

12. Лопарев, В. П. Экспериментальное исследование дробления капель жидкости в условиях постепенного нарастания внешних сил [Текст] / В. П. Лопарев // МЖГ. – № 3. – 1975. – С. 174-178.
13. Бородин, В. А. Распыливание жидкостей [Текст] / В. А. Бородин, Ю. Ф. Дитянин, Л. А. Клячко, В. И. Ягодкин. – М.: Машиностроение, 1967. – 263 с.
14. Ольшанский, В. П. О траектории гидравлической пожарной струи [Текст] / В. П. Ольшанский // Проблемы пожарной безопасности. – 2003. – Вып. 14 – С. 144-151.
15. Мурзабаев, М. Т. Динамика дождевальных струй [Текст] / М. Т. Мурзабаев, А. Л. Ярин // Механика жидкости и газа. – 1985. – № 5. – С. 60-67.
16. Анаников, С. В. О движении капли в свободной струе [Текст] / С. В. Анаников, Е. В. Поляков // Изв. ВУЗов. Авиационная техника. – 1977. – № 1. – С. 11-16.

У статті викладена методика інженерного розрахунку параметрів удару високошвидкісного пневмоагрегата з вбудованим резервуаром, що ґрунтується на раціональному способі нормування нелінійної математичної моделі з виділенням мінімальної кількості критеріїв динамічної подоби. Завдяки виділенню невеликого числа критеріїв динамічної подоби за допомогою 4-х графіків вдалося охопити всю область існування ударних пневмоагрегатів з вбудованим резервуаром. Дається приклад розрахунку

Ключові слова: методика інженерного розрахунку, кінематичні параметри, ударний пневмоагрегат з вбудованим резервуаром

В статье изложена методика инженерного расчёта параметров удара высокоскоростного пневмоагрегата со встроенным резервуаром, в основе которой лежит рациональный способ нормирования нелинейной математической модели с выделением минимального количества критериев динамического подобия. Благодаря выделению небольшого числа критериев динамического подобия с помощью 4-х графиков удалось охватить всю область существования ударных пневмоагрегатов со встроенным резервуаром. Дается пример расчёта

Ключевые слова: методика инженерного расчёта, кинематические параметры, ударный пневмоагрегат со встроенным резервуаром

УДК 621.05

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЁТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УДАРНОГО ПНЕВМОАГРЕГАТА СО ВСТРОЕННЫМ РЕЗЕРВУАРОМ

Ю. Л. Атаманов

Директор

ООО «Харьковгазоборудование»

ул. Кооперативная, 6/8,

г. Харьков, Украина, 61003

E-mail: hgo_pochta@ukr.net

Г. А. Крутиков

Доктор технических наук, профессор

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и

гидропривод»*

E-mail: gkrutikov@gmail.com

М. Г. Стрижак

Кандидат технических наук, старший

преподаватель

Кафедра «Подъёмно-транспортные

машины и оборудование»*

E-mail: mp9753@mail.ru

*Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт»

ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

1. Введение

В работе [1] предложена и обоснована рациональная схема управления ударным пневмоагрегатом (ПА) со встроенным резервуаром и даётся его развёрнутая математическая модель, описывающая все фазы движения рабочего органа. Модификация этой схемы представлена на рис. 1. При этом показано,

что в период работы ПА от момента разгерметизации поршня-клапана и седла до момента соприкосновения ударника с заготовкой (вторая фаза работы ПА) ПА можно представить в виде обычного двустороннего пневмопривода с большими начальными объёмами справа и слева. В этом случае, приняв ряд вполне обоснованных допущений, можно найти аналитические выражения для координаты достижения макси-

мальной скорости удара (x^*) и самой максимальной скорости удара (\dot{x}^*).

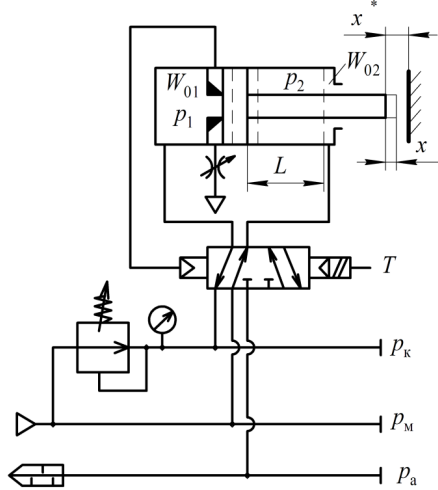


Рис. 1. Схема ударного пневмоагрегата с синхронным управлением контура питания

2. Постановка задачи

Для решения поставленной задачи необходим переход к безразмерной форме записи уравнений математической модели, при которой достигается наиболее простая структура уравнений и число независимых параметров сводится к минимуму. Это позволяет значительно сузить число варьируемых параметров, заменив их минимальным количеством критериев динамического подобия и сведя инженерную методику расчёта к использованию небольшого количества графиков-номограмм либо к расчёту по алгебраическим формулам.

3. Основные результаты аналитического расчёта кинематических параметров ударного пневмоагрегата со встроенным резервуаром

Запишем уравнения теплового баланса [2 – 5] для левой и правой полостей пневмоцилиндра (ПЦ) интерпретируя при этом накопительную ёмкость и неиспользуемый объём выхлопной полости (ввиду того, что координата нанесения удара $x^* < L$), как начальные (“паразитные”) объёмы полостей ПЦ. Уравнения действительны после разгерметизации поршня-клапана и седла:

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{W_{01} + F_1 x} \left[p_M \sqrt{kRT_M} f_1^3 \varphi(\sigma_1) - p_1 F_1 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dp_2}{dt} = -\frac{k}{L + x_{02} - x} \left[\frac{p_2 \sqrt{kRT_M} f_2^3}{F_2} \left(\frac{p_2}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \varphi(\sigma_a/\sigma_2) - p_2 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{m} [p_1 F_1 - p_2 F_2 - P_{TP}], \end{cases} \quad (1)$$

где p_1, p_2, p_M – давления воздуха в полостях ПЦ и питающей магистрали; R – газовая постоянная; F_1, F_2 – площади торцов поршня в рабочей и выхлопной полостях; T_M – температура воздуха в питающей магистрали; $\varphi(\sigma)$ – расходная функция, записанная с учётом возможно перехода от надкритического к докритическому режиму течения и наоборот;

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

$\sigma_1 = \frac{p_1}{p_M}; \sigma_a = \frac{p_a}{p_2}$ – отношения давлений на концах коммутационных трактов; f_1^3, f_2^3 – эффективные площади впускного и выпускного трактов.

Введём базовые значения для переменных $p_{16}, p_{26}, T_6, t_6, x_6, v_6$ и обозначим безразмерные параметры

$$\text{как } \sigma_1 = \frac{p_1}{p_{16}}; \sigma_2 = \frac{p_2}{p_{26}}; \lambda = \frac{x}{x_6}; v = \frac{v}{v_6}; \tau = \frac{t}{t_6}; \lambda_{01} = \frac{W_{01}}{F_1 x_6}; \lambda_{02} = \frac{x_{02}}{x_6}; \varphi = \frac{F_c}{F_1}; \Pi_{21} = \frac{F_2}{F_1}.$$

Включим в первое и второе уравнения системы (1) безразмерные параметры умножая и деля числитель и знаменатель на одно и то же базовое значение [6 – 8].

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} \cdot \frac{t_6}{p_{16}} \cdot \frac{p_{16}}{p_{16}} &= \frac{d\sigma_1}{d\tau} \cdot \frac{p_{16}}{t_6} = \\ &= \frac{k f_1^3 p_M \sqrt{kRT_M} \sqrt{T_6}}{x_6 F_1 (\lambda_{01} + \lambda) \sqrt{T_6}} \varphi(\sigma_1) - \\ &- \frac{k \sigma_1}{\lambda_{01} + \lambda} \frac{d\lambda}{d\tau} \cdot \frac{p_{16}}{t_6}, \end{aligned}$$

или

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k}{\lambda_{01} + \lambda} \left[A_1 \sqrt{A_2} A_3 \varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\lambda}{d\tau} \right], \quad (2)$$

где $A_1 = \frac{p_M}{p_{16}}; A_2 = \frac{T_2}{T_6}; A_3 = \frac{f_1^3 \sqrt{kRT_6}}{F_1 x_6} t_6;$

$$\frac{d\sigma_2}{d\tau} = -\frac{k}{A_5 + \lambda_{02} - \lambda} \left[\frac{\Omega A_3 \sigma_2}{\Pi_{21}} \left(\frac{\sigma_2}{A_4} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) - \sigma_2 \frac{d\lambda}{d\tau} \right], \quad (3)$$

где $A_4 = \frac{p_M}{p_{26}}; A_5 = \frac{L}{x_6}; \Omega = \frac{f_2^3}{f_1^3}.$

Аналогичные преобразования проведём и для третьего уравнения:

$$\beta \frac{d^2 \lambda}{d\tau^2} = \sigma_1 - A_6 \Pi_{21} \sigma_2 - \chi, \quad (4)$$

где $A_6 = \frac{p_{26}}{p_{16}}; \beta = \frac{m x_6}{t_6^2 F \cdot p_{16}}; \chi = \frac{P}{p_{16} F_1}.$

В соответствии с принципом минимизации параметров математической модели примем [9]:

$$A_1 = A_2 = A_3 = A_4 = A_5 = A_6 = 1. \tag{5}$$

Из (5) получим наиболее рациональные значения базовых параметров:

$$P_{16} = P_{26} = P_M; \quad T_6 = T_M; \quad x_6 = L; \quad t_6 = \frac{F_1 L}{f_1^3 \sqrt{kRT_M}} = \frac{F_1 L}{f_1^3 a_M}.$$

Базовая единица времени численно равна времени заполнения рабочей полости $F_1 L$ воздухом, движущимся со скоростью звука a_M через отверстие, равное f_1^3 .

$$\beta = \frac{mL}{t_6^2 F P_M}; \quad \chi = \frac{P}{P_M F_1}; \quad \Omega = \frac{f_2^3}{f_1^3} - \text{критерии динамического подобия двустороннего пневмопривода.}$$

Введём и оценим некоторые допущения. Первое допущение связано с тем, что после отрыва поршня от седла он начинает двигаться с чрезвычайно большим ускорением, быстро набирая большую скорость. В этом режиме массовый расход, обусловленный движением поршня, на порядок превосходит расход, поступающий в накопительную полость и уходящий из выхлопной полости ПЦ. Эти расходы, как показывают расчёты, составляют порядка 5% от расхода, связанного с движением поршня [10]. Поэтому при работе пневмоагрегата в этом режиме будем считать как рабочую, так и выхлопную полости замкнутыми. Вследствие этого система уравнений (2, 3, 4) преобразуется к виду:

$$\begin{cases} \frac{d\sigma_1}{d\tau} \equiv \frac{-k}{\lambda_{01} + \lambda} \frac{d\lambda}{d\tau}; \\ \frac{d\sigma_2}{d\tau} \equiv \frac{k}{1 + \lambda_{02} - \lambda} \frac{d\lambda}{d\tau}; \\ \beta \frac{d\dot{\lambda}}{d\tau} = \sigma_1 - \Pi_2 F \sigma_2 - \chi. \end{cases} \tag{6}$$

Интегрирование первых двух уравнений приводит к уравнениям адиабатических процессов расширения и сжатия воздуха соответственно в рабочей и выхлопной полостях при перекрытии коммутационных магистралей:

$$\sigma_1 (\lambda_{01} + \lambda)^k = \text{const}; \quad \sigma_2 (1 + \lambda_{02} - \lambda)^k = \text{const}. \tag{7}$$

Начальные значения σ_1 и σ_2 выбирают исходя из того, что в момент отрыва поршня от седла $P_{1H} = P_M$,

$$a \quad P_{2H} = \frac{P_M \cdot F_c + (F_1 - F_c) P_a}{F_2} \text{ или в безразмерной форме}$$

$$\sigma_{1H} = 1; \quad \sigma_{2H} = \frac{\varphi}{\Pi_{21}} + \frac{\sigma_a}{\Pi_{21}} (1 - \varphi).$$

Следовательно, из (7) с учётом начальных условий получим:

$$\begin{aligned} \sigma_1 (\lambda_{01} + \lambda)^k &= \lambda_{01}^k; \\ \sigma_2 (1 + \lambda_{02} - \lambda)^k &= \frac{1}{\Pi_{21}} [\varphi + \sigma_a (1 - \varphi)] (1 + \lambda_{02})^k. \end{aligned} \tag{8}$$

Откуда текущие значения безразмерных давлений:

$$\sigma_1 \left(\frac{\lambda_{01}}{\lambda_{01} + \lambda} \right)^k; \tag{9}$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{\Pi_{21}} [\varphi + \sigma_a (1 - \varphi)] \left(\frac{1 + \lambda_{02}}{1 + \lambda_{02} - \lambda} \right)^k.$$

Координата поршня λ^* , при которой будет наблюдаться максимальная скорость удара, находится из последнего уравнения системы (6) при $\frac{d^2 \lambda}{d\tau^2} = 0$:

$$\sigma_1^* - \Pi_{21} \sigma_2^* - \chi = 0. \tag{10}$$

Учитывая, что ударный цилиндр в качестве статической силы нагружен только силой трения, принимаем $\chi \approx 0$. Пренебрегая χ из (10) получим:

$$\left(\frac{\lambda_{01}}{\lambda_{01} + \lambda^*} \right)^k - [\varphi + \sigma_a (1 - \varphi)] \left(\frac{1 + \lambda_{02}}{1 + \lambda_{02} - \lambda^*} \right)^k = 0. \tag{11}$$

Отсюда координата поршня, при которой достигается максимальная скорость удара, находится из выражения:

$$\lambda^* = \frac{\left\{ 1 - [\varphi + \sigma_a (1 - \varphi)]^{1/k} \right\} (\lambda_{01} + \lambda_{02} \lambda_{01})}{\lambda_{01} + [\varphi + \sigma_a (1 - \varphi)]^{1/k} (1 + \lambda_{02})}. \tag{12}$$

Максимальную скорость удара v^* найдём из уравнения динамического равновесия поршня:

$$\beta \frac{dv}{d\tau} = \sigma_1 - \Pi_{21} \sigma_2. \tag{13}$$

Проинтегрируем (13) перейдя от интегрирования по времени к интегрированию по пути и скорости умножив для этого левую и правую части (13) на $d\lambda$:

$$\beta v dv = (\sigma_1 + \Pi_{21} \sigma_2) d\lambda, \tag{14}$$

где $v = d\lambda/d\tau$ – безразмерная скорость.

$$\beta \int_0^{v^*} d \left(\frac{v^2}{2} \right) = \int_0^{\lambda^*} \sigma_1 d\lambda - \Pi_{21} \int_0^{\lambda^*} \sigma_2 d\lambda; \tag{15}$$

$$v^* = \sqrt{\frac{2}{\beta} \left(\int_0^{\lambda^*} \sigma_1 d\lambda - \Pi_{21} \int_0^{\lambda^*} \sigma_2 d\lambda \right)}, \tag{16}$$

$$\text{где } \int_0^{\lambda^*} \sigma_1 d\lambda = \frac{\lambda_{01}}{k-1} \left[1 - \left(\frac{\lambda_{01}}{\lambda_{01} + \lambda^*} \right)^{k-1} \right];$$

$$\int_0^{\lambda^*} \sigma_2 d\lambda = \frac{1}{\Pi_{21}} [\varphi + \sigma_a (1 - \varphi)] \frac{(1 + \lambda_{02})}{(k-1)} \left[\left(\frac{\lambda_{02} + 1}{\lambda_{02} + 1 - \lambda^*} \right)^{k-1} - 1 \right].$$

Аналитическое выражение для определения максимальной скорости удара имеет вид:

$$v^* = \sqrt{\frac{2}{\beta} \left\{ \frac{\lambda_{01}}{k-1} \left[1 - \left(\frac{\lambda_{01}}{\lambda_{01} + \lambda^*} \right)^{k-1} \right] - [\varphi + \sigma_a(1-\varphi)] \frac{(1+\lambda_{02})}{(k-1)} \left[\left(\frac{\lambda_{02}+1}{\lambda_{02}+1-\lambda^*} \right)^{k-1} - 1 \right] \right\}}; \quad (17) \quad v^* = v_0^* \left(\frac{\beta}{\beta_0} \right)^{-1/2}, \quad (19)$$

$$v^* = f(\beta, \lambda_{01}, \varphi, \lambda^*).$$

Величина v^* зависит от значений трёх критериев динамического подобия β , λ_{01} и φ , а также от координаты реализации максимальной скорости удара λ^* (12). Поэтому уравнения (12) и (17) объединены в одну систему и решаются совместно.

$$\beta = \frac{mL}{t_0^2 F_1 p_m} - \text{безразмерная масса (критерий инерционности),}$$

численно равная отношению силы инерции подвижных частей при базовом ускорении L/t_0^2 к максимальной (индикаторной) силе, развиваемой

поршнем $F_1 p_m$; $\lambda_{01} = \frac{W_{01}}{F_1 L}$ – безразмерный объём нако-

пительной ёмкости (условная начальная координата

поршня); $\varphi = \frac{F_c}{F_1}$ – безразмерная площадь сопла.

Связь скорости в размерном виде с безразмерной скоростью имеет вид:

$$v^* = \frac{f_1^3 a_m}{F_1} v^*, \quad (18)$$

где $a_m = \sqrt{kRT_m}$ – скорость звука при температуре T_m сжатого воздуха в питающей магистрали (окружающей среде).

Ввиду достаточной громоздкости системы уравнений (12) и (17) целесообразно для расчёта использовать графики-номограммы, на которых даны зависимости $\lambda^* = f(\lambda_{01}, \varphi)$ и $v_0^* = f(\lambda_{01}, \varphi, \beta)$ (рис. 2, 3).

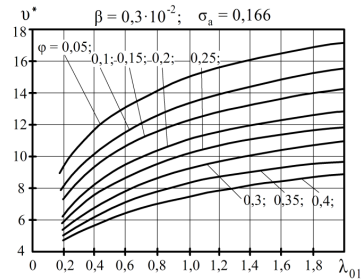
Вследствие того, что в ПА ударного действия применяют цилиндры с диаметром от 0,1 до 0,2 м при относительно небольшой массовой нагрузке от 5 до 50 кг, критерий инерционности β обычно находится в пределах от $0,2 \cdot 10^{-2}$ до 0,05, т.е. ударный ПА классифицируется как малоинерционный привод.

Графики зависимости безразмерной координаты реализации максимальной скорости удара λ^* от двух основных критериев подобия λ_{01} и φ (рис. 2, б) охватывают практически всю область существования ударных ПА со встроенным резервуаром при $\sigma_a = 0,166$ ($p_m = 0,6$ МПа). Диапазон изменения σ_a на практике незначителен: $\sigma_a = (0,166 - 0,2)$ [2].

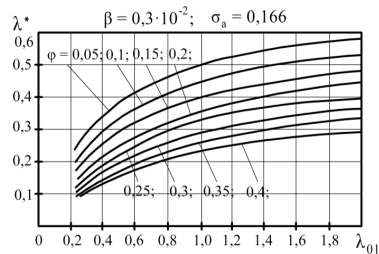
Графики, отражающие зависимости λ^* и v^* при нижнем значении давления питания ($p_m = 0,5$ МПа, $\sigma_a = 0,2$), даны на рис. 3 и свидетельствуют о незначительном влиянии на значение λ^* и v^* величины σ_a .

На значение максимальной безразмерной скорости v^* , кроме указанных выше критериев подобия λ_{01} и φ , существенное влияние оказывает и критерий инерционности β (17). Однако, ввиду того, что функциональная связь $v^* = f(\beta)$ носит простейший характер, то можно ограничиться одним графиком (рис. 2, а, 3, а) и произвести пересчёт по формуле

где v_0^* – значения, взятые из графика на рис. 2, а при известных λ_{01} и φ ; $\beta_0 = 0,3 \cdot 10^{-2}$ – критерий инерционности, при котором получен график на рис. 2 а; β – заданное значение критерия инерционности.



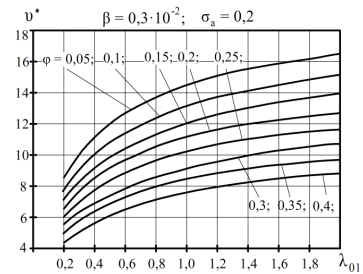
а



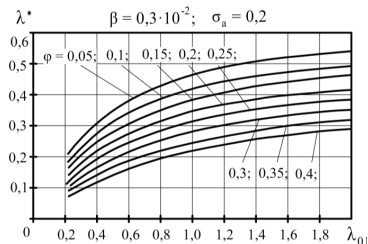
б

Рис. 2. Зависимость безразмерных параметров ударного ПА от критериев подобия λ_{01} и φ при $\sigma_a=0,166$:

а – максимальная безразмерная скорость удара v^* ;
б – координата реализации максимальной скорости λ^*



а



б

Рис. 3. Зависимость безразмерных параметров ударного ПА от критериев подобия λ_{01} и φ при $\sigma_a=0,2$:

а – максимальная безразмерная скорость удара v^* ;
б – координата реализации максимальной скорости λ^*

4. Пример расчёта координаты реализации максимальной скорости удара x^* и значения максимальной скорости удара v^* для ударного ПА

Найти координату реализации максимальной скорости удара x^* (координата наиболее рационального расположения заготовки) и значение максимальной скорости удара v^* для ударного ПА со встроенным резервуаром при диаметре поршня $D=0,16$ м, диаметре седла $d_c=0,05$ м, при объёме накопительной ёмкости $W_{01}=4,5 \cdot 10^{-3}$ м³, максимальном ходе поршня $L=0,296$ м, массе подвижных частей $m=40$ кг и эффективной площади впускного тракта $f_1^2=0,34 \cdot 10^{-4}$ м². Начальная координата поршня справа (рис. 1) $x_{02}=0,01$ м. Температура $T_m=293$ °К. Давление питания $p_m=0,6$ МПа.

1. Определяем критерии подобия:

$$1.1. \lambda_{01} = \frac{W_{01}}{F_1 L} = \frac{4,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,296} = 0,8,$$

где $F_1 = \frac{\pi D^2}{4}$ – площадь торца поршня со стороны рабочей полости.

$$1.2. \varphi = \frac{\pi d_c^2}{4 F_1} = \frac{0,00196}{0,02} = 0,1.$$

1.3. Базовая единица времени

$$t_6 = \frac{F_1 L}{\sqrt{k R T_m f_1^2}} = \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 0,296}{\sqrt{1,4 \cdot 293 \cdot 287 \cdot 0,34 \cdot 10^{-4}}} = 0,51 \text{ с.}$$

1.4. Критерий инерционности

$$\beta = \frac{m L}{t_6^2 p_m F_1} = \frac{40 \cdot 0,296}{0,51^2 \cdot 6 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^{-2}} = 0,39 \cdot 10^{-2}.$$

- По графику на рис. 2, б находим безразмерную координату реализации максимальной скорости λ^* , а затем и размерное значение x^* : $\lambda^* = 0,43$; $x^* = \lambda^* x_0 = \lambda^* L = 0,43 \cdot 0,296 = 0,127$ м.
- По графику на рис. 2, а находим безразмерную максимальную скорость v_0^* при базовом значении $\beta = 0,3 \cdot 10^{-2}$, $v_0^* = 12,7$. Пересчитываем значение v^* по (19):

$$v^* = 12,7 \left(\frac{0,39}{0,3} \right)^{-1/2} = \frac{12,7}{\sqrt{1,3}} = 11,14.$$

Скорость в размерной форме (18):

$$v^* = v_0^* \frac{f_1^2 a_m}{F_1} = 11,14 \frac{0,34 \cdot 10^{-4} \cdot 343}{2 \cdot 10^{-2}} = 11,14 \cdot 0,58 = 6,48 \text{ м/с.}$$

5. Выводы

Предложенная инженерная методика является типичным решением задачи динамического анализа системы, когда определяют наиболее важные эксплуатационные показатели системы при заданных конструктивных параметрах. Благодаря выделению небольшого числа критериев динамического подобия с помощью 4-х графиков удалось охватить всю область существования ударных пневмоагрегатов со встроенным резервуаром.

Вторым, более сложным этапом исследования, будет являться решение задачи динамического синтеза, когда по заданной скорости удара (энергии удара) требуется определить в пределах заданных ограничений конструктивные параметры ПА.

Литература

- Атаманов, Ю. Л. Использование пневмоагрегата со встроенным резервуаром в ударных пневмомеханизмах клеймения металлопроката [Текст] / Ю. Л. Атаманов, Г. А. Крутиков, М.Г. Стрижак // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2013. – №. 7(64) – С. 32-35.
- Герц, Е. В. Пневматические приводы [Текст] / Е. В. Герц. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с.
- Герц, Е. В. Расчёт пневмоприводов. Справочное пособие [Текст] / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 278 с.
- Мамонтов, М. А. Вопросы термодинамики тела переменной массы [Текст] / М. А. Мамонтов. – М.: Оборонгиз, 1961. – 183 с.
- Hirsch, R. A. Dynamics of gas-operated mechanisms [Текст] / R. A. Hirsch // Machine design. – V. 33, 1961. – № 15. – P. 18-23.
- Крутиков, Г. А. Определение области рационального использования редукционного клапана с пневмоуправлением [Текст] / Г. А. Крутиков, А. И. Кудрявцев // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – 1981. – № 8. – С. 225–232.
- Мамонтов, М. А. Метод аналогичности в анализе и синтезе пневматических двигателей / М. А. Мамонтов // Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов. – 1966. – Вып. 16. – С. 18–23.
- Tsai, D. H. Dynamic Behavior of a Simple Pneumatic Reducer [Текст] / D. H. Tsai, R. L. Cassidy // ASME. IRD Meeting. – Paper 60. – 1961. – Т. 86. – P. 15-24.
- Подчуфаров, Ю. Б. К вопросу нормализации математических моделей теплотехнических систем по способу Вышнеградско-Воронова-Мамонтова при учёте дополнений Хантли [Текст] / Ю. Б. Подчуфаров // Динамика и точность функционирования тепломеханических систем. – 1983. – Вып. 4. – С. 13-17.
- Перельцвайг, М. И. К расчёту ударного пневматического поршневого привода [Текст] / М. И. Перельцвайг // Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов. – 1966. – С. 209-211.