

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЯЖЕЛЫХ ПНЕВМОМОЛОТОВ ГРАВИТАЦИОННОГО ТИПА ДЛЯ ПОГРУЖЕНИЯ ОБСАДНЫХ ТРУБ В ГРУНТ

Павел Николаевич Тамбовцев

Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, ул. Красный проспект, 54, оф. 417, кандидат технических наук, старший научн. сотрудник лаборатории моделирования импульсных систем, доцент, тел. (953) 790-94-02, e-mail: tambovskiyp@mail.ru

При вертикальном погружении в грунт стальных труб диаметром 530-1420 мм, длиной до 100-150 м требуются высокие (10 -100 кДж) энергии удара. Создание таких машин на базе существующих конструкций пневмомолотов сдерживается высоким требуемым расходом энергоносителя. В связи с этим актуальна разработка пневмоударного устройства с высокой энергией удара при низком удельном расходе сжатого воздуха. В работе представлены результаты экспериментальных исследований лабораторного образца нового пневмомолота гравитационного типа, изучен рабочий процесс устройства, получены значения энергии удара, частоты ударов, расхода сжатого воздуха в зависимости от давления в магистрали. Опыты подтвердили стабильный циклический режим работы устройства при достижении им высокой энергии удара и низкого удельного расхода энергоносителя при магистральном давлении 0,36 - 0,77 МПа. С использованием критериев динамического подобия разработан типоразмерный ряд тяжелых пневмомолотов, установлены их энергетические показатели, расход сжатого воздуха, дана оценка эффективности использования новых машин.

Ключевые слова: Пневмомолот гравитационный, эксперимент, рабочий цикл, диаграммы давлений, энергия удара, частота ударов, удельный расход, динамическое подобие

EXPERIMENTAL VALIDATION OF PARAMETERS OF HEAVY GRAVITY PNEUMATIC HAMMERS FOR CASING PIPE RAMMING IN SOIL

Pavel N. Tambovtsev

Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, 54 Krasny prospect, Novosibirsk 630091, Russia, Cand. Sci. (Eng.), Senior Researcher at the Pulse-Generation Modeling Laboratory, Associate Professor, +7 953 790 9402, e-mail: tambovskiyp@mail.ru

Vertical penetration of steel pipes with a diameter of 530–1420 mm and to 100–150 m long in soil requires high blow energy (10–100 kJ). Design of the percussion machines using the available pneumatic hammers is constrained due to the high flow rate of an energy source required. It is of the current concern to design an air-driven percussive tool capable to ensure high blow energy at low flow rate of compressed air. This study describes the testing data of a breadboard model of a new gravity pneumatic hammer. The operating mode of the model hammer is studied, and the blow energies, blow frequencies and compressed air flow rates are evaluated as functions of air pressure in the main line. The tests proved stability of cycling operation of the model tool at the high blow energy and low flow rate of the energy source at the main line pressure of 0.36–0.77 MPa. Using the dynamic similarity criteria, the standard sizes of heavy pneumatic hammers are developed, their blow energy and air flow rate are determined, and the efficiency is evaluated.

Keywords: gravity pneumatic hammer, test, operating cycle, pressure diagrams, blow energy, blow frequency, flow rate, dynamic similarity

Введение

В горной и строительной отрасли распространены работы по вертикальному погружению в грунт стальных труб диаметром 530-1420 мм для образования и обсадки скважин различного назначения, формирования опор, укрепления откосов. Глубина погружения труб достигает 100-150 м. В этих целях применяют ударные машины с гидро-, электро- и пневмоприводом [1-7]. Пневмоударные машины (пневмомолоты) просты и надежны в эксплуатации; машины с энергией удара 0,5-4,0 кДж хорошо себя зарекомендовали в строительстве при забивании труб диаметром 325-820 мм, длиной до 25 м [7-9]. При увеличении диаметров и длины погружаемых труб требуются более высокие энергии ударов (10 - 100 кДж). Создание таких машин на базе существующих конструкций пневмомолотов сдерживают высокий требуемый расход энергоносителя (55-550 м³/мин) и отсутствие высокопроизводительных (свыше 50 м³/мин) передвижных компрессорных станций. Поэтому разработка новых пневмомолотов, обеспечивающих высокие энергии удара и обладающих низким удельным расходом сжатого воздуха актуальна. С этой точки зрения перспективным оказывается пневмоударное устройство гравитационного типа с клапанным воздухораспределением [10, 11]. Компоновка такого устройства в сборе с трубой и его принципиальная схема показаны на рис.1. Ударный узел состоит из корпуса, ударника, накопительной 1 и рабочей 2 камеры, воздухораспределительных клапанов j_{12} , j_{23} , магистрального j_{01} и выхлопных j_{3a} каналов. Прямой ход ударника осуществляется за счет гравитации, обратный ход – за счет давления сжатого воздуха в рабочей камере 2.

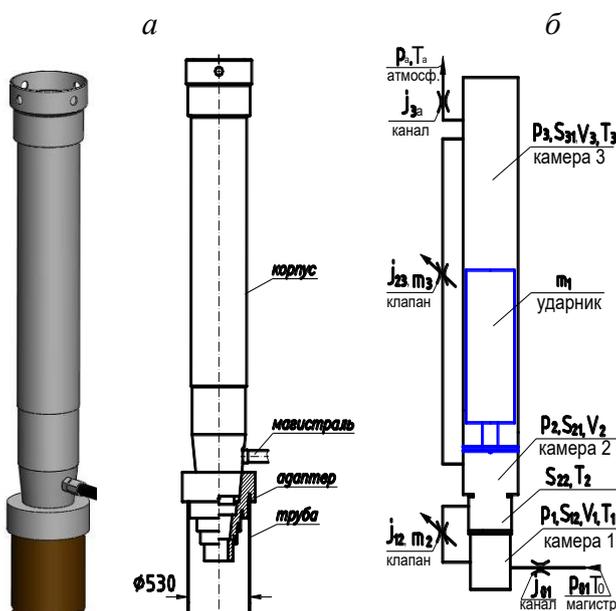


Рис. 1. Пневмоударное устройство гравитационного типа для погружения обсадных труб:

а – компоновка промышленного варианта пневмомолота при соединении с трубой, б – принципиальная схема устройства с обозначением основных параметров (S_{ij} - эффективные площади подвижных элементов, j_{ij} - площади проходных сечений из i -й камеры в j -ю камеру, V_i - объем i -камеры, p_i , T_i - давление и температура в i -й камере, магистрали, атмосфере, m_i - массы ударника, клапанов)

Задачи и методы экспериментальных исследований

Цель экспериментальных исследований – проверить работоспособность нового устройства, выявить особенности его работы, установить показатели рабочего цикла и оценить эффективность воздухораспределительной системы. В задачи экспериментов входило: запись диаграмм давления в камерах машины, диаграмм расхода воздуха, измерение хода ударника при различных значениях давления в магистрали.

Серии экспериментов проведены на стенде (рис.2), включающем ударный узел, работопоглотитель и элементы измерительной системы. Массогабаритные характеристики ударного узла: диаметр 105 мм, длина 1900 мм, общая масса устройства 55 кг. Значения конструктивных параметров: $m_1 = 12,8 \text{ кг}$, $m_2 = 0,17 \text{ кг}$, $S_{21} = 48,5 \text{ см}^2$, $S_{12} = S_{22} = 16,2 \text{ см}^2$, $j_{01} = 0,38 \text{ см}^2$, $j_{12} = 2,68 \text{ см}^2$, $j_{23} = 5,76 \text{ см}^2$, $j_{3a} = 7,0 \text{ см}^2$, $V_1 = 150 \text{ см}^3$, $V_2 = 50 \text{ см}^3$, $V_3 = 8900 \text{ см}^3$.

Диаграммы давления и расхода позволяют оценить эффективность и установить основные параметры рабочего цикла, выявить ее достоинства и недостатки [12, 13]. Для снятия диаграмм давления, расхода сжатого воздуха применяли датчики давления 1-3 (рис. 2), датчик расхода 4, аналого-цифровой преобразователь 5, персональный компьютер 6 с программным обеспечением обработки данных.

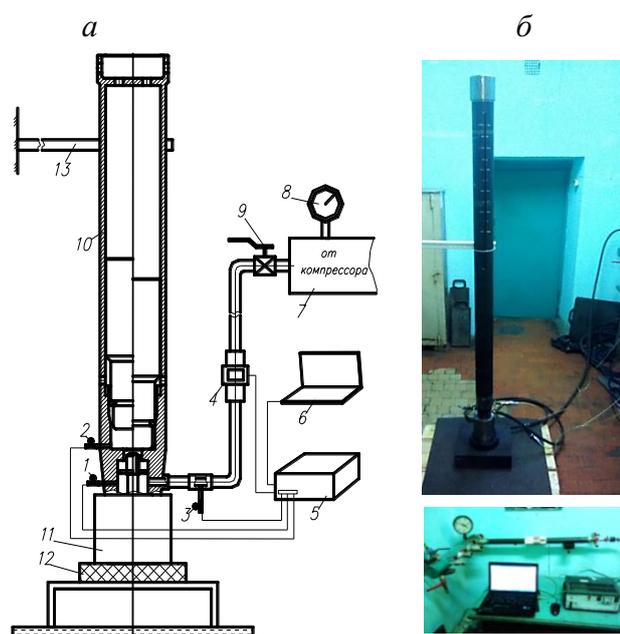


Рис. 2. Экспериментальные исследования лабораторного образца:

а – схема стенда, б - внешний вид лабораторного образца, элементы измерительная система (манометр, расходомер, АЦП, ПК): 1-3 – датчики давления в камерах и магистрали (10 bar, НВМ Р8 АР), 4 – датчик расхода сжатого воздуха (Digital flow switch PF2A706H –F14-28), 5 – АЦП (Е-440), 6 – ПК, 7 – ресивер, 8 – манометр, 9 – магистральный кран, 10 – ударный узел, 11 – адаптер, 12 – работопоглотитель, 13 – хомут-держатель.

Формула для определения среднего абсолютного расхода по показаниям

расходомера имеет вид:

$$Q = \frac{1000}{T_{\text{ц}}} \int_0^{t_{\text{и}}} G(t) \cdot dt \quad (1)$$

где $T_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, с; G – мгновенный расход, л/мин; t – время, с; $t_{\text{и}}$ – период импульса расхода за удар, с.

Измерение рабочего ход ударника осуществляли с помощью видеокамеры, для этого в корпусе выполнено продольное отверстие с разметкой длины габаритного хода, позволяющее наблюдать за движением ударника в период цикла.

Значения энергии удара определялись по формуле:

$$E_{\text{уд}} = E \cdot k_{\text{п}} = m_1 \cdot g \cdot l \cdot k_{\text{п}} = m_1 \cdot g \cdot l \cdot \left(1 - \frac{p_{\text{max}} \cdot S \cdot \Delta x}{2 \cdot m_1 \cdot g \cdot l} \right), \quad (2)$$

где E – потенциальная энергия ударника; $k_{\text{п}}$ – коэффициент потерь энергии ударника от давления сжатого воздуха при впуске до момента удара, m_1 – масса ударника, g – ускорение свободного падения, l – длина рабочего хода, p_{max} – максимальное давление в рабочей камере в момент удара, S – эффективная площадь ударника, Δx – расстояние между положениями ударника в момент начала впуска сжатого воздуха в рабочую камеру и в момент начала удара. Потери на трение и сопротивление воздуха до момента впуска в рабочую камеру не учитываются.

Удельный расход сжатого воздуха на единицу кинетической энергии, сообщенной ударнику в период обратного хода до начала выхлопа:

$$q_1 = \frac{Q}{60 \cdot m_1 \cdot g \cdot l_2 \cdot n}, \quad (3)$$

где l_2 – обратный ход ударника с момента начала выхлопа до верхней точки его подъема, n – частота ударов.

Удельный расход на единицу ударной мощности устройства (общий удельный расход):

$$q_2 = \frac{Q}{60 \cdot N} = \frac{Q}{60 \cdot n \cdot E_{\text{уд}}} = \frac{Q}{60 \cdot n \cdot m_1 \cdot g \cdot (l_1 + l_2) \cdot k_{\text{п}}}, \quad (4)$$

где l_1 – обратный ход ударника до начала выхлопа.

Результаты экспериментов и их анализ

Проведено несколько серий опытов работы ударного узла при избыточном давлении в магистрали 0,36-0,77 МПа, экспериментальные диаграммы представлены на рис. 3-4, они отражают рабочий процесс устройства при его запуске и в установившемся режиме работы. Опыты показали, что устройство работает циклично и в режиме близком к оптимальному, то есть рабочая камера сообщает ударнику заданную кинетическую энергию, воздухораспределительный механизм исключает непроизводительные потери сжатого воздуха после выхлопа. Из диаграмм давления следует, что до начала впуска сжатого воздуха избыточное давление в камере 2 отсутствует ($p_2=p_a$), в период удара давление $p_2 \leq 4,2 \dots 4,5$ МПа, поэтому потери кинетической энергии ударника составляют не более 3,2...3,4 % от потенциальной энергии E , коэффициент $\kappa_n \approx 0,97$. В таблице 1 приведены основные показатели рабочего цикла, полученные при обработке экспериментальных данных.

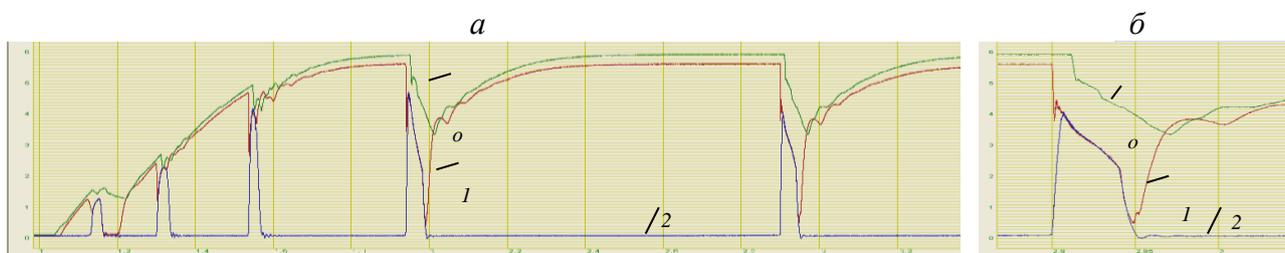


Рис. 3. Экспериментальные диаграммы давлений, при магистральном давлении 0,60 МПа:

а - рабочий процесс при запуске и в установившийся режиме, в – период разгона ударника при обратном ходе; $p_i(t)$ – давления сжатого воздуха в i -камерах, в магистрали.

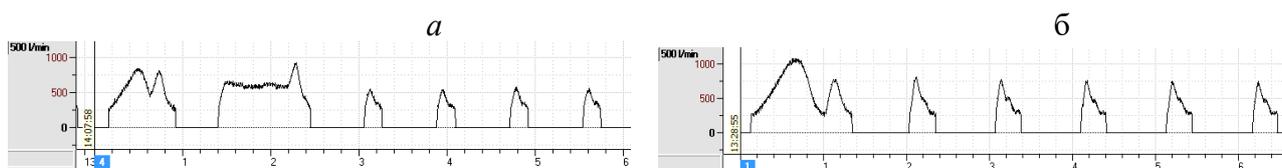


Рис. 4. Диаграммы расхода сжатого воздуха $G(t)$ опытного образца гравитационного пневмоударного устройства (показания в программе Power Graph):

а – при магистральном давлении $p=0,40$ МПа, б – $p=0,60$ МПа,

На рис.5 представлены графики технических характеристик устройства в зависимости от давления p_0 : рабочий ход l ударника (рис.5а); частота ударов n (рис.5б); абсолютный расход сжатого воздуха Q (рис.5в); энергия удара A (рис.5г), ударная мощность N , удельный расход q_1 при разгоне ударника (рис.5д), общий удельный расход сжатого воздуха q_2 . Графики показывают, что при изме-

нении p_0 от 0,4 до 0,7 МПа ход ударника линейно увеличивается от 0,80 до 1,38 м, энергия удара - от 97 до 168 Дж, частота ударов снижается с 1,22 Гц до 0,94 МПа, ударная мощность растет от 119 до 158 Вт. Абсолютный расход сжатого воздуха находится в пределах $Q=0,096...0,134$ об/мин, удельные расходы $q_1 = (14,1...16,07) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Дж}$, $q_2 = (13,5...15,3) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{Дж}$.

Таблица 1

Экспериментальные показатели рабочего цикла устройства

Показатели	Значения					
Магистральное давление (изб.) p_0 , МПа	0,36	0,4	0,5	0,6	0,7	0,77
Продолжительность цикла $T_{ц}$, с	0,65	0,82	0,93	1,00	1,06	1,09
Ход ударника l , с	0,5	0,8	1,0	1,2	1,38	1,44
Скорость удара v , м/с	3,09	3,42	4,40	4,78	5,12	5,23
Абсолютный расход, Q , м ³ /мин	0,13	0,096	0,11	0,134	0,129	0,152
Энергия удара $E_{уд}$, Дж	61	97,4	124	146	168	175
Частота ударов n , Гц	1,54	1,22	1,08	1,00	0,94	0,92
Ударная мощность N , Вт	94	119	134	146	158	161
Удельный расход $q_1 \times 10^{-6}$, м ³ /Дж*	27,5	14,71	16,0	16,02	14,10	16,2
Удельный расход $q_2 \times 10^{-6}$, м ³ /Дж**	23,2	13,46	14,8	15,30	13,60	15,73

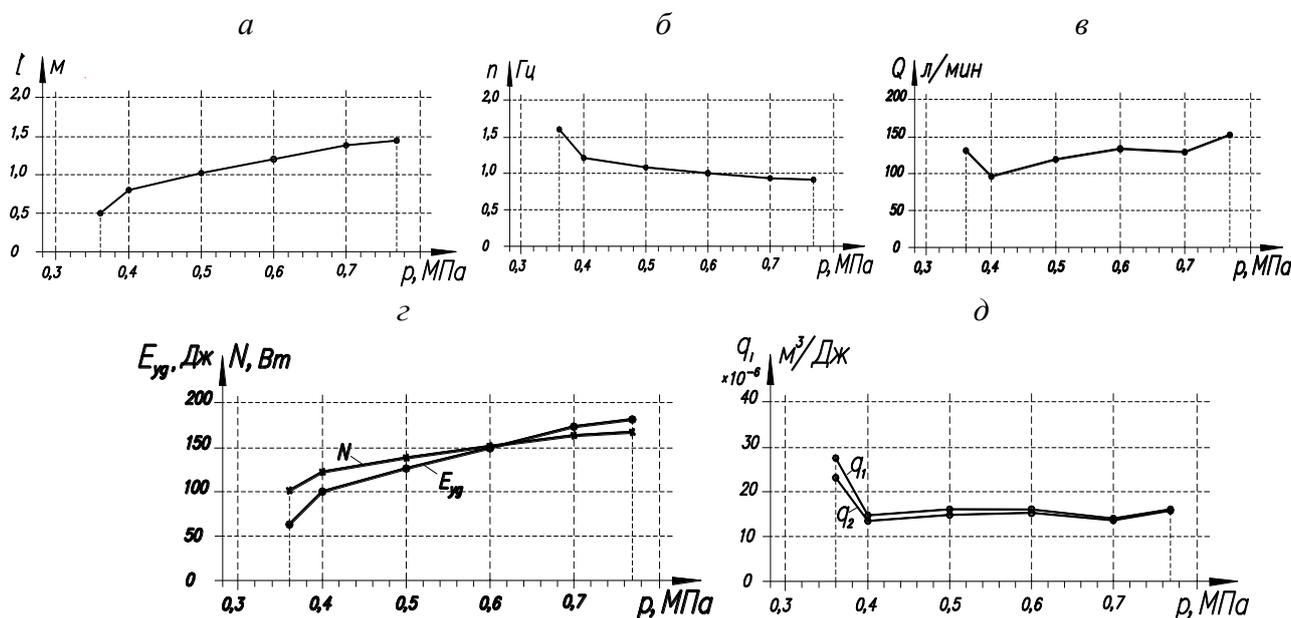


Рис. 5 – Экспериментальные зависимости технических характеристик устройства от магистрального давления (p_0):

a - рабочий ход (l) ударника, $б$ - частота ударов (n), $в$ - расход сжатого воздуха (Q), $г$ - энергия удара (E), ударная мощность (N); $д$ - удельные расходы сжатого воздуха (q_1, q_2).

Типоразмерный ряд новых пневмомолотов в рамках подобия

В качестве основы для создания типоразмерного ряда тяжелых пневмомолотов нового типа принят рассмотренный лабораторный образец устройства. При переходе от него к новой машине необходимо все линейные размеры изменить в i -раз, при этом скорость, сообщаемая ударнику при разгоне до начала выхлопа, и соответственно, перемещение l_2 ударника с момента начала выхлопа до верхней точки обратного хода, будут неизменными. Удельный расход q_1 сжатого воздуха не изменится, удельный расход q_2 изменится, их соотношения получим из формул (3, 4):

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{1}{\left(\frac{l_1}{l_2} + 1\right) \cdot k_{\Pi}}. \quad (5)$$

Из (5) следует, что значение q_2 / q_1 будет уменьшаться при увеличении l_1 / l_2 (рис. 6). Это значит, что с увеличением типоразмера пневмомолота будет понижаться общий удельный расход q_2 . Так, по сравнению с лабораторным образцом пневмомолота ($m_1 = 12,8$ кг, $q_2/q_1=0,94$) удельный расход q_2 подобного пневмомолота с $m_1 = 500$ кг ($q_2/q_1=0,77$) становится меньше на 18 %, с $m_1 = 1000$ кг ($q_2 / q_1=0,72$) меньше на 23 %, при $m_1 = 2000$ кг ($q_2 / q_1=0,67$) – на 29 %, при $m_1 = 5000$ кг ($q_2 / q_1=0,59$) – на 37 %, при $m_1 = 10000$ кг ($q_2 / q_1=0,56$) - на 40 %, при $m_1 = 20000$ кг ($q_2 / q_1=0,53$) - на 44%.

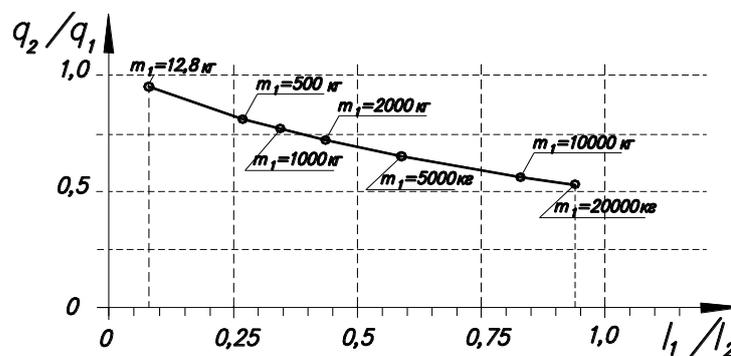


Рис. 6. Зависимость соотношения удельных расходов q_2 / q_1 от соотношения длин l_1 / l_2 перемещения ударника при давлении в магистрали $p = 0,6$ МПа ($l_2 = 1,11$ м, $q_1 = 16,0 \cdot 10^{-6}$ м³/Дж)

Порядок расчета основных конструктивных и технических параметров тяжелых пневмомолотов произведен в следующей последовательности:

1. Для базовой модели приняты единицы измерения [15]: единица массы $m_6^* = m_{16}$ – масса ударника ($m_{16} = 12,8$ кг); единица перемещения ударника $l_6^* = l_{16}$ –

обратный ход ударника до начала выхлопа ($l_{1\sigma} = 0,09$ м); единица давления $p^* = p_0$ – давление в магистрали ($(0,5..0,7) \cdot 10^6$ Па); единица площади $S_6^* = S_{216}$ – эффективная площадь ударника ($S_{216} = 48,5 \cdot 10^{-4}$ м²); единица времени $t_6^* = \sqrt{m_1^* \cdot l_1^* / (p^* \cdot S^*)} = 0,0199$ с (при $p_0 = 0,6$ МПа).

Комплексный критерий подобия ($\beta = 169,6$) рассчитан по формуле:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_o^* \cdot \frac{m_1^*}{p_o^* \cdot S_m^* \cdot l_1^*}}, \quad (6)$$

где k - показатель адиабаты (1,4), R - газовая постоянная, T_o - температура сжатого воздуха в магистрали (293° К).

2. Исходя из ограничений по габаритам и требуемой энергии удара заданы массы ударника, установлены масштаб и конструктивные параметры нового типоразмера машины, определены единицы измерения (m_n^* , l_n^* , S_n^* , t_n^*).

3. По формулам, приведенным в таблице 2 определены технические показатели пневмомолотов с массами ударника 500, 1000, 2000, 5000 кг, в таблице 3 представлены результаты расчетов.

Таблица 2

Зависимости для расчета показателей типоразмера пневмомолота

Показатели	Формула для расчета	№
Энергия удара	$E_{уд.н} = m_{1.н} \cdot g \cdot (l_{1.н.} + l_2) \cdot k_n$	(7)
Скорость удара	$v_n = \sqrt{2 \cdot E_{уд} / m_1}$	(8)
Прямой и обратный ход	$l_{н.н.} = l_{о.н.} = l_{1.н.} + l_2$	(9)
Обратный ход ударника до начала выхлопа	$l_{1н} = l_{1\sigma} \cdot i$	(10)
Обратный ход ударника с момента начала выхлопа до верхней точки	$l_2 = 0,91; 1,11; 1,29$ м (при $p = 0,5; 0,6; 0,7$ МПа)	(11)
Период цикла	$T_{ц.н} = t_{о.н.} + t_{н.н.}$	(12)
Период прямого хода	$t_{н.н.} = \sqrt{2l_{н.н.} / g}$	(13)
Период обратного хода	$t_{о.н.} = t_{1.н.} + t_2$	(14)
Период обратного хода ударника до выхлопа	$t_{1.н.} = \bar{t}_1 \cdot t_n^*$	(15)
Период перемещения ударника с момента начала выхлопа до верхней точки	$t_2 = \sqrt{2l_2 / g}$	(16)
Безразмерный параметр времени	$\bar{t}_1 = t_{1\sigma} / t_6^*$	(17)
Частота ударов, ударная мощность	$n_n = 1 / T_{ц.н.}$ $N_n = n_n \cdot E_{уд}$	(18)
Расход сжатого воздуха	$Q_n = q_1 \cdot m \cdot g \cdot l_2 \cdot 60 \cdot n_n$	(19)
Удельный расход сжатого воздуха на единицу кинетической энергии, сообщенной ударнику в период обратного хода до начала выхлопа	$q_1 = \frac{Q_6}{60 \cdot m \cdot g \cdot l_2 \cdot n_6}$	(20)
Фактический удельный расход на единицу мощности нового типоразмера пневмомолота	$q_{2н} = \frac{Q_n}{60 \cdot N_n}$	(21)

Таблица 3

Технические показатели типоразмерного ряда новых пневмомолотов

Показатели	Значения											
	500			1000			2000			5000		
m_1 , кг	0,5	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7
p_o , МПа	5,78	6,73	7,59	12,3	14,22	15,94	26,5	30,3	33,7	74,60	84,12	92,7
$E_{уд.н.}$, кДж				2			5	5	8			8
l_n , м	1,215	1,415	1,595	1,29	1,495	1,675	1,39	1,59	1,77	1,568	1,768	1,95
				5			5	5	5			0
$l_{л.м}$	0.305			0,385			0,485			0,658		
l_2 , м	0,91	1,11	1,29	0,91	1,11	1,29	0,91	1,11	1,29	0,91	1,11	1,29
n_n , Гц	0,92	0,88	0,82	0,88	0,84	0,80	0,83	0,80	0,76	0,76	0,74	0,71
N_n , кВт	5,32	5,92	6,22	10,8	11,94	12,75	22,0	24,2	25,6	56,70	62,25	65,8
				4			3	8	7			7
v_n , м/с	4,81	5,19	5,51	4,96	5,33	5,64	5,15	5,51	5,81	5,46	5,80	6,09
T_c , с	1,09	1,14	1,22	1,33	1,194	1,25	1,20	1,25	1,31	1,32	1,36	1,41
Q_n , м ³ /мин	4,03	4,59	5,12	7,72	8,78	9,99	14,5	16,7	18,9	33,28	38,42	44,2
							5	2	9			2
$q_1 \times 10^{-6}$, м ³ /Дж	16,37	16,00	16,45	16,3	16,00	16,45	16,3	16,0	16,4	16,37	16,00	16,4
				7			7	0	5			5
$q_{2н} \times 10^{-6}$, м ³ /Дж	12,6	12,9	13,7	11,9	12,3	13,1	11,0	11,5	12,3	9,8	10,4	10,7

В таблице 4 представлены для сравнения основные технические показатели новых пневмомолотов и их аналогов с пневматическим, электрическим и гидравлическим приводом

Таблица 4

Сравнение технических показателей пневмомолотов с аналогами

Показатели	Типы молотов									
	Гравитац. пневмомолот (ГПМ-500)	Пневмомолот Т-500 (Россия) [16]	Пневмомолот М-400 (Россия) [8,17]	Гравитац. пневмомолот ГПМ-1000	Пневмомолот Т-1000 (Россия) [16]	Электромагнитн. молот МЭМ-10 (Россия) [2]	Гравитац. пневмомолот ГПМ-5000	Гидромолот (Корея) Bruce SGH-0512 [18]	Гидромолот (Нидерланды) Hydrohammer S-90 [19,20]	Электромагнитный молот МЭМ-100 (Россия) [2]
Группа типоразмера	1 ударник 500-570 кг			2 840-1000 кг			3 4500-6000 кг			
m_1 , кг	500	500	570	1000	1000	840	5000	5000	4500	6000
p_o , МПа	0,6	0,6	0,6	0,5	0,6	-	0,6	23,0	30,0	-
$E_{уд.}$, кДж	6,73	5,00	4,00	14,22	11,5	10,0	84,12	59,0	90,0	100,0
n , Гц	0,88	1,00	2,43	0,84	0,70	1,50	0,74	0,66	0,76	0,40
N , кВт	5,96	5,10	6,22	11,94	8,05	15,00	62,65	38,90	40,0	40,0
$N_{потр.}$, кВт*	7,65	9,73	33,3	14,63	18,3	50,0	64,0	-	-	250
Q_n , м ³ /мин	4,59	6,00	20,0	8,78	11,0	-	38,42	-	-	-
$q_{2н} \times 10^{-6}$, м ³ /Дж	12,9	19,6	34,0	12,3	22,8	-	10,4	-	-	-
v_n , м/с	5,19	4,47	3,74	5,33	4,80	4,88	5,80	4,86	6,33	5,77
$P_{общ. потр.}$, кВт**	30,6	40,0	133,3	58,5	73,3	50,0	256,1	193	167	250
M , т***	1,55	1,30	1,56	2,80	2,50	2,65	11,0	8,0	14,2	18,6
Общ. к. п. д., %****	19,4	12,7	7,3	20,4	11,0	30,0	24,5	20,2	24,0	16,0

Выводы

Лабораторный образец пневмоударного устройства показал близкий к оптимальному и стабильный режим работы при магистральном давлении 0,4-0,7 МПа. Для обеспечения такого режима, при разработке нового типоразмеры молота необходимо чтобы величина безразмерного комплексного критерия подобия β , отражающего соотношения между массой, рабочей площадью, ходом ударника и магистральным давлением сжатого воздуха составляла 170.

При создании пневмомолотов с массами ударника 500, 1000, 2000, 5000 кг энергия удара составит соответственно 6,73 кДж (5,78-7,59 кДж), 14,22 кДж (12,32-15,94 кДж), 30,35 кДж (26,55-33,78 кДж), 84,12 кДж (74,60 – 92,78 кДж) при магистральном давлении 0,6 МПа (0,5-0,7 МПа), частота ударов 0,88-0,74 Гц (0,71-0,92 Гц). Для эксплуатации пневмомолотов при магистральном давлении 0,6 МПа достаточно использовать компрессорное оборудование, обеспечивающее подачу сжатого воздуха 4,6 м³/мин ($m_1=500$ кг), 8,8 м³/мин ($m_1=1000$ кг), 16,8 м³/мин ($m_1=2000$ кг), 38,5 м³/мин ($m_1=5000$ кг).

Особенностью новых пневмомолотов является низкий удельный расход сжатого воздуха, что указывает на высокую эффективность воздухораспределительной системы. Общий удельный расход q_2 находится в пределах $(9,8..13,7) \cdot 10^{-6}$ м³/Дж в зависимости от магистрального давления и массы ударника; с увеличением типоразмера пневмомолота q_2 существенно понижается.

Значения общего к.п.д. (с учетом силового оборудования), ударной мощности предлагаемых пневмомолотов в большинстве случаев превосходят значения отечественных и зарубежных аналогов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Червов В.В. Расширение области применения пневмомолотов с переменной структурой ударной мощности //Интерэкспо ГЕО-Сибирь-2019. Международный научн. конгр. Сборник материалов в 2-х т. – Новосибирск: СГГА, 2019. Т.2. № 5 – С. 103-110.
2. Симонов Б.Ф., Погарский Ю.В. Кадышев А.И., Вовк В.С. Электромагнитные молоты для морского нефтегазопромыслового строительства // ПРОНЕФТЬ. Профессионально о нефти. – 2019 - № 2 (12). – С. 59-65.
3. Червов В.В. Определение основных параметров пневматического молота для забивания в грунт труб большого диаметра // Интерэкспо ГЕО-Сибирь-2018. Международный научн. конгр. Сборник материалов. – Новосибирск: СГГА, 2018. Т.6. – С. 318-328.
4. Кондратенко А. С., Шахторин И. О. Разработка технических решений бурения скважин с одновременной обсадкой для предварительной дегазации угольных пластов // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. Сборник материалов. – Новосибирск — 2018. — т. 5, № 1. — С. 252 – 256.
5. Wu, T., Tang, Y., Tang, S., Li, Y., He W., Chen E. Design and analysis of a new down-the-hole electromagnetic hammer driven by tube linear motor (2017). IET Electric Power Applications, 11(9), 1558-1565. DOI: 10.1049/iet-epa.2017.0208.
6. Hydraulic DTH Fluid / Mud Hammers with Recirculation Capabilities to Improve ROP and Hole Cleaning For Deep, Hard Rock Geothermal Drilling / Wittig V., Bracke R., Hyun-Ick Y. / Proceedings World Geothermal Congress 2015, Melbourne, Australia, 19-25 April, 2015

7. Григоращенко В.А. Прокладка металлических труб пневмопробойниками // Препринт № 38. - Новосибирск — 1990, - 32 с.
8. Смоляницкий Б. Н., Червов В. В., Трубицин В. В., Тищенко И. В. Вебер И.Э. Новые пневмоударные машины “Тайфун” для специальных строительных работ / Механизация строительства. – 1997. - № 7, - С. 5-8.
9. Tishchenko I. V., Chervov V.V., Smolyanitsky V. N. Evaluation of Layout of Air Drill Hammer with Smooth Adjustment of Impact Impulse Frequency // Journal of Mining Science. – 2017. – Vol. 53. – No. 1. – Pp. 109-116.
10. Патент РФ № 2440460 “Пневмоударная машина для забивания инструментов в грунт” автор Тамбовцев П.Н., опубл. 20.01.2012 г. (8стр.).
11. Патент РФ на ПМ № 143973: «Гравитационная пневмоударная машина» // автор П. Н. Тамбовцев, опубл. 10.08.2014, Бюл. №22.
12. Есин Н.Н. Методика исследования и доводки пневматических молотков, – Новосибирск, 1965, - С. 25-26, - 76с.
13. Суднишников Б.В., Есин Н.Н., Тупицын К.К. Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия, - Новосибирск, 1985, -134 с.
14. Программное обеспечение «PowerGraph» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.powergraph.ru>, (12.05.2021).
15. Петреев А.М., Мюнцер Е.Г. О системе безразмерных параметров пневмоударных устройств / Ручные пневматические машины ударного действия // Сборник научных трудов. – Новосибирск, 1982, - С. 16-27.
16. Червов В.В. Совершенствование конструкции пневмомолота для забивания в грунт вертикальных труб большого диаметра // Интерэкспо ГЕО-Сибирь-2020. Международный научн. конгр. Сборник материалов. – Новосибирск: СГГА, 2020. Т.2. – С. 219-225.
17. Машина для забивания труб М-400 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.pnevmoteh.ru>, (12.05.2021).
18. КОПЕРНИК. Гидравлический молот Bruce SGH-0512. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.koper.pro> (12.05.2021).
19. HYDROHAMMER S-90. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ihcsi-qip.com> (12.05.2021).
20. Характеристики гидростанций для HYDROHAMMER S. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ihcees.fr/en/products/ihc-equipments/power-packs/> (12.05.2021).

© П. Н. Тамбовцев, 2021