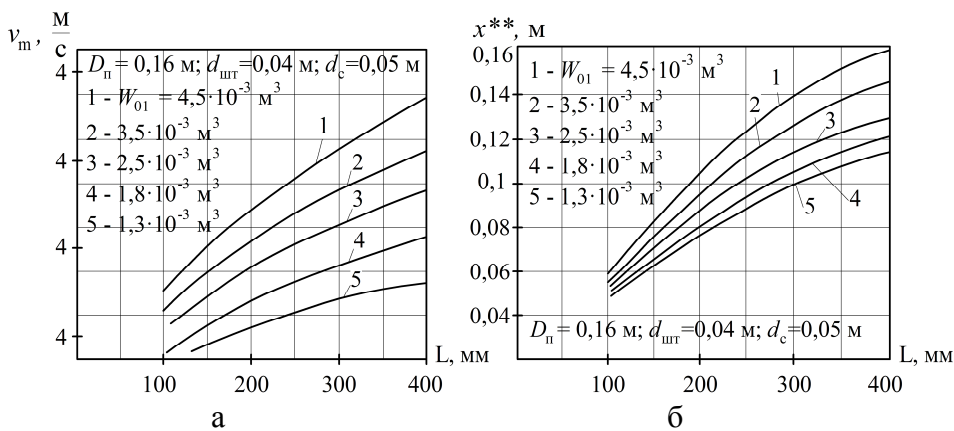


Рисунок 7 – Влияние объёма накопительной полости  $W_{01}$  и полного хода поршня  $L$  на максимальную скорость удара (а) и координату реализации максимальной скорости удара (б)

Переходний процес, полученний при тех же условиях, что и для схемы № 1, свидетельствует о том, что затраты сжатого воздуха в этом случае удастся сократить ( $M^* = 4,5 \cdot 10^{-2}$  кг). Уменьшается при этом и скорость посадки поршня в седло при обратном ходе поршня. Причём эту скорость можно уменьшать за счёт увеличения сопротивления дросселя 3 (рис. 5).

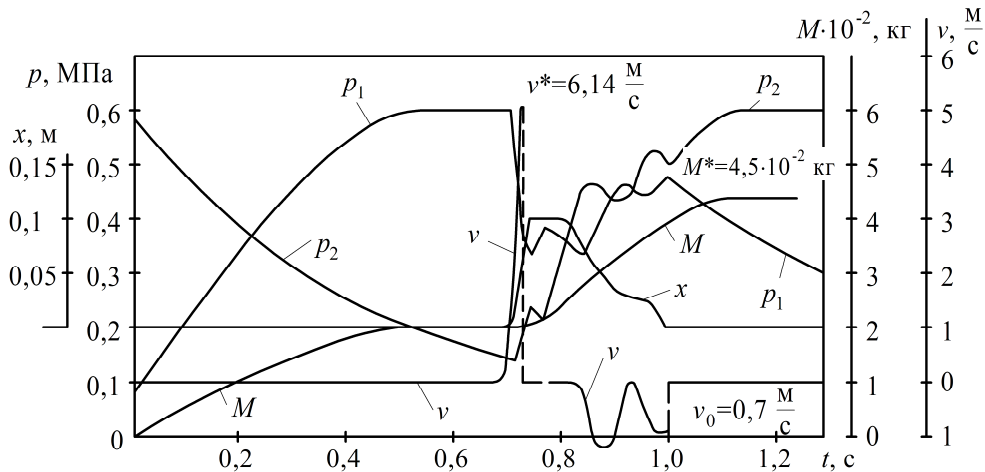


Рисунок 8 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 2

Значительно более существенное улучшение экономичности и других эксплуатационных показателей ударного ПА можно добиться при переходе к схеме № 3, в которой контур питания включает три источника с давлениями  $p_m$ ,  $p_k$  и  $p_a$  (рис. 9).

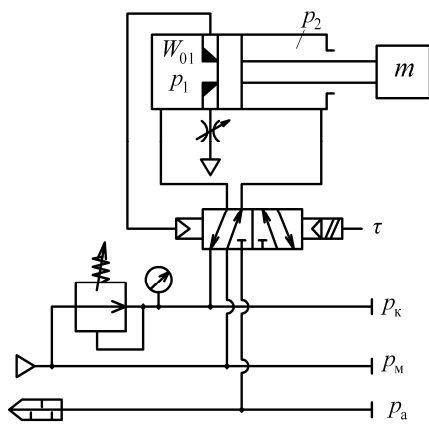


Рисунок 9 – Схема ударного пневмоагрегата с синхронизацией и использованием редукционного клапана (схема № 3)

Переходный процесс на рис. 10, полученный при  $p_m = 0,6$  МПа и  $p_k = 0,5$  МПа, показывает, что при полном сохранении энергетики удара удастся более существенно снизить затраты сжатого воздуха ( $M^* = 3,4 \cdot 10^{-2}$  кг) и добиться плавной, практически безударной посадки поршня в седло при обратном ходе ( $v_0 = 0,29$  м/с).

Абсолютно безопасным становится срабатывание ПА, работающего по схеме № 3, при отсутствии заготовки. Фазовая траектория рабочего органа, представленная на рис. 11, свидетельствует о быстро затухающих колебаниях поршня при смещении его в сторону седла и мягкой посадке его в седло (рис. 11).

Найдём эксергический КПД ударного ПА с разными схемами управления. Под работоспособностью (эксергией) понимают максимальную полезную работу, которую можно получить от термодинамической системы в результате обратного перехода ее от данного состояния к состоянию термического и механического равновесия с окружаю-

шей средой [2, 5, 6, 8]. Удельную работоспособность газа  $l_p$  определяют исходя из того, что в холодильнике и ресивере компрессора газ переходит в термическое равновесие с окружающей средой. В работах [5, 6, 9] показано, что исходя из этого допущения удельную работоспособность  $l_p$  можно определить как

$$l_p = RT_M \ln \frac{P_M}{P_a} \quad (3)$$

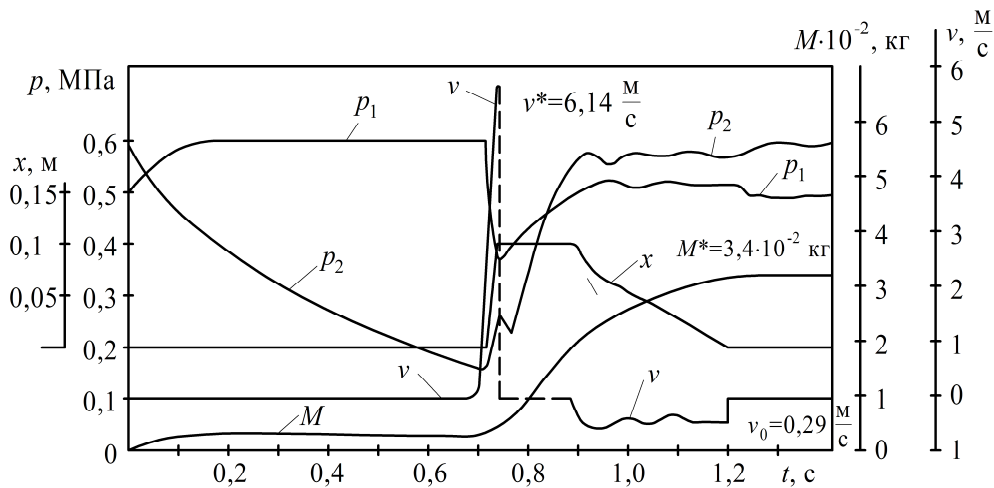


Рисунок 10 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 3

Эксергический КПД при этом может быть определён как полезная внешняя механическая работа, совершаемая газом в рабочей полости цилиндра, отнесенная к полной работоспособности сжатого воздуха, поступившего к цилиндру в процессе одного срабатывания агрегата

$$\eta_3 = \frac{F_1 \int_0^{t^*} p_1 v dt - F_2 \int_0^{t^*} p_2 v dt - \int_0^{t^*} P_{тр} v dt}{M^* RT_M \ln \frac{P_M}{P_a}} = \frac{mv^{*2}}{2 M^* RT_M \ln \frac{P_M}{P_a}}, \quad (4)$$

где  $t^*$  – время, соответствующее моменту подвода штока к заготовке;  $v^*$  – скорость поршня в момент удара;  $M^*$  – массовое количество сжатого воздуха, поступившее к цилиндру за полное время срабатывания.

Первый член числителя в выражении (4) равен внешней механической работе сжатого воздуха в рабочей полости цилиндра. Зависимость эксергического КПД  $\eta_3$  от координаты удара  $x^*$  для трёх схем управления представлена на рис. 12. Графики получены при тех же параметрах и условиях функционирования, что и переходные процессы на рис. 4, 8 и 10. При оптимальной по энергетике координате удара  $x^* = 0,14$  для схемы № 3 эксергический КПД ударного ПА практически в 2 раза превышает КПД пневмоагрегата, работающего по стандартной схеме № 1.

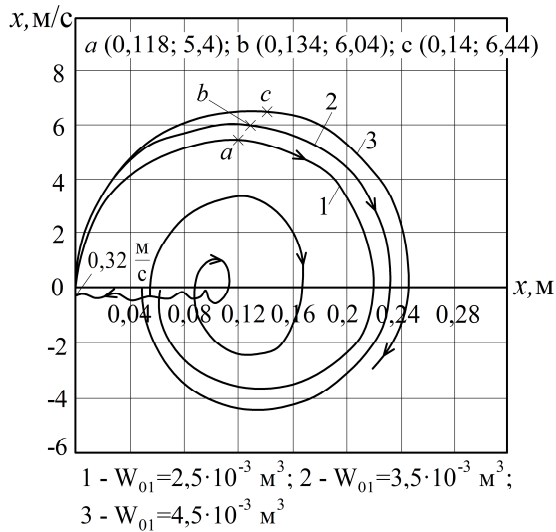


Рисунок 11 – Фазовая траектория рабочего органа ударного цилиндра при отсутствии заготовки (схема № 3)

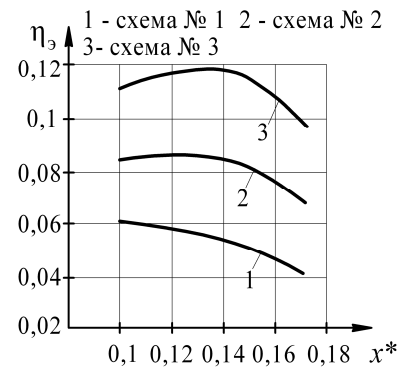


Рисунок 12 – Зависимость эксергического КПД ударного привода с разными схемами управления от координаты удара  $x^*$

**Выводы.** Предложенная схема управления ударным пневмоцилиндром позволяет значительно улучшить все наиболее важные эксплуатационные показатели агрегата: степень энергетического совершенства, долговечность за счёт безударной посадки поршня в седло при обратном ходе, снижение брака при выполнении ударных операций в результате отсутствия повторных ударов, степень безопасности вследствие безударного срабатывания в случае отсутствия заготовки. Поэтому практическое использование ударных ПА с данной схемой становится полностью предсказуемым и значительно более экономным.

#### Литература

1. Атаманов Ю.Л. Использование пневмоагрегата со встроенным резервуаром в ударных механизмах клеймения металлопроката // Ю.Л. Атаманов, Г.А. Крутиков, М.Г. Стрижак Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – Вып. 8 (65).
2. Бродянский В.М. Эксергический метод и его приложения // В.М. Бродянский, В. Фриштер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат. – 1988. – 281 с.
3. Герц Е.В. Определение работоспособности автономных газовых приводов эксергическим методом // Е. В. Герц Пневматика и гидравлика. – М.: Машиностроение. – 1981. – Вып. 8. – С. 14–20.
4. Герц Е.В. Расчёт пневмоприводов // Е.В. Герц, Г.В. Крейнин Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1975. – 272 с.
5. Крутиков Г.А. Определение степени энергетического совершенства пневмоприводов дискретного действия // Г.А. Крутиков Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Киев: Техніка. – 1985. – Вып. 21. – С. 34–42.



6. Мурзин В. А. Эффективность использования работоспособности потока сжатого воздуха в поршневых пневмодвигателях // В.А. Мурзин Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1985. – № 7. – С. 101–108.
7. Перельцвайг М. И. Исследование динамики ударного пневматического поршневого привода // М.И. Перельцвайг Анализ и синтез машин-автоматов. – М.: Наука. – 1964. – С. 164–170.
8. Суворов Д.Г. Рабочий процесс пневматической поршневой ударной машины // Д.Г. Суворов, А.В. Куприянов Известия ВУЗов. Строительство. – 2006. – № 6. – С. 75–79.
9. Цейтлин Ю.А. Пневматические установки шахт // Ю.А. Цейтлин, В.А. Мурзин. – М.: Недра. – 1991. – 268 с.
10. Снижение энергопотерь в пневмоприводах станков, автоматических манипуляторов и других машин // Методические рекомендации для Минстанкопрома СССР. – ВНИИТЭМР, Москва. – 1986. – 58 с.

Bibliography (transliterated)

1. Atamanov Yu.L. Ispolzovanie pnevmoagregata so vstroennyim rezervuarom v udarnyih mehanizmah kleymeniya metalloprokata Yu.L. Atamanov, G.A. Krutikov, M.G. Strizhak Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy. – 2013. – Vyip. 8 (65).
2. Brodyanskiy V.M. Eksnergicheskiy metod i ego prilozheniya V.M. Brodyanskiy, V. Frishter, K. Mihalek. – М.: Energoatomizdat. – 1988. – 281 p.
3. Gerts E.V. Opredelenie rabotosposobnosti avtonomnyih gazovyih privodov eksnergicheskim metodom E. V. Gerts Pnevmatika i gidravlika. – М.: Mashinostroenie. – 1981. – Vyip. 8. – p. 14–20.
4. Gerts E.V. Raschyot pnevmoprivodov E.V. Gerts, G.V. Kreynin Spravochnoe posobie. – М.: Mashinostroenie. – 1975. – 272 p.
5. Krutikov G.A. Opredelenie stepeni energeticheskogo sovershenstva pnevmoprivodov diskretnogo deystviya G.A. Krutikov Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika. – Kiev: Tehnika. – 1985. – Vyip. 21. – p. 34–42.
6. Murzin V. A. Effektivnost ispolzovaniya rabotosposobnosti potoka szhatogo vozduha v porshnevnyih pnevmodvigatelyah V.A. Murzin Izvestiya VUZov. Gorniy zhurnal. – 1985. – # 7. – p. 101–108.
7. Pereltsvayg M. I. Issledovanie dinamiki udarnogo pnevmaticheskogo porshneвого привода M.I. Pereltsvayg Analiz i sintez mashin-avtomatov. – М.: Nauka. – 1964. – p. 164–170.
8. Suvorov D.G. Rabochiy protsess pnevmaticheskoy porshnevoy udarnoy mashiny D.G. Suvorov, A.V. Kupriyanov Izvestiya VUZov. Stroitelstvo. – 2006. – # 6. – p. 75–79.
9. Tseytlin Yu.A. Pnevmaticheskie ustanovki shaht Yu.A. Tseytlin, V.A. Murzin. – М.: Nedra. – 1991. – 268 p.
10. Snizhenie energopoter v pnevmoprivodah stankov, avtomaticheskikh manipulyatorov i drugih mashin Metodicheskie rekomendatsii dlya Minstankoproma SSSR. – VNIITEMR, Moskva. – 1986. – 58 p.

УДК 621.05

Атаманов Ю.Л., Крутіков Г.А., Стрижак М.Г.

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ УДАРНИХ ПНЕВМОАГРЕГАТІВ  
ЗА РАХУНОК РАЦІОНАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ КОНТУРОМ ЖИВЛЕННЯ**

Розглянуті схеми використання пневмоагрегата з вбудованим резервуаром. Запропоновано схему керування ударним пневмоциліндром, що дозволяє значно поліпшити всі найважливіші експлуатаційні показники агрегату: ступінь енергетичної досконалості, довговічність за рахунок безударної посадки поршня в сідло при зворотному ході, зниження браку при виконанні ударних операцій в результаті відсутності повторних ударів, ступінь безпеки внаслідок безударного спрацьовування в разі відсутності заготовки.

Atamanov J., Krutikov G., Strizhak M.

**IMPROVING ECONOMY IMPACT PNEUMOUNIT THROUGH JUDICIOUS  
MANAGEMENT OF THE POWER SUPPLY CIRCUIT**

The schemes are considered using pneumounit with built-in reservoir. The scheme of management by the shock pneumatic cylinder, allowing considerably to improve all most important operational indicators of the unit is offered: degree of power perfection, durability at the expense of unaccented landing of the piston in a saddle at reverse motion, decrease in marriage when performing shock operations as a result of lack of repeated blows, safety degree owing to unaccented operation in case of lack of preparation.