

Копоненко Николай Петрович, старший научный сотрудник, научно-исследовательская лаборатория грануляционного и массообменного оборудования, Сумский государственный университет, Украина, e-mail: koponenko-igmo@mail.ru.

Склябинский Всеволод Иванович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой процессов та обладнання хімічних та нафтопереробних виробництв, Сумський державний університет, Україна.

Скиданенко Максим Сергійович, асистент, кафедра процесів та обладнання хімічних та нафтопереробних виробництв, Сумський державний університет, Україна.

Копоненко Микола Петрович, старший науковий співробітник, науково-дослідна лабораторія грануляційного і масообмінного устаткування, Сумський державний університет, Україна.

Sklabinskyi Vsevolod, Sumy State University, Ukraine, e-mail: sklabin@ukr.net.

Skydanenko Maksym, Sumy State University, Ukraine, e-mail: skidanenko@pohnp.sumdu.edu.ua.

Koponenko Nikolay, Sumy State University, Ukraine, e-mail: skidanenko@pohnp.sumdu.edu.ua

УДК 621.646.42

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

ВЫБОР СТРУКТУРЫ И ПАРАМЕТРОВ УДАРНОГО ПНЕВМОАГРЕГАТА СО ВСТРОЕННЫМ РЕЗЕРВУАРОМ

В статье предложены аналитические зависимости и графики для выбора параметров ударного пневмоагрегата, позволяющие не меняя массогабаритные характеристики ударного пневмоцилиндра, добиться более полной реализации работоспособности сжатого воздуха и обеспечить максимальную скорость удара по заготовке. Определена пневмосхема, позволяющая добиться наиболее рационального импульсного удара, при котором удается избежать ударов о крышку цилиндра, а также повысить энергетические характеристики пневмоагрегата.

Ключевые слова: ударные пневмоагрегаты со встроенным резервуаром, максимальная скорость удара по заготовке.

1. Введение

Ударные пневмоагрегаты со встроенным резервуаром находят широкое применение в машинах клеймения металлических изделий, штамповки, развальцовки, прошивки и т. д.

Одним из перспективных пневмоагрегатов, позволяющих эффективно реализовать потенциальную энергию расширения сжатого воздуха является пневмопривод со встроенным резервуаром [1]. Пневмоцилиндр привода состоит из двух полостей: поршневой 2, внутри которой находится дифферен-

циальный поршень 1 и накопительной 6 (рис. 1, а). Торец поршня снабжен уплотнительным кольцом 3, а сам поршень выполняет роль клапана.

Ударный эффект в таких пневмоагрегатах создается за счет скачкообразного наращивания силы давления на поршне при разгерметизации поршня-клапана на 3 с седлом сопла 5 на перегородке, разделяющей накопительную и поршневую полости (рис. 1, а).

Ударные пневматические приводы применяются в отбойных молотках, кузнечных пневмомолотах, прошивочных машинах, машинах клеймения, штамповки и т. д.

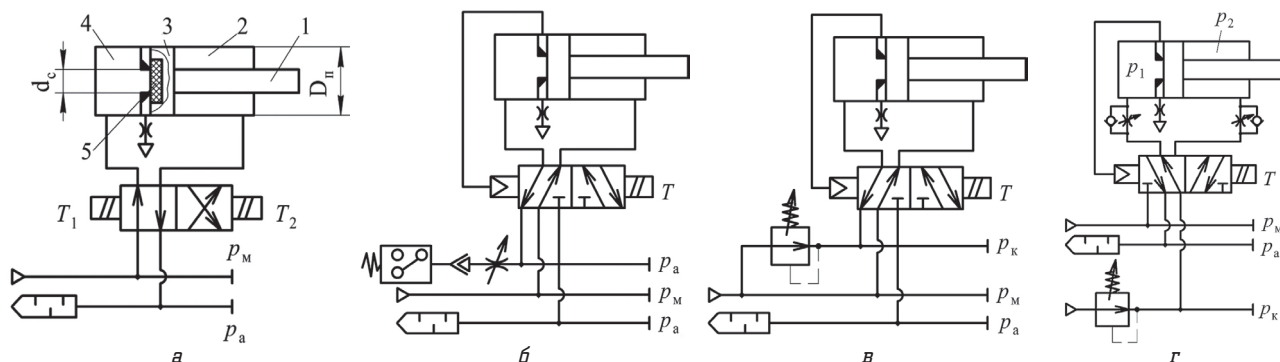


Рис. 2. Схемы управления ударным пневмоагрегатом со встроенным резервуаром: а — конструктивная схема № 1; б — конструктивная схема № 2; в — конструктивная схема № 3; г — конструктивная схема № 4

Наиболее мощными ударными пневмоприводами являются приводы кузнечных молотов (кинетическая энергия удара 2000–20000 Дж). Наименее мощными — ручные отбойные молотки (кинетическая энергия удара 30–80 Дж). Промежуточную достаточно обширную нишу между ними занимают пневмоагрегаты с энергией удара 200–2000 Дж. Причем, в последнем случае наиболее удачной следует признать конструкцию пневмоагрегата (ПА) со встроенным резервуаром (рис. 1, а).

2. Постановка проблемы

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции и однозначный ударный эффект, реальная динамика движения поршня является достаточно сложной, а результаты практического использования могут быть весьма противоречивы. Чрезвычайно быстрый разгон поршня приводит к резкому росту противодавления в штоковой полости цилиндра, автоторможению и появлению ярко выраженных колебательных процессов [2]. Эти колебательные процессы при стандартной схеме использования (рис. 1, а) происходят со смещением поршня в сторону крышки и при отсутствии заготовки приводят к сильному удару по крышке, что чаще всего, сопровождается поломкой пневмоагрегата.

Цель статьи — добиться наиболее рационального импульсного удара, избежать ударов о крышку цилиндра, а также повысить энергетические характеристики пневмоагрегата.

Для достижения поставленных целей необходимо разработать пневматическую схему и выбрать конструктивные параметры пневмоагрегата, позволяющие избежать вышеуказанных процессов, а также обеспечить максимальную скорость удара.

3. Анализ литературных данных

В исходном состоянии левая поршневая полость соединена с питающей магистралью, а правая — с атмосферой. Клапан полностью закрыт. При подаче сжатого воздуха в правую полость и соединении левой полости с атмосферой поршень будет находиться на месте, пока сила давления, действующая на площадь $\frac{\pi d_c^2}{4}$ справа, не преодолеет силу

давления, действующую на площадь $\frac{\pi(D_n^2 - d_m^2)}{4}$ слева. При размыкании клапана сжатый воздух, накопленный в правой полости с давлением p_1 , намного превышающим давление p_2 (рис. 1), начинает действовать на поверхность площадью $\frac{\pi D_n^2}{4}$.

Ступенчато создается большая разность сил на поршне, которая обеспечит максимальный разгон

поршня, т. к. давление в выхлопной полости p_2 в момент размыкания клапана практически упадет до атмосферного.

Однако быстрый разгон поршня неизбежно влечет за собой быстрое падение давления в рабочей полости и рост противодавления в выхлопной полости, что приводит к автоторможению и пневмотококу поршня. Поршень с подключенной к нему массой, находясь между двумя пневмоемкостями, становится подобен массе, подвешенной на двух пружинах, что способствует возникновению развитаго колебательного процесса.

Математическую модель пневмоагрегата на рис. 1 получена на основе термодинамических зависимостей тела переменной массы [3–5]. Уравнения энергетического (теплого) баланса записаны в виде зависимости скорости изменения давлений в полостях цилиндра от параметров пневмосистемы. На основе уравнения состояния газа в дифференциальной форме получены зависимости скорости изменения абсолютной температуры в тех же полостях от параметров пневмосистемы [1, 6, 7].

4. Выбор структуры и параметров ударного пневмоагрегата со встроенным резервуаром

Во избежание ударов о крышку цилиндра, а также в целях повышения энергетических характеристик предложены схемы синхронизации работы ударного цилиндра с пневмораспределителем (рис. 1, б, в, г). Наиболее эффективными как с энергетической точки зрения, так и с точки зрения безопасности являются последние две схемы, имеющие контур питания с тремя уровнями давления p_m , p_k , p_a [1, 8].

Сравнительная диаграмма потребления сжатого воздуха в процессе одного срабатывания для 4-х схем управления (рис. 1) представлена на рис. 2.

Здесь схема № 1 соответствует рис. 1, а, схема № 2 — рис. 1, б, схема № 3 — рис. 1, в, схема № 4 — рис. 1, г. Данные получены на основе исследований на ПЭВМ математической модели, в основе которой лежат термодинамические зависимости тела переменной массы [2]. Основные параметры пневмоагрегата: диаметр поршня $D = 0,16$ м; ход поршня $L = 0,296$ м; объем накопительной полости $W_{01} = 4,5 \cdot 10^{-2}$ м³; диаметр сопла $D_c = 0,16$ м; давление питания $p_m = 0,6$ МПа. Давление настройки редуцированного клапана для схемы № 3 $p_k = 0,5$ МПа, для схемы № 4 $p_k = 0,3$ МПа.

Диаграммы потребления сжатого воздуха (рис. 2) свидетельствуют о значительном энергетическом преимуществе пневмоагрегата со схемой № 4. При этом энергетика удара для всех четырех вариантов сохраняется примерно одинаковой.

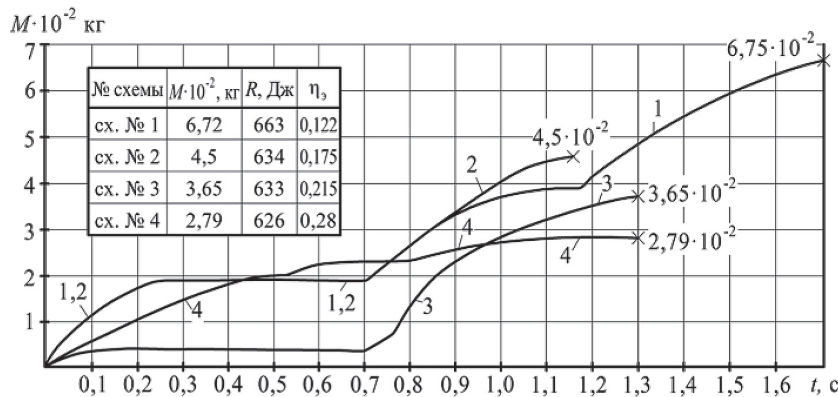


Рис. 2. Кривые потребления сжатого воздуха ударного пневмоагрегата с разными схемами управления

Кроме выбора рациональной схемы управления необходимо определение основных параметров пневмоагрегата, обеспечивающих наибольшую скорость удара.

На рис. 3 дана барохронная $p_1(t)$ и $p_2(t)$ и динамическая $v(t)$, $x(t)$ диаграммы ударного пневмоагрегата при параметрах, соответствующих кривой 4 на рис. 2. При этом эффективные площади соответственно впускного и выпускного трактов равны $f_1^0 = 0,34 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $f_2^0 = 0,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ($\Omega = f_2^0 / f_1^0 = 1,5$).

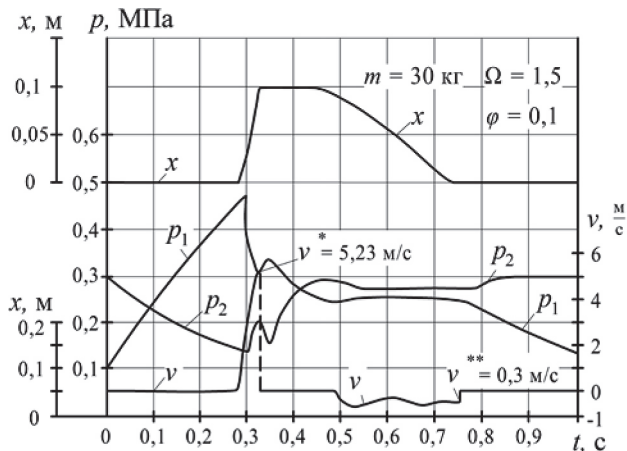


Рис. 3. Барохронная и динамическая диаграммы ударного пневмоагрегата

Пневмоагрегат не полностью реализует ударные возможности цилиндра, т. к. перепад давлений $p_1 - p_2 = 0,32 \text{ МПа}$ в момент отрыва поршня от седла не достигает максимума. Скорость удара при координате расположения заготовки $x = 0,1 \text{ м}$ составляет $5,23 \text{ м/с}$.

Действительно, условие отрыва поршня от седла в безразмерной форме имеет вид:

$$\Pi_{21}\sigma_2^* + \chi = \sigma_1^*\varphi + (1 - \varphi)\sigma_a, \quad (1)$$

где $\sigma_2^* = \frac{p_2^*}{p_M}$, $\sigma_1^* = \frac{p_1^*}{p_M}$ – безразмерные давления в выхлопной и накопительной полостях при разгерметизации; $\chi = P_{тр}/(p_M F_1)$ – безразмерная нагрузка; $\varphi = F_c/F_1$ – безразмерная площадь сопла; $\sigma_a = \frac{P_a}{p_M}$; $\Pi_{21} = F_2/F_1$ – отношение площадей поршня со стороны штоковой и безштоковой полостей.

Уравнение (1) имеет два неизвестных σ_1^* и σ_2^* , поэтому предполагает наличие множества значений перепадов давлений $\sigma_1^* - \sigma_2^*$, при которых возможна разгерметизация поршня и седла. Наиболее рациональное соотношение основных параметров W_{01} , L , F_1 , F_c , f_1^0 , f_2^0 можно получить только при совместном решении уравнений заполнения и опорожнения полостей постоянного объема сжатым воздухом с учетом уравнения равновесия (1).

Процесс наполнения полости аккумулятора описывается на основании уравнения теплового баланса [3, 8–10]:

$$dQ + \Pi_M d\theta_M = dU + dL + \Pi_B d\theta_B, \quad (2)$$

где Π_M , Π_B – количество энергии, содержащееся в 1 кг соответственно приходящего и уходящего газа; $d\theta_M$, $d\theta_B$ – приращение массы воздуха в объеме за счет притока и оттока воздуха; dL – изменение внешней механической работы; dU – изменение внутренней энергии.

При заполнении емкости постоянного объема примем $dQ = 0$; $d\theta_B = 0$; $dW = 0$:

$$kRT_M G_M dt = kpdW + Wdp, \quad (3)$$

где R – газовая постоянная; T_M – температура в питающей магистрали; G_M – массовый расход, поступающий в емкость:

$$G_M = f_1^0 \sqrt{\frac{k}{RT_M}} p_M \varphi(\sigma),$$

где $\varphi(\sigma)$ – расходная функция.

$$\varphi(\sigma) = \frac{1 + \text{sign}(1 - 0,528)}{2} \sqrt{\frac{2}{k-1} (\sigma^{1,43} - \sigma^{1,71})} + 0,579 \frac{1 + \text{sign}(0,528 - \sigma)}{2}.$$

Время заполнения объема W_{01} от давления $p_{1н}$ до давления $p_{1к}$:

$$t = \frac{W_{01} \sqrt{kRT_M}}{kRT_M f_1^3 \sqrt{k} p_M \varphi(\sigma)} \int_{p_{1н}}^{p_{1к}} dp. \quad (5)$$

Время заполнения при надкритическом режиме в безразмерной форме:

$$\begin{aligned} \tau'_1 &= \frac{\lambda_{01}}{k\varphi^*(\sigma)} (\sigma_{кр} - \sigma_{1н}) = \\ &= \frac{\lambda_{01}}{0,81} (0,528 - 0,166) = 0,447\lambda_{01}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $k=1,4$; $\varphi^*(\sigma_{кр})=0,579$; $\tau = \frac{t}{t_6} = \frac{t \cdot f_1^3 \sqrt{kRT_M}}{F_1 L}$ –

безразмерное время; t_6 – базовая единица времени, численно равная времени заполнения рабочего объема несжимаемой средой, движущейся со скоростью звука $\sqrt{kRT_M}$ через отверстие, площадью f_1^3 ;

$\sigma = \frac{p}{p_M}$, где $p_M = 0,6$ МПа – давление питания;

$\lambda_{01} = \frac{W_{01}}{F_1 L}$ – безразмерный объем накопительной полости.

Время заполнения в условиях докритического режима:

$$\tau''_1 = \frac{2W_{01}}{\sqrt{2(k-1)} f_1^3 \sqrt{kRT_M}} \left(\sqrt{1 - \sigma_{кр}^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \sigma_{1к}^{\frac{k-1}{k}}} \right); \quad (7)$$

или в безразмерной форме:

$$\tau''_1 = 2,25\lambda_{01} \sqrt{1 - 0,528^{0,285}} = 0,919\lambda_{01}. \quad (8)$$

Безразмерное время заполнения объема W_{01} от давления p_a до давления p_M (при условии, что давление питания равно стандартному давлению в заводской сети 0,6 МПа):

$$\tau_1 = \tau'_1 + \tau''_1 = (0,447 + 0,919)\lambda_{01} = 1,366\lambda_{01}. \quad (9)$$

Время опорожнения емкости с объемом $F_1 L$ от давления p_k (применительно к наиболее рациональной схеме № 4) до давления p^* в общем случае выражается формулой [2]:

$$t = 0,0253 \frac{F_1 L}{f_2^3 \sigma_a^{2k}} [\psi(\sigma_2) - \psi(\sigma_1)], \quad (10)$$

где $\psi(\sigma) = \sigma^{\frac{k-1}{2k}}$ при $0 < \sigma < 0,528$

$$\psi(\sigma) = \sigma_*^{\frac{k-1}{2k}} + \frac{k-1}{2k} \varphi(\sigma_*) \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{\sigma^{\frac{k+1}{2k}} \varphi(\sigma)}$$

Значение функции $\psi(\sigma)$ можно определить по графику на рис. 4 [3]. Причем в пределах $0,5 < \sigma < 0,7$, т. е. при наиболее вероятном отношении давлений для пневмоагрегата, работающего по схеме № 4, функцию $\psi(\sigma)$ можно аппроксимировать в виде линейной зависимости:

$$\psi(\sigma) \approx 0,785 + \frac{\sigma_a}{\sigma_2^*} \cdot 0,25. \quad (11)$$

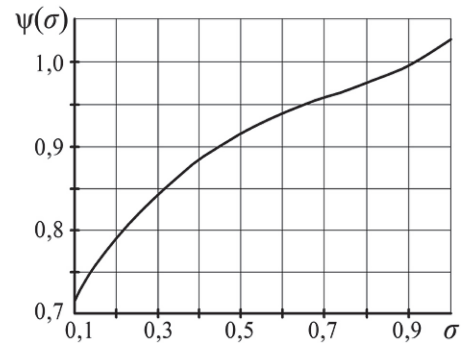


Рис. 4. График для определения функции $\psi(\sigma)$ для докритического режима

С учетом (11) безразмерное время истечения от σ_k до σ_2^* может быть определено как:

$$\tau_2 = \frac{8,67}{\Omega \sigma_a^{0,143}} \left[\left(0,785 + \frac{\sigma_a}{\sigma_2^*} \cdot 0,25 \right) - \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_k} \right)^{0,142} \right], \quad (12)$$

где $\sigma_2^* = \frac{\sigma_1^* \varphi + \sigma_a - \varphi \sigma_a - \chi}{\Pi_{21}}$ – давление в выхлопной полости в момент отрыва поршня от седла; $\Omega = f_2^3 / f_1^3$.

Выбор параметров Ω , λ_{01} , σ_a ориентирован на достижение максимального перепада давления при разгерметизации при заданном безразмерном значении φ . Поэтому принимаем $\sigma_1^* = 1$. Учитывая, что ударные пневмоагрегаты данной конструкции нагружены только силой трения, принимаем $0,01 \leq \chi \leq 0,03$ или в среднем $\chi = 0,02$.

С учетом принятых значений:

$$\tau_2 = \frac{8,67}{\Omega \sigma_a^{0,143}} \left[\left(0,785 + \frac{0,25 \sigma_a \Pi_{21}}{\varphi + \sigma_a - \varphi \sigma_a - \chi} \right) - \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_k} \right)^{0,142} \right]. \quad (13)$$

Принимая $\tau_1 = \tau_2$ и решая полученные уравнения относительно Ω получим:

$$\Omega = \frac{6,346}{\lambda_{01} \sigma_a^{0,143}} \left[\left(0,785 + \frac{0,25 \Pi_{21} \sigma_a}{\varphi + \sigma_a - \varphi \sigma_a - \chi} \right) - \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_k} \right)^{0,142} \right]. \quad (14)$$

Функциональная зависимость относительного сопротивления выхлопного тракта Ω от критериев подобия λ_{01} и φ представлена в графической форме на рис. 5, 6. Данная зависимость позволяет определить параметры Ω , λ_{01} и φ , при которых достигается максимальный перепад давления на поршне в момент отрыва от седла.

На стадии проектирования можно также обеспечить максимальный перепад давлений на поршне

в момент отрыва поршня от седла за счет выбора рационального значения φ . Эти значения можно также определить из уравнения $\tau_1 = \tau_2$, решая его относительно φ (15).

$$\varphi = \frac{0,25 \Pi_{21} \sigma_a}{\left[0,157 \Omega \lambda_{01} \sigma_a^{0,143} - 0,785 + \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_k} \right)^{0,143} \right] \cdot (1 - \sigma_a)} + \frac{\chi - \sigma_a}{1 - \sigma_a}. \quad (15)$$

В соответствии с графиками на рис. 5, 6 пневмоагрегат с массогабаритными параметрами, соответствующими переходному процессу на рис. 3, должен иметь $\Omega = 1,2$ и $\varphi = 0,05$. Ударный пневмоагрегат с таким соотношением параметров развивает перепад давления на поршне в момент отрыва поршня от седла 0,48 МПа и скорость удара по заготовке (при $x = 0,1$ м) 6,63 м/с (рис. 7).

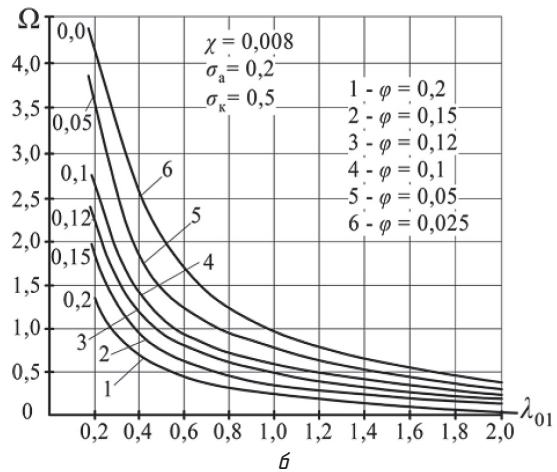
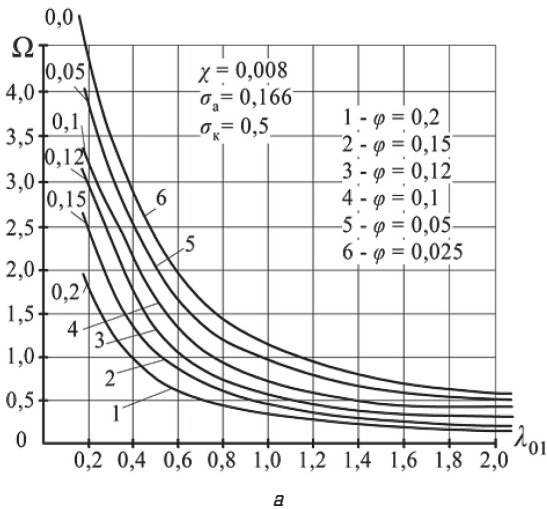


Рис. 5. Значение $\Omega(\lambda_{01}, \varphi)$, обеспечивающее максимальный перепад давления на поршне в момент отрыва поршня от седла: а — $\sigma_a = 0,166$, б — $\sigma_a = 0,2$

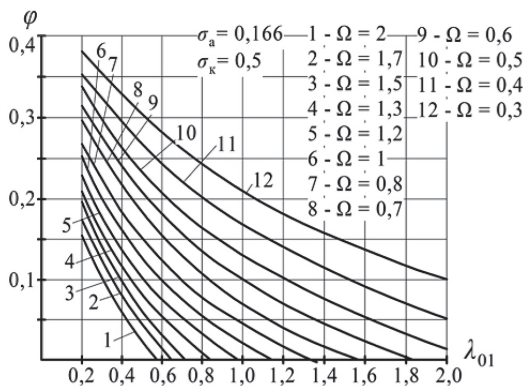


Рис. 6. Значение $\varphi(\Omega, \lambda_{01})$, обеспечивающее максимальный перепад давления на поршне в момент отрыва поршня от седла

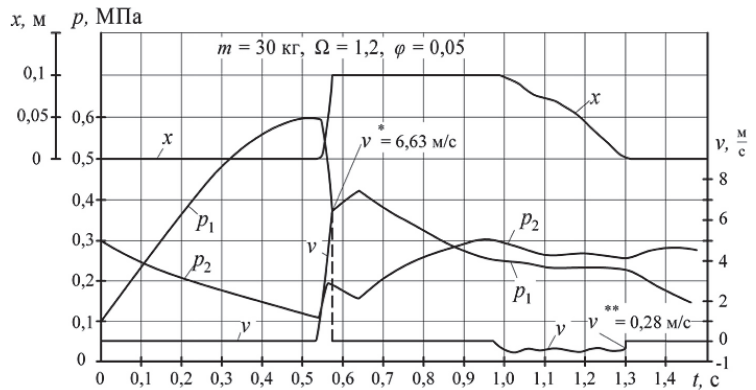


Рис. 7. Барохронная и динамическая диаграмма ударного пневмоагрегата при рациональном значении φ и Ω

5. Выводы

Предложенные аналитические зависимости и графики для выбора параметров φ и Ω позволяют, не меняя массогабаритные характеристики ударного пневмоцилиндра, добиться более полной реализации работоспособности сжатого воздуха и обеспечить максимальную скорость удара по заготовке.

На основании исследования на ПЭВМ установлено, что пневмосхема с синхронизацией работы цилиндра и пневмораспределителя позволяет добиться наиболее рационального импульсного удара, при котором удастся избежать ударов о крышку цилиндра, а также повысить энергетические характеристики пневмоагрегата. Все результаты исследований представлены в безразмерной форме. Такое представление делает их универсальными и позволяет распространить на группу подобных пневмоагрегатов.

Литература

1. Пневматические системы управления станками, прессами и другими машинами [Текст] : альбом схем / под. ред. И. М. Степунина. — М.: Научно-исследовательский институт информации по машиностроению, 1971. — 215 с.
2. Атаманов, Ю. Л. Использование пневмоагрегата со встроенным резервуаром в ударных механизмах клеймения металлопроката [Текст] / Ю. Л. Атаманов, Г. А. Крутиков, М. Г. Стрижак // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2013. — № 4/7(64). — С. 32–35.
3. Абраменков, Э. А. Пневматические механизмы машин ударного действия: дроссельные, беззолотниковые, безклапанные [Текст] : справ. пос. / Э. А. Абраменков, Д. Э. Абраменков. — Новосибирск: Новосибирский университет, 1993. — 430 с.
4. Мамонтов, М. А. Вопросы термодинамики тела переменной массы [Текст] / М. А. Мамонтов. — М.: Оборонгиз, 1961. — 183 с.
5. Мамонтов, М. А. Метод аналогичности в анализе и синтезе пневматических двигателей [Текст] / М. А. Мамонтов // Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов. — 1966. — Вып. 16. — С. 18–23.
6. Tsai, D. H. Dynamic Behavior of a Simple Pneumatic Pressure Reducer [Text] / D. H. Tsai, E. C. Cassidy // Journal of Basic Engineering, ASME International. — 1961. — Vol. 83, № 2. — P. 253–264. doi:10.1115/1.3658938.
7. Логов, И. Л. Пневматические насосы [Текст] / И. Л. Логов. — М.: Машгиз, 1972. — 243 с.
8. Крутиков, Г. А. Определение степени энергетического совершенства пневмоприводов дискретного действия [Текст] / Г. А. Крутиков // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — 1985. — Вып. 21. — С. 34–42.
9. Герц, Е. В. Расчет пневмоприводов [Текст] : справ. пос. / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.
10. Термодинамика. Терминология [Текст] / отв. ред. И. И. Новикова. — М.: Наука, 1973. — 54 с.

ВИБІР СТРУКТУРИ І ПАРАМЕТРІВ УДАРНОГО ПНЕВМОАГРЕГАТУ З ВБУДОВАНИМ РЕЗЕРВУАРОМ

У статті запропоновані аналітичні залежності і графіки для вибору параметрів ударного пневмоагрегату, що дозволяють не змінюючи масогабаритні характеристики ударного пневмоциліндру, домогтися повнішої реалізації працездатності стисненого повітря і забезпечити максимальну швидкість удару по заготівці. Визначена пневмосхема, що дозволяє домогтися найбільш раціонального імпульсного удару, при якому вдається уникнути ударів об кришку циліндра, а також підвищити енергетичні характеристики пневмоагрегата.

Ключові слова: ударні пневмоагрегати з вбудованим резервуаром, максимальна швидкість удару по заготівці.

Атаманов Юрій Леонідович, директор, ООО «Харьковгазоборудование», Україна, e-mail: hgo_pochta@ukr.net.

Крутиков Геннадій Анатолієвич, доктор технічних наук, професор, кафедра гідропневмоавтоматики і гідропривода, Національний технічний університет «Харьковський політехнічний інститут», Україна, e-mail: gkrutikov@gmail.com.

Стрижак Мар'яна Георгіївна, кандидат технічних наук, інженер, кафедра під'ємно-транспортних машин і обладнання, Національний технічний університет «Харьковський політехнічний інститут», Україна, e-mail: mp9753@mail.ru.

Атаманов Юрій Леонідович, директор, ТОВ «Харківгазобладнання», Україна.

Крутиков Геннадій Анатолієвич, доктор технічних наук, професор, кафедра гідропневмоавтоматики і гідроприводу, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Стрижак Мар'яна Георгіївна, кандидат технічних наук, інженер, кафедра під'ємно-транспортних машин і обладнання, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Atamanov Yuriy, Ltd. «Harkovgazoborudovanie», Ukraine, e-mail: hgo_pochta@ukr.net.

Krutikov Gennadij, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine, e-mail: Kaverin@kpi.kiev.ua.

Strizhak Maryana, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine, e-mail: mp9753@mail.ru