



## ГОРНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТ И МАШИНОСТРОЕНИЕ


Научная статья

<https://doi.org/10.17073/2500-0632-2022-12-67>

УДК 621.23.05

**Обоснование системы воздухораспределения погружного пневмоударника с экономичным рабочим циклом**П. Н. Тамбовцев  , Е. П. Русин  

Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН (ИГД СО РАН), г. Новосибирск, Российская Федерация

 [tambovskiyp@mail.ru](mailto:tambovskiyp@mail.ru)**Аннотация**

Одним из способов экономии энергии в горной промышленности и обеспечения необходимой величины давления сжатого воздуха в воздухопроводных сетях подземных добычных предприятий является уменьшение удельного расхода энергоносителя потребителями, в частности, погружными пневмоударниками. Цель настоящей работы – обоснование системы воздухораспределения пневмоударника, обеспечивающей снижение удельного расхода сжатого воздуха. Предложена система, включающая две камеры с постоянной подачей сжатого воздуха, две управляемые камеры, два упругих клапана на ударнике и клапан для отсечки подачи сжатого воздуха в камеру прямого хода, управляемые от положения ударника. На основе предложенной конфигурации разработаны два варианта конструкции пневмоударника. Рабочий цикл разработанного устройства исследован численно с привлечением программного обеспечения SimulationX и экспериментально на лабораторном стенде. Расчеты показали, что предложенная система воздухораспределения в версии с управляемым впуском в камеру обратного хода обеспечивает достижение поставленной цели. По сравнению с серийным пневмоударником М29Т, при практически одинаковых с ним габаритах, ударной мощности, расходе сжатого воздуха на продувку забоя скважины, разработанный пневмоударник имеет удельный расход энергоносителя на 53 % меньше, а потребление электрической мощности на его питание сжатым воздухом в 2 раза ниже. Расчетные данные соответствуют опытным, полученным в эксперименте и из литературных источников, что подтверждает корректность результатов расчета.

**Ключевые слова**

энергопотребление, погружной пневмоударник, система воздухораспределения, удельный расход, ударная мощность, продувка забоя скважины, численное моделирование, показатели рабочего цикла, стендовые эксперименты

**Для цитирования**


Tambovtsev P.N., Rusin E.P. Justification of the air distribution system of a down-the-hole hammer with an efficient operating cycle. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2023;8(4):360–376. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2022-12-67>

## MINING MACHINERY, TRANSPORT, AND MECHANICAL ENGINEERING

Research paper

**Justification of the air distribution system of a down-the-hole hammer with an efficient operating cycle**P.N. Tambovtsev  , E.P. Rusin  

N.A. Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS, Novosibirsk, Russian Federation

 [tambovskiyp@mail.ru](mailto:tambovskiyp@mail.ru)**Abstract**

One method for conserving energy in the mining industry and ensuring the required pressure of compressed air in underground mining networks is to decrease the specific energy carrier consumption, particularly in the case of down-the-hole hammers. The objective of this study is to substantiate the air distribution system of an air hammer, aimed at reducing the specific consumption of compressed air. We propose a system consisting of two chambers with a constant supply of compressed air, two controllable chambers, two elastic valves on the hammer, and a valve for cutting off the supply of compressed air to the forward stroke chamber, which is controlled by the hammer's position. This proposed configuration was employed to create two different designs for the air hammer. The operational cycle of the designed device has been numerically examined using



SimulationX software and validated through experimental testing on a laboratory bench. Our calculations reveal that the suggested air distribution system, featuring controlled inlet to the backward stroke chamber, successfully achieves the stated objective. In comparison to the standard M29T hammer with nearly identical dimensions, striking power, and compressed air consumption for cleaning the borehole, the designed hammer exhibits a 53% reduction in specific energy consumption, and its electrical power usage for compressed air supply is halved. These design specifications align with both experimental results and data derived from the existing literature, confirming the accuracy of our calculation.

### Keywords

energy consumption, down-the-hole hammer, air distribution system, specific consumption, percussion power, bottomhole purging, numerical simulation, operating cycle parameters, bench experiments

### For citation

Tambovtsev P.N., Rusin E.P. Justification of the air distribution system of a down-the-hole hammer with an efficient operating cycle. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2023;8(4):360–376. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2022-12-67>

## Введение

Горная промышленность входит в ряд основных потребителей энергоресурсов, поэтому большое значение приобретает экономия энергии, затрачиваемой в различных технологических операциях отрасли. При этом управление энергопотреблением должно быть ориентировано на снижение энергоемкости [1]. Сказанное в полной мере относится и к одному из основных процессов горного производства – бурению, поэтому назрела необходимость повышения энергоэффективности пневмоударного бурения на отечественных рудниках [2–4].

Важно также, что на большинстве действующих в России подземных рудников и шахт не обеспечивается необходимая величина давления сжатого воздуха в воздухопроводной сети. Одной из причин этого является то, что потребление энергоносителя пневматическим горным оборудованием превышает технические возможности компрессорных станций. В результате давление в пневмосети опускается ниже 0,5 МПа, от чего страдает производительность технологических операций [5], в том числе буровых работ.

Одним из способов решения указанных выше проблем является уменьшение удельного расхода сжатого воздуха погружными пневмоударниками (ППУ). Применительно к ППУ удельным расходом называется количество сжатого воздуха, затрачиваемое на выработку единицы энергии удара. В табл. 1 приведены основные технические сведения отечественных ППУ. Наиболее известные машины, выпускаемые серийно, имеют клапанный или беззолотниковый тип воздухораспределения, их удельный расход составляет  $(37,0–49,4) \times 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/Дж. В некоторых образцах пневмоударников беззолотникового типа, например ПВ-170, удается несколько понизить удельный расход при сохранении высокой энергии удара, но при этом существенно падает частота ударов и ударная мощность в целом<sup>1</sup> [6]. Погружные пневмоударники с золотниковой системой воздухораспределения в промышленности не выпускаются. Пневмоударники, имеющие комбинированную воздухораспреде-

лительную систему: П105-1К; П105-2К<sup>2</sup>, П-110-3,5; П110-ЭН<sup>3</sup>, были созданы в качестве опытных образцов в ИГД СО РАН и показали улучшенные технические характеристики [7, 8].

За рубежом ППУ выпускаются в Швеции (Atlas Copco<sup>4</sup> [12], Sandvik<sup>5</sup>), США (Rockmore International<sup>6</sup>), Великобритании (Halco Rock Tools<sup>7</sup>), Китае (Change ENYU Engineering Equipment Co. Ltd<sup>8</sup>), Индии (SVE Drilling Tools Pvt. Ltd.<sup>9</sup>) и в других странах. Большинство зарубежных образцов выполнены по беззолотниковой схеме воздухораспределения, имеют удлиненные ударные элементы (поршень, долото) и работают на давлении (1,0–2,5 МПа). В табл. 2 представлены основные технические данные ППУ, выпускаемых за рубежом. Лидирующие позиции занимают пневмоударники Atlas Copco, Sandvik. Они превосходят российские аналоги по ударной мощности, однако работают на высоком (1,0–2,5 МПа) давлении, что неприемлемо в условиях большинства российских горных предприятий.

<sup>2</sup> Гаун В.А. Пневматический ударный механизм. Патент 998740 (А. с. СССР). Оpubл. в БИ. 1983. № 7.

<sup>3</sup> Липин А.А., Белоусов А.В., Заболоцкая Н.Н. Погружной пневмоударник. 2252996 (Патент РФ). Оpubл. в БИ № 15, 2005.

<sup>4</sup> Secoroc Rock Drilling Tools. Product catalogue – DTH equipment. Atlas Copco. URL: [https://atlas-co.ru/files/pdf/core\\_drilling/9851%206545%2001\\_L.pdf](https://atlas-co.ru/files/pdf/core_drilling/9851%206545%2001_L.pdf); Atlas Copco Secoroc. Technical specifications DTH Hammers. URL: [https:// disk.yandex.ru/i/DgE7PG25o11AXA/](https://disk.yandex.ru/i/DgE7PG25o11AXA/)

<sup>5</sup> Sandvik RH560 3.5", 4", 5" and 6" DTH Hammers. URL: <https://www.rocktechnology.sandvik/en/products/rock-tools/down-the-hole-drilling-tools/down-the-hole-hammers/rh560-down-the-hole-hammers/>

<sup>6</sup> Погружные пневмоударники. RockMore International. URL: <https://www.rockmore-intl.com/download/61/dth-product-information-downloads/816/dth-hammers-catalog-section-4.pdf>

<sup>7</sup> Halco Rock Tools. Hammers (Unite Kingdom, Halco Brighthouse Ltd). URL: <https://www.halco.uk/hammers/>

<sup>8</sup> Changsha ENYU Engineering Equipments Co. Ltd (China). DTH hammer. URL: <http://www.enyudrill.com/pclass/?classa=1&classb=1>

<sup>9</sup> SVE Drilling Tools Pvt. Ltd. DH 01 Hammers (India). URL: <http://www.svedrillingtools.in/dh01-hammers.php>

<sup>1</sup> Алексеев С.Е. Погружной пневматический ударный механизм. 2090730 (Патент РФ), опубл. в БИ № 26, 1997.

**Цель, задачи и методы исследования**

Целью работы является обоснование системы воздухораспределения пневмоударника, обеспечивающей снижение удельного расхода сжатого воздуха.

Задачи исследований:

- численное исследование динамики рабочих процессов типовых пневмоударных систем, сравнительный анализ их эффективности для ППУ легкого типа, выявление факторов, снижающих их эффективность;
- выбор системы воздухораспределения и конструктивной схемы, способной обеспечить устранение факторов, ухудшающих расходные характеристики ППУ;

– разработка конструкции пневмоударника с определением основных размеров;

– имитационное моделирование рабочего процесса нового ППУ, выбор наиболее приемлемого сочетания конструктивных параметров, обеспечивающих реализацию рабочего цикла со сниженным удельным расходом;

– оценка расхода сжатого воздуха необходимого для очистки забоя скважины;

– экспериментальная проверка достоверности результатов численного моделирования пневмоударников;

– обобщение и оценка результатов исследований.

Таблица 1

**Технические характеристики отечественных пневмоударников**

Показатели	Отечественные пневмоударники						
	M29T [9] / (П85-2)	M48 (П105ПМК) <sup>1</sup> [9]	П155 (М32к) [10]	П105К [11]	П125 [11] / (П130-4м)	П105-1К [7]	П105-2к (М74у) <sup>2</sup> [7]
Тип воздухораспределения	Клапанный			Беззолотниковый		Комбинированный	
Давление $p$ , МПа	0,5 / 0,7	0,5	0,5	0,5	0,5 / 0,7	0,5	0,5
Энергия удара $A$ , Дж	54 / 91	93	178	96	150 / 182	194	206
Частота ударов $f$ , Гц	25 / 22	28,3	23	26,7	20,8 / 22	16,3	16,1
Общий расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /мин	4,0 / 4,8	7,0	9,7	5,7	7,0 / 8,8	6,4	6,6
Ударная мощность $N$ , кВт	1,35 / 2,0	2,63	4,1	2,56	3,12 / 4,0	3,17	3,32
Масса ударника $m$ , кг	1,75 / –	2,80	5,5	3,0	5,6 / –	4,45	4,45
Масса машины $M$ , кг	10 / 15	16,1	35,5	21,0	31,0 / 33,2	18,2	18,2
Удельная мощность, Вт/кг	135 / 134	160	120	120	101 / 120	174	182
Габариты (без долота):							
длина, мм	549 / 622	(470)	459	615	(566) / 657	594	594
диаметр, мм	70 / 80	92	140	92	110 / 116	96	96
Диаметр долота, мм	85 / 85	105	155	105	125 / 130	105	105
Удельный расход воздуха $q$ , м <sup>3</sup> /Дж* ( $\times 10^{-6}$ )	49,4 / 40	45	39	37	37 / 37	34	33

\* Удельный расход пневмоударника указан с учетом отбора сжатого воздуха на продувку скважины.

<sup>1</sup> Зиновьев А.А., Семенов Л.И. Бурильный молоток. Патент 112867 (А. с. СССР). 1958.

<sup>2</sup> Гаун В.А. Пневматический ударный механизм. Патент 998740 (А. с. СССР). Оpubл. в БИ. 1983. № 7.

Таблица 2

**Технические характеристики зарубежных пневмоударников**

Показатели	Модель					
	США		Швеция			
	(Rockmore International)		Sandvik		Atlas Copco (Secoroc)	
	ROK 2LT	ROK-3	RH560 3,5"	RH560 g4"	COP-34	COP-44
Тип воздухораспределения	–		–		Беззолотниковый	
Давление $p$ , МПа	0,6 / 1,04	0,6 / 2,4	1,0 / 1,8 / 2,4	1,0 / 1,8 / 2,4	1,05 / 2,5	1,05 / 2,5
Энергия удара $A$ , Дж	–	–	–	–	154 / 317	296 / 514
Частота ударов $f$ , Гц	–	–	–	–	26 / 41	23,7 / 35
Расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /мин	2,0 / 3,8	3,1 / 14,5	4,5 / 8,3 / 11,1	6,7 / 12,5 / 16,9	4,8 / 15,0	5,46 / 16,9
Мощность $N$ , кВт	–	–	–	–	4,0 / 13,0	7,0 / 18,0
Масса ударника $m$ , кг	–	–	5,3	8,5	4,8	7,1
Диаметр ударника $d$ , мм	–	–	–	–	–	78
Масса машины $M$ , кг (без долота)	(13)	(22)	(29)	(48)	27	38
Удельная мощность, Вт/кг	–	–	–	–	148 / 481	184 / 474
Габариты:						
длина, мм (без долота)	(840)	(750)	1004 (914)	1140 (1016)	1025	1034
диаметр, мм (без долота)	(62)	(82)	85	105	(83,5)	(98)
Диаметры долота, мм	70, 76	85, 105	85	105	105	110, 125
Удельный расход воздуха $q$ , м <sup>3</sup> /Дж ( $\times 10^{-6}$ )	–	–	–	–	20,0 / 19,2	13,0 / 15,6



Численное (имитационное) моделирование рабочего процесса пневмоударных систем ППУ проводилось с использованием компьютерной программы SimulationX<sup>10</sup>. В основу расчетного блока программы положена математическая модель [13, 14], описывающая динамику ударной системы и доказавшая свою адекватность и эффективность в исследованиях широкого ряда пневмоударных устройств [3]. Расчетная схема пневмоударной системы включает в себя: обобщенные схемы пневматических связей и механических связей. Схема пневматических связей отражает структуру пневматической части: число камер, каналы между ними, наличие подвижных элементов, взаимодействующих с камерами. Каналы между камерами характеризуются площадью проходного сечения. Управляемые каналы характеризуются графиком изменения проходной площади. Схема механических связей представляет характер силовых (упругая связь, трение и т.д.) и ударных взаимодействий между подвижными элементами. Ударные взаимодействия принимаются мгновенными и описываются на основе понятия о коэффициенте восстановления скорости. На основе заданных начальных условий программа вычисляет перемещения и скорости подвижных элементов, давление и температуру в камерах, мгновенный массовый расход сжатого воздуха. Результаты представляются в виде диаграмм рабочих циклов: давления в камерах, скорости и перемещения подвижных элементов, расхода сжатого воздуха в каналах. Особенности расчета описаны ниже.

Сравнительный анализ эффективности пневмоударных систем для ППУ легкого типа, имеющих одинаковые габариты и уровень ударной мощности, заключается в выявлении системы с наименьшим удельным расходом сжатого воздуха.

Физические эксперименты выполнены на лабораторном образце пневмоударника с привлечением измерительного оборудования, включающего лабораторный стенд и комплект регистрирующей аппаратуры, указанное оборудование и техника экспериментальных работ более подробно описаны в соответствующем разделе ниже.

### Численное исследование динамики рабочего процесса типовых пневмоударных систем для ППУ легкого типа

Цель исследования – оценка эффективности типовых пневмоударных систем по удельному расходу энергоносителя и ударной мощности для ППУ с диаметром корпуса 70 мм, то есть относящихся к категории легких.

Исследование проведено для трех основных типов систем воздухораспределения, используемых в конструкциях пневматических машин ударного действия [9, 10]: клапанной (М29Т), беззолотниковой (П125), золотниковой (ПН-1300). В качестве базы для сравнения взят серийный клапанный ППУ легкого типа М29Т. Две другие системы – беззолотниковая

и золотниковая – представлены в виде пневмоударников с геометрическими и массогабаритными параметрами, приведенными к параметрам базового. Таким образом, для трех выбранных пневмоударных механизмов были заданы одни и те же значения основных параметров:  $L$  – длина пневмоударника,  $D$  – наружный диаметр корпуса (цилиндра),  $m_1$  – масса ударника,  $S$  – эффективная площадь ударника,  $H_r$  – габаритный ход ударника,  $p_m$  – рабочее давление в магистрале. Значения остальных параметров – объемов рабочих камер, площадей воздухопроходных сечений, координат воздухораспределения – определялись путем варьирования с целью обеспечения подобия диаграмм рабочего цикла типовых пневмоударных механизмов ППУ диаграммам реальных машин. В дальнейшем изложении рабочие камеры именуются следующим образом: камера прямого хода – КПХ, камера обратного хода – КОХ.

Конструкции рассматриваемых моделей погружных пневмоударников с типовыми пневмоударными системами представлены на рис. 1, принцип действия и особенности их рабочих процессов изложены в работах [11, 13, 17]. Подвижные элементы систем изображены на конструктивных схемах (рис. 1, а, б, в) в положении начала отсчета координат (ударник в момент удара). Для этого положения определяются начальные объемы камер, координаты воздухораспределительных окон и ограничений перемещений подвижных элементов.

На рис. 2 представлены обобщенные расчетные схемы типовых систем. Каждой камере и подвижной массе присваивается порядковый номер (камера  $V_i$ , масса  $m_i$ ). Площадь проходного сечения из камеры 1 в камеру 2 условно обозначается  $J_{12}$ , эффективная площадь подвижного элемента, например, ударника  $m_1$  со стороны камеры  $V_2$ , обозначается  $S_{21}$ . Характер изменения проходных сечений в зависимости от положений ударника 1, распределительных элементов (клапана, золотника) описан аналогично [14]. Пневматические сопротивления каналов учитываются значениями коэффициентов расхода ( $k_p = 0,4...0,6$ ). В расчетную модель введены значения основных конструктивных параметров, начальных давлений в камерах, коэффициентов восстановления скорости. Рабочий процесс оценивался по виду диаграмм рабочего цикла и значениям выходных показателей – энергии и частоты ударов, расхода сжатого воздуха и их производных величин, рабочего хода ударника. Поиск рациональных настроек систем воздухораспределения осуществлялся по критерию удельного расхода сжатого воздуха путем варьирования рабочих объемов камер, площадей воздухопроходных сечений, координат взаимодействия подвижных элементов, масс клапанов.

Расчетные диаграммы типовых пневмоударных систем показаны на рис. 3 (давления, перемещения скорости подвижных элементов, мгновенный массовый расход). Диаграммы соответствуют представленным в табл. 3 значениям конструктивных параметров и начальным условиям расчета. Расчеты показывают, что ударнику сообщается скорость удара в допусти-

<sup>10</sup> ESI Group. System Simulation Software. SimulationX. URL: <https://www.esi-group.com/products/system-simulation>



управляемые каналы, открытие / закрытие каналов осуществляется ударником. Из диаграмм (см. рис. 3, б) следует, что ударная мощность устройства снижается, а потребление воздуха повышается вследствие: относительно высокого давления в КПХ в момент перед выхлопом (0,43 МПа); большого начального объема КОХ; значительного импульса давления в КОХ, снижающего кинетическую энергию ударника на прямом ходе. При этом ударная мощность пневмоударника составляет 0,96 / 1,19 кВт, энергия удара 36,4 / 42,8 Дж, удельный расход 32,0 / 31,1  $\times 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/Дж.

Золотниковый пневмоударник по принципиальной схеме пневмоударной машины ПН-1300 обеспечивает подачу сжатого воздуха в рабочие камеры через каналы в корпусе, их открытие и закрытие осуществляется золотником, перемещение золотника зависит от давлений в рабочих камерах и предзолотниковой камере. Объем КОХ (0,0134 дм<sup>3</sup>) устройства наименьший (в беззолотниковом 0,0950 дм<sup>3</sup>, в клапанном 0,0162 дм<sup>3</sup>). Также наименьшими являются и макси-

мальное давление (0,23 МПа) в КОХ (в беззолотниковом 0,5 МПа, в клапанном 0,31 МПа) и давление перед выхлопом 0,16 МПа (в беззолотниковом 0,43 МПа, в клапанном 0,24 МПа). Это способствует снижению потребления сжатого воздуха золотниковым пневмоударником.

При прямом ходе ударника действует высокое среднее давление (0,52–0,53 МПа) в период до начала выхлопа из КПХ, при этом в КОХ импульс давления понижен (давление в КОХ в момент удара не выше 1,4 МПа). Несмотря на меньшую эффективную площадь ударника это обеспечивает более высокую энергию удара, но при этом высокое давление в КПХ в момент перед выхлопом (0,43 МПа) и большой объем КПХ приводят к потерям внутренней энергии сжатого воздуха. Для данного пневмоударного механизма из трех рассмотренных удельный расход самый низкий ( $q = 31,7 / 29,3 \times 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/Дж), вместе с тем вышеизложенное указывает на существенный резерв для его снижения.

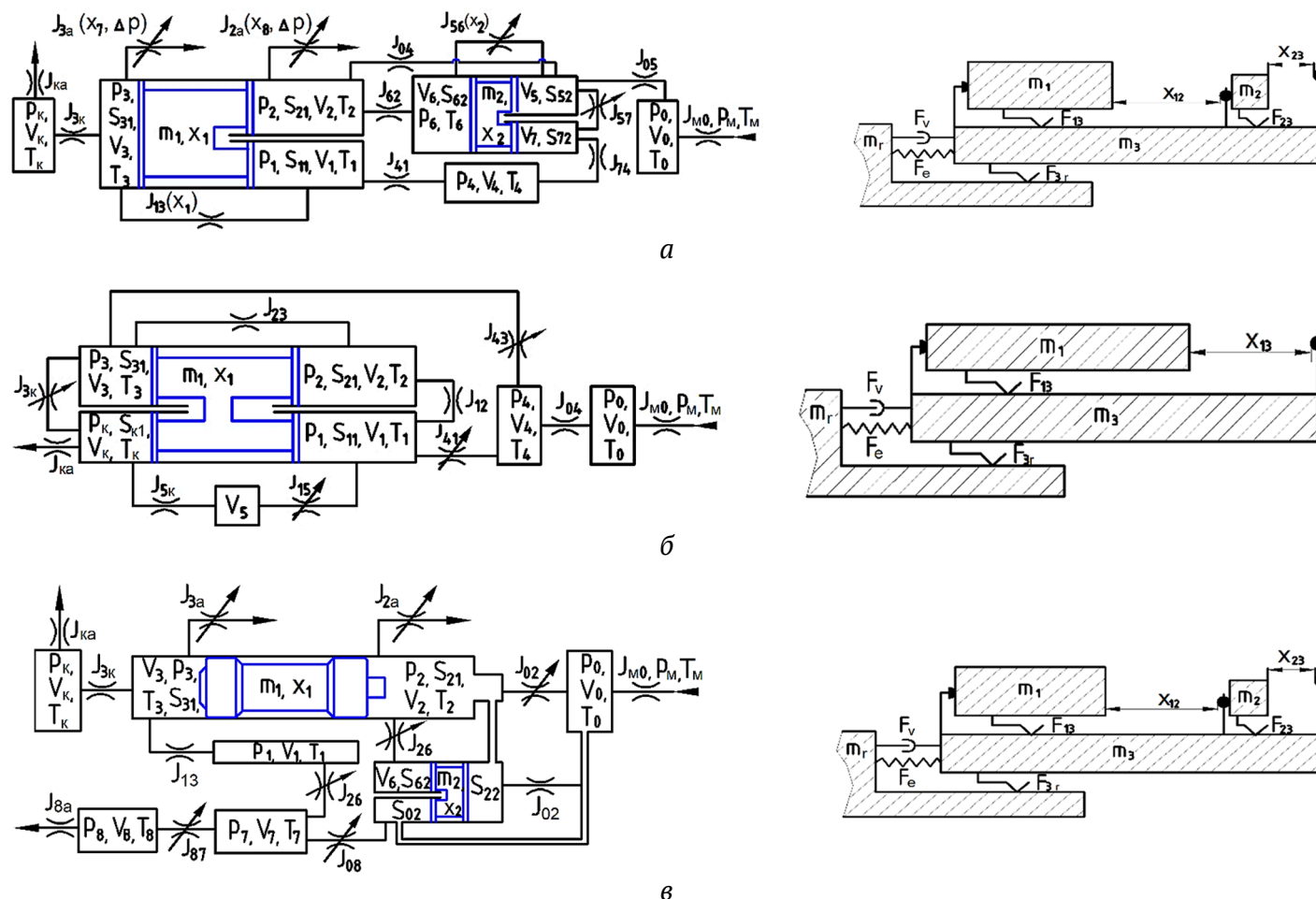


Рис. 2. Обобщенные расчетные схемы (пневматическая, механическая) типовых пневмоударных систем:

а – клапанная (прототип М29Т); б – беззолотниковая (П125); в – золотниковая (ПН-1300):

$V_i$  – объемы камер;  $J_{m0}$  – площадь воздухопроходного сечения магистрали;  $J_{ij}$ ,  $J_{ia}$  – площади воздухопроходных сечений между  $i$ -й и  $j$ -й камерами, между  $i$ -й камерой и атмосферой;  $m_i$ ,  $x_i$  – массы и координаты подвижных элементов (ударника, клапанов,  $m_r$  – породы);  $S_{ij}$  – эффективные площади элементов  $m_i$  со стороны  $j$ -й камеры;  $T_i$ ,  $T_m$  – абсолютная температура сжатого воздуха в  $i$ -й камере и в магистрали;  $p_m$ ,  $p_i$ ,  $p_a$  – абсолютное давление сжатого воздуха в магистрали,  $i$ -й камере и в атмосфере;  $F_e$ ,  $F_v$  – силы упруго-демпфирующей связи пневмоударника с горной породой;  $F_{13}$ ,  $F_{3r}$ ,  $F_{23}$  – силы трения: ударник – корпус, корпус – порода, клапан – корпус

## Выбор систем воздухораспределения и конструктивных схем ППУ

Выявленные при численном моделировании основные преимущества и недостатки типовых пневмоударных механизмов, факторы, увеличивающие удельный расход, и пути его снижения сведены в табл. 4.

Анализ рабочих циклов типовых пневмоударных систем позволил установить ряд условий, выполнение которых должна обеспечивать эффективная пневмоударная система:

1. Исключение постоянной подачи сжатого воздуха в рабочие камеры, управляемые впуск в них и выхлоп из них сжатого воздуха.

2. Значение соотношения эффективных площадей ударника со стороны КПХ относительно площади поперечного сечения пневмоударника не менее 0,6.

3. Исключение или сведение к минимуму сопротивления перемещению ударника от давления воздуха со стороны соответствующих рабочих камер.

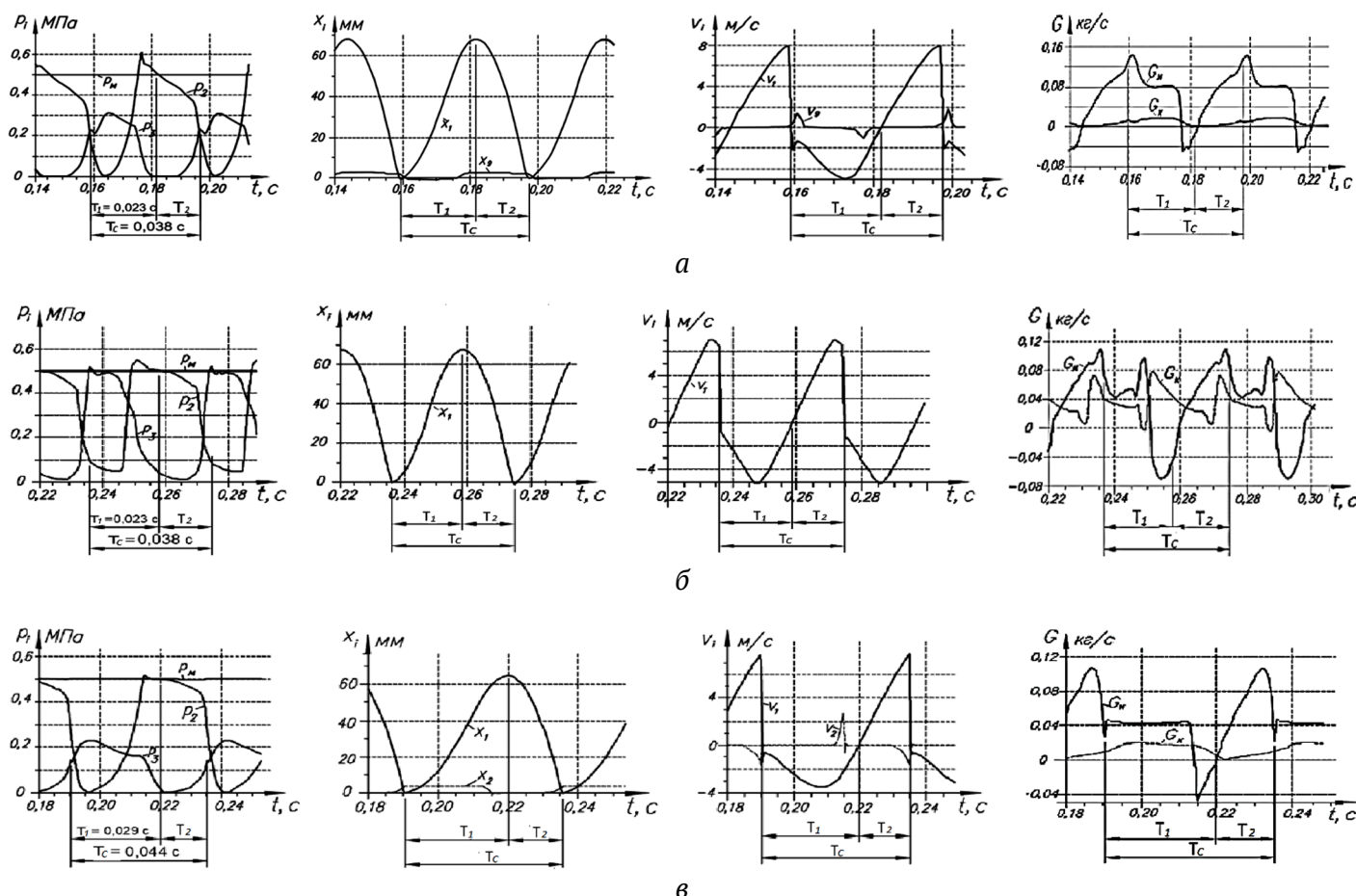
4. Отсечка подачи сжатого воздуха в рабочие камеры до выхлопа и обеспечение повышенной степени расширения сжатого воздуха.

5. Относительно небольшой начальный объем КОХ.

6. Конструктивная простота.

Из вышеизложенного следует, что снижение удельного расхода сжатого воздуха пневмоударником возможно за счет исключения сопротивлений прямому и обратному ходу ударника от сжатия воздуха в управляемых рабочих камерах, а также за счет более высокой степени его расширения. Одними из наиболее эффективных и конструктивно простых воздухораспределительных элементов, позволяющих реализовать эти требования, являются упругие клапаны<sup>11</sup> [7, 16], впервые предложенные в ИГД СО АН СССР В. А. Гауном. Применение упругих клапанов позволило при том же диаметре машины и расходе сжатого воздуха в 2 раза повысить энергию удара и на 30 % ударную мощность. Достоинства упругого клапана заключаются в простоте его встраивания в конструкцию машины и способности обеспечивать большое воздухопроходное сечение. Такой клапан

<sup>11</sup> Гаун В. А. Пневматический ударный механизм. Патент 998740 (А. с. СССР). Оpubл. в БИ. 1983. № 7.



**Рис. 3.** Расчетные диаграммы рабочих циклов (изменения давления  $p_i$  сжатого воздуха во времени  $t$  в  $i$ -х камерах; перемещения ударника  $x_1$ , клапана / золотника  $x_2$ ; скорости ударника  $v_1$ , клапана / золотника  $v_2$ ; массового расхода  $G$  сжатого воздуха) моделей пневмоударников с типовыми системами воздухораспределения, магистральное избыточное давление 0,5 МПа: а – клапанная (М29Т), б – беззолотниковая (П125), в – золотниковая (ПН-1300):  $v_1, v_2$  – скорость ударника, клапана / золотника соответственно, м/с;  $x_1, x_2$  – перемещение ударника, клапана / золотника соответственно, м;  $G_m$  – расход через магистральный канал  $j_{m0}$ ;  $G_k$  – расход через канал  $j_{ka}$  в коронке;  $t$  – время, с;  $T_c$  – период цикла;  $T_1, T_2$  – периоды обратного и прямого хода



Таблица 3

## Расчетные показатели типовых пневмоударных систем для ППУ легкого типа

Машина-прототип	M29T					
Схема пневмоударной системы	M29T		П125		ПН-1300	
Тип воздухораспределения	Клапанное		Беззолотниковое		Золотниковое	
Заданные параметры						
Давление избыточное $p$ , МПа	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6
Диаметр коронки, мм	85		85		85	
Наружный диаметр корпуса (цилиндра), мм	70		70		70	
Общая длина пневмоударника с коронкой $L$ , мм	534		534		534	
Внутренний диаметр цилиндра, мм	56		56		50	
Масса ударника $m$ , кг	1,75		1,75		1,75	
Масса клапана $m_2$ (золотника $m_2$ ), кг	0,035		–		(0,036)	
Эффективная площадь ударника (КОХ/КПХ) $S_{ij}$ , см <sup>2</sup>	22,3 / 22,3		17,5 / 22,8		19,6 / 19,6	
Отношение эффективной площади ударника к площади поперечного сечения корпуса диаметром 70 мм	0,58		0,59		0,51	
Габаритный ход $H_r$ , мм	77		77		77	
Коэффициент расхода $k_p$	0,5–0,6		0,5–0,6		0,5–0,6	
Коэффициент восстановления скорости $k_b$	0,10–0,15		0,10–0,15		0,10–0,15	
Ход до выхлопа из КОХ, мм	47		38		62	
Начальные объемы камер: $V_1$ , дм <sup>3</sup> ; $V_2$ , дм <sup>3</sup> ; $V_3$ , дм <sup>3</sup> ; $V_4$ , дм <sup>3</sup>	0,0204; 0,1810; 0,0162; 0,0196		0,0280; 0,1600; 0,0950; 0,0410		0,0270; 0,1570; 0,0134; 0,0267	
Площадь магистрального канала $J_{м0}$ , см <sup>2</sup>	8,04		8,04		8,04	
Площадь зазора ударник / цилиндр, см <sup>2</sup>	0,04		0,04		0,04	
Площадь канала в коронке $J_{ка}$ , см <sup>2</sup>	0,502		2,010		0,502	
Выходные показатели						
Скорость удара $v$ , м/с	7,86	8,28	6,45	7,00	7,65	8,43
Рабочий ход $H_p$ , мм	67	68	67	68	65	66
Энергия удара $A$ , Дж	54,0	60,0	36,4	42,8	51,2	62,2
Частота ударов $f$ , Гц	26,3	27,1	26,3	27,8	22,2	23,8
Период цикла $T_c$ , с	0,038	0,037	0,038	0,036	0,044	0,042
Ударная мощность $N$ , кВт	1,42	1,626	0,96	1,19	1,13	1,48
Общий расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /мин	3,81	4,94	1,84	2,22	2,16	2,60
Расход воздуха через канал коронки $Q_{кз}$ , м <sup>3</sup> /мин	0,69	0,78	1,84	2,22	0,62	0,69
Удельный расход воздуха $q$ , м <sup>3</sup> /Дж (x10 <sup>-6</sup> )	44,7	50,6	32,0	31,1	31,7	29,3

Таблица 4

## Сравнительный анализ типовых пневмоударных механизмов

Система воздухораспределения	Удельный расход ( $\times 10^{-6}$ ) м <sup>3</sup> /Дж	Преимущества	Недостатки	Основные факторы, повышающие удельный расход	Пути снижения удельного расхода и совершенствования конструкции
Клапанная (M29T)	44,7	Высокая удельная ударная мощность (Вт/кг), высокая частота ударов; простота конструкции	Высокий удельный расход	Неизбежные прямые перетечки сжатого воздуха из магистрали в атмосферу для срабатывания перекидного клапана	Отсечка подачи сжатого воздуха в рабочие камеры до начала выхлопа; повышение степени расширения сжатого воздуха в камерах
Беззолотниковая (П125)	32,0	Высокая частота ударов, простота конструкции	Высокий удельный расход, низкая энергия удара; конструктивная сложность, низкие долговечность и прочность ударника	Большой начальный объем КОХ, потери внутренней энергии при выхлопе, наличие сопротивлений движению ударника от сжатия воздуха в КОХ, сопротивление в КПХ	Исключение постоянной подачи сжатого воздуха в КПХ; повышение степени расширения сжатого воздуха в КОХ; исключение концентраторов напряжений в ударнике
Золотниковая (ПН-1300)	31,7	Высокая энергия удара, цельный ударник, надежность работы; отсутствие неуправляемых рабочих камер, снижение сопротивления ходу ударника	Высокий удельный расход; сложность изготовления корпуса (цилиндра с каналами)	Наличие сопротивлений движению ударника от сжатия воздуха в КПХ и КОХ, низкая степень расширения сжатого воздуха в рабочих камерах и потери внутренней энергии при выхлопе; малая рабочая площадь ударника	Исключение потерь внутренней энергии сжатого воздуха при выхлопе; упрощение конструкции корпуса, исключение сопротивления ходу ударника от сжатия воздуха в КОХ в конце прямого хода ударника

представляет собой кольцо из упругого материала – резины или пластика. Будучи размещенным в проточке ударника или корпуса пневмоударного механизма, кольцо перекрывает или открывает зазор, расположенный соответственно по внешнему или внутреннему диаметру кольца, в зависимости от давления в камерах, сообщающихся через этот зазор. Тем самым обеспечивается герметизация рабочей камеры или ее связь с атмосферой.

Для своевременного впуска и отсечки подачи сжатого воздуха в КПХ может быть использован кольцевой ступенчатый неупругий клапан, смещаемый ударником. Такой клапан обеспечивает практически мгновенное полное открытие сечения впуска в камеру непосредственно перед сменой направления движения ударника. Работоспособность и эффективность этого решения проверены и доказаны экспериментальными исследованиями [17].

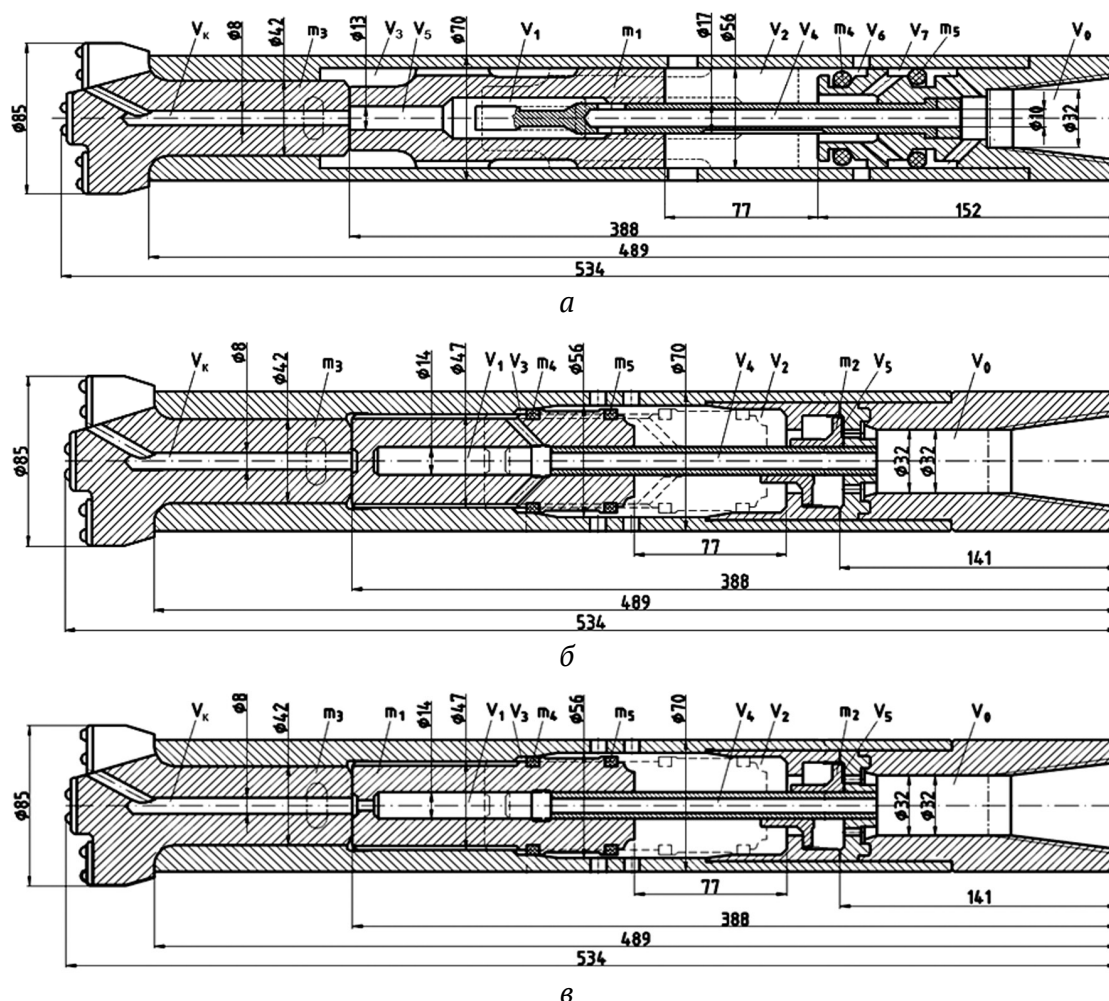
Управление подачей сжатого воздуха в КОХ проще реализовать с использованием канала в ударнике, управляемого от его положения. Альтернативным и более простым вариантом является постоянный выпуск воздуха в КОХ через дроссельное отверстие в ударнике.

Типовые пневмоударные системы не обеспечивают реализацию предлагаемых путей снижения удельного расхода (см. табл. 4) в полном объеме, поэтому используем комбинированные схемы пневмоударников с применением упругих кольцевых клапанов (рис. 4). Из известных схем за основу взята схема двухклапанного пневмоударника П105-2К<sup>12</sup> [7] (рис. 4, а), который по сравнению с аналогами при том же расходе сжатого воздуха имеет увеличенную в два раза энергию удара. Особенность данной схемы состоит в том, что в период обратного хода упругие клапаны  $m_4$  и  $m_5$  обеспечивают связь КОХ с атмосферой, чем исключается сопротивление ходу ударника<sup>13</sup>.

На рис. 4, б, в представлены новые схемы, позволяющие реализовать предложенные пути снижения удельного расхода (см. табл. 4). В них, в отличие от схемы П105-2К (см. рис. 4, а), посредством использования двух упругих клапанов ( $m_4, m_5$ ) на ударнике ( $m_1$ ) обеспечивается исключение пневматического сопротивления движению ударника в периоды не только обратного, но и прямого хода.

<sup>12</sup> Гаун В. А. Пневматический ударный механизм. Патент 998740 (А. с. СССР). Опул. в БИ. 1983. № 7.

<sup>13</sup> Там же.



**Рис. 4.** Схемы и основные конструктивные размеры пневмоударников, обозначения элементов: а – пневмоударник по схеме П105-2К; б – пневмоударник К1 с управляемым впуском в КОХ ( $V_3$ ); в – пневмоударник К2 с постоянным дросселируемым впуском в КОХ:  $V_i$  – объемы камер;  $m_i$  – массы подвижных элементов (ударника, клапанов)



Пневмоударник на рис. 4, б имеет воздухораспределительную систему К1 (клапанно-беззолотниковая) с управляемым каналом в ударнике, на рис. 4, в – систему К2 (клапанно-дроссельная) с дрессельным каналом в ударнике. Впуск воздуха в камеру  $V_2$  из магистрали  $V_0$  осуществляется в конце обратного хода ударника  $m_1$  при срабатывании клапана  $m_2$  от его смещения ударником. Выхлоп из камеры  $V_2$  происходит в конце прямого хода через выхлопные окна в цилиндре. Впуск сжатого воздуха в камеру  $V_3$  осуществляется через канал  $V_4$  в патрубке, камеру  $V_1$ , канал в ударнике, выхлоп происходит через боковые окна в цилиндре и канал  $V_k$  в коронке. Клапан  $m_4$  герметизирует рабочую камеру  $V_3$  при обратном ходе ударника, клапан  $m_5$  – камеру  $V_2$  при прямом ходе ударника. Клапан  $m_2$  повышает надежность работы пневмоударного механизма, обеспечивая стабильный впуск воздуха в управляемую камеру  $V_2$  прямого хода в конце обратного хода ударника и тем самым стабильную смену обратного хода на прямой.

Чтобы количественно оценить возможности пневмоударников с комбинированными системами воздухораспределения (см. рис. 4), было выполнено численное исследование их рабочих циклов. По аналогии с представленным выше исследованием типовых схем воздухораспределения конструктивные размеры всех трех пневмоударников были приведены к одному типоразмеру ППУ с наружным диаметром корпуса 70 мм.

### Результаты имитационного моделирования рабочего цикла конструкций ППУ с комбинированными системами воздухораспределения

Численное исследование и поиск рациональных настроек параметров ППУ проводились по методике, описанной выше. Механическая схема кольцевого упругого клапана, встроенная в общую расчетную модель пневмоударной машины, подробно рассмотрена в работе [18]. В табл. 5 представлены начальные

Таблица 5

Расчетные показатели комбинированных пневмоударных систем для ППУ легкого типа

Машина-прототип	M29T					
	П105-2К		K1		K2	
Схема пневмоударной системы	Клапанно-беззолотниковый		Клапанно-беззолотниковый		Клапанно-дроссельный	
Тип воздухораспределения	Клапанно-беззолотниковый		Клапанно-беззолотниковый		Клапанно-дроссельный	
Заданные параметры						
Давление избыточное в магистрали $p_m$ , МПа	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6
Диаметр коронки, мм	85		85		85	
Наружный диаметр корпуса (цилиндра), мм	70		70		70	
Внутренний диаметр корпуса (max / min), мм	56 / 56		56 / 47		56 / 47	
Общая длина пневмоударника с коронкой $L$ , мм	534		534		534	
Масса ударника $m_1$ , кг	1,75		1,75		1,75	
Эффективная площадь ударника (КОХ/КПХ) $S_{ij}$ , см <sup>2</sup>	23,3 / 23,3		24,1 / 23,3		24,1 / 23,3	
Отношение эффективной площади (КПХ) ударника к площади поперечного сечения корпуса диаметром 70 мм	0,61		0,61		0,61	
Габаритный ход $H_r$ , мм	77		77		77	
Коэффициент расхода $k_p$	0,5–0,6		0,5–0,6		0,5–0,6	
Коэффициент восстановления скорости $k_v$	0,10–0,15		0,10–0,15		0,10–0,15	
Ход до выхлопа из КОХ, мм	46		32		32	
Начальные объемы камер: $V_1$ , дм <sup>3</sup> ; $V_2$ , дм <sup>3</sup> ; $V_3$ , дм <sup>3</sup> ; $V_4$ , дм <sup>3</sup>	0,0380; 0,1750; 0,1100; 0,0220		0,0146; 0,1620; 0,0230; 0,0080		0,0146; 0,1620; 0,0230; 0,0080	
Площадь магистрального канала $J_{mo}$ , см <sup>2</sup>	8,04		8,04		8,04	
Площадь дроссельного канала в ударнике $J_{13}$ , см <sup>2</sup>	–		–		0,25	
Площадь зазора ударник/цилиндр, см <sup>2</sup>	0,04		0,04		0,04	
Площадь канала в коронке $J_{ka}$ , см <sup>2</sup>	0,502		0,502		0,502	
Выходные показатели						
Скорость удара $v$ , м/с	8,26	9,03	7,58	8,16	7,40	8,06
Рабочий ход $H_p$ , мм	67	66	69	69	69	69
Энергия удара $A$ , Дж	59,7	70,9	50,3	58,3	47,9	56,8
Частота ударов $f$ , Гц	25,64	27,77	23,8	25,6	22,7	24,4
Период цикла $T_c$ , с	0,039	0,036	0,042	0,039	0,044	0,041
Ударная мощность $N$ , кВт	1,530	1,968	1,196	1,494	1,087	1,386
Общий расход воздуха $Q$ , м <sup>3</sup> /мин	3,14	3,72	1,35	1,47	2,51	3,08
Расход воздуха через канал коронки $Q_k$ , м <sup>3</sup> /мин	0,52	0,53	0,24	0,28	0,37	0,42
Удельный расход воздуха $q$ , м <sup>3</sup> /Дж, (×10 <sup>-6</sup> )	34,2	31,5	18,8	16,4	38,5	37,0

условия расчета, значения конструктивных параметров и выходные расчетные показатели пневмоударников. Диаграммы рабочего цикла показаны на рис. 5.

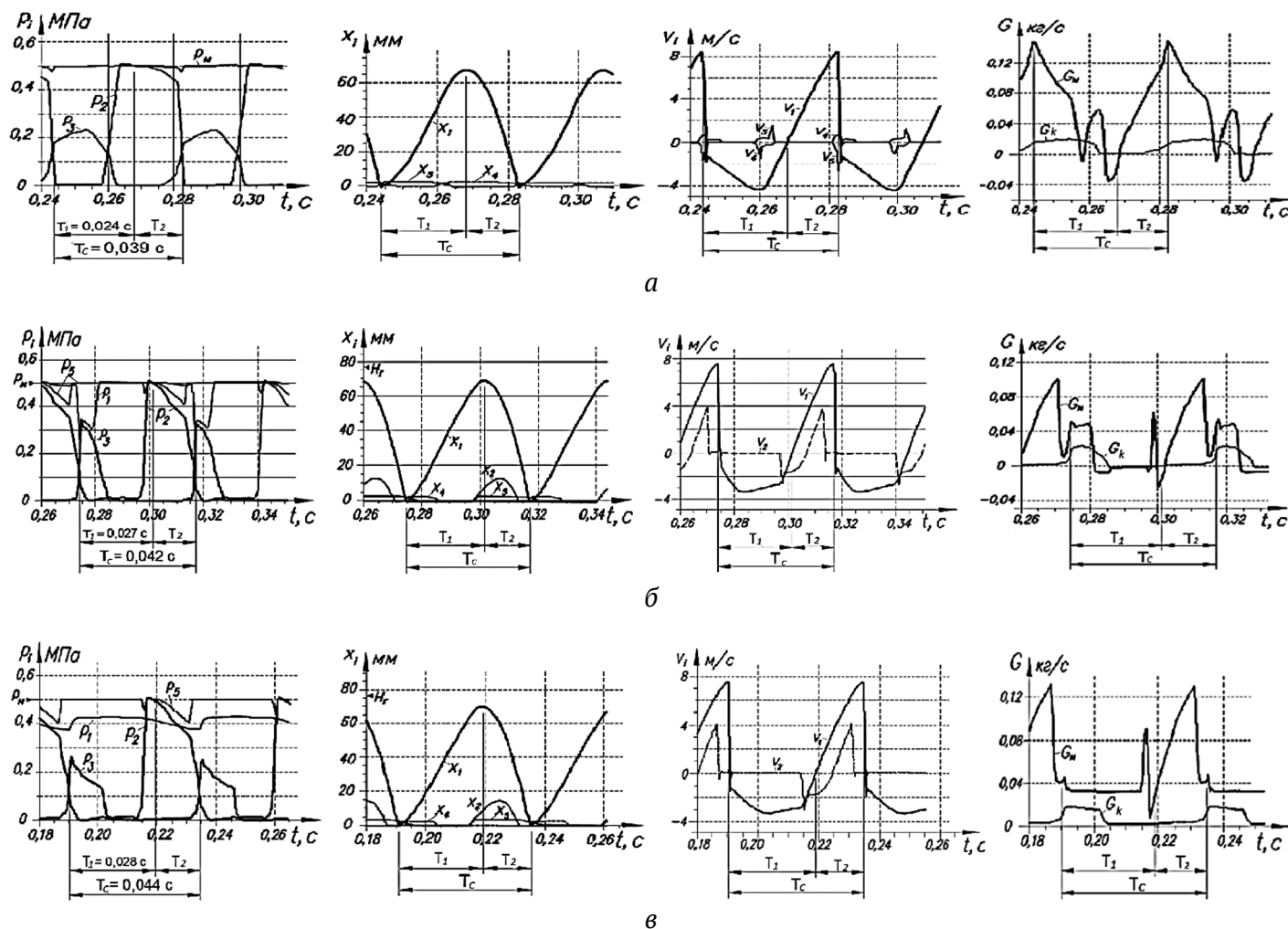
Результаты моделирования пневмоударников с упругими клапанами (схемы П105-2К, К1, К2) показали устойчивую работу устройств; используемые в системе клапаны выполняют свои функции. Предударный импульс давления, оказывающий сопротивление движению ударника, для всех систем воздухораспределения с упругими клапанами заметно меньше (рис. 5), чем для системы М29Т (см. рис. 3, а) с перекидным клапаном. Это снижает потери кинетической энергии ударника перед ударом и, соответственно, повышает КПД машин.

Преимуществом пневмоударника по схеме П105-2К являются повышенные энергия (59,7 Дж при  $p_m = 0,5$  МПа) и частота (25,64 Гц) ударов. Пневмоударник имеет повышенное среднее давление в КПХ (0,46 МПа, рис. 5, а), давление перед выхлопом составляет 0,43 МПа, т.е. в КПХ наблюдается низкая степень расширения сжатого воздуха и существен-

ные потери его энергии при выхлопе. В связи с этим пневмоударник имеет повышенный расход (удельный расход  $34,2 \times 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/Дж, абсолютный расход 3,14 м<sup>3</sup>/мин, табл. 3).

Из диаграмм для схемы К1 (рис. 5, б) следует, что рабочий процесс протекает в режиме, близком к оптимальному, т.е. ударнику сообщается заданная кинетическая энергия (энергия удара 50,3 Дж, скорость удара 7,58 м/с), частота ударов составляет 23,8 Гц, обеспечиваются необходимый рабочий ход ударника (69 мм), снижение сопротивления движению ударника от сжатия воздуха и более высокая степень его расширения.

Снижение ударной мощности на 21,8 % в сравнении со схемой П105-2К обусловлено уменьшением среднего давления в КПХ в период рабочего хода, при этом пневмоударник схемы К1 имеет удельный расход ( $18,8 \times 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/Дж) на 45 % ниже. При сравнении с выходными показателями пневмоударника М29Т модель пневмоударника схемы К1 имеет ударную мощность меньше на 8 % за счет снижения частоты ударов (23,8 Гц), при этом удельный расход К1 на 65 % ниже.



**Рис. 5.** Расчетные диаграммы рабочих циклов моделей пневмоударников с комбинированными системами воздухораспределения (изменения давления  $p_i$  сжатого воздуха во времени  $t$  в  $i$ -х камерах; перемещения ударника  $x_i$  и упругих клапанов  $x_4, x_5$ ; скорости ударника  $v_1$  и клапанов  $v_4, v_5$ ; мгновенного массового расхода  $G$ :  $G_m$  – расход через магистральный канал  $j_{m0}$ ,  $G_k$  – расход через канал  $j_{ka}$  в коронке), магистральное избыточное давление 0,5 МПа:

а – пневмоударник по схеме П105-2К; б – по схеме К1; в – по схеме К2:  $t$  – время, с;  $T_c$  – период цикла;  $T_1, T_2$  – периоды обратного и прямого хода

Таким образом, моделированием установлена работоспособность и наименьший среди рассмотренных устройств удельный расход воздуха ППУ по схеме К1 (см. табл. 5).

Результаты моделирования пневмоударника по схеме К2 (рис. 5, в) показали, что модель пневмоударника работоспособна при площади поперечного сечения дроссельного канала  $J_{13} \approx 0,25 \text{ см}^2$ , при меньшей площади ( $J_{13} \leq 0,15 \text{ см}^2$ ) необходимая величина обратного хода ударника не обеспечивается. Значения характеристик рабочего цикла приведены в табл. 5. В сравнении со схемой К1 заметно отличаются только диаграммы мгновенного расхода (см. рис. 5, б, в). Общий абсолютный и удельный расход у пневмоударника по схеме К2 выше, чем у устройства по схеме К1 (см. табл. 5). Таким образом, при одинаковой ударной мощности управляемость канала  $J_{13}$  в ударнике по схеме К1 обеспечивает снижение расхода воздуха в 2,04 раза по сравнению с пневмоударником схемы К2. Поэтому более целесообразна разработка пневмоударников по схеме К1.

На практике ударную систему К1 лучше использовать при магистральном давлении  $p_m = 0,6 \text{ МПа}$ , т.к. в этом случае ее ударная мощность превышает на 14,9 % расчетную ударную мощность пневмоударника М29Т, а при  $p_m = 0,5 \text{ МПа}$  ударная мощность К1 ниже на 8 %.

Диаграммы рабочего цикла модели К1 при  $p_m = 0,6 \text{ МПа}$  представлены на рис. 6. На рис. 6, а показаны характерные участки диаграмм давления  $p_i(t)$  в камерах прямого и обратного хода: 1–2 – участок

вытеснения воздуха из КПХ ударником при его обратном ходе, 2–3 – период впуска сжатого воздуха в КПХ, 3–4 – работа воздуха в КПХ на расширение до начала выхлопа (т. 4), 5–6 – период впуска сжатого воздуха в КОХ, 6–7 – работа воздуха в КОХ на расширение до начала выхлопа (т. 7).

### Оценка минимального расхода сжатого воздуха, необходимого для очистки забоя скважины

Определим необходимый для выноса шлама расход сжатого воздуха,  $\text{м}^3/\text{мин}$ , подаваемый на забой скважины через канал коронки [21]:

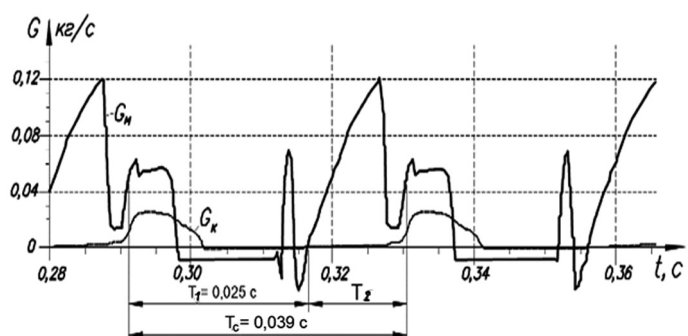
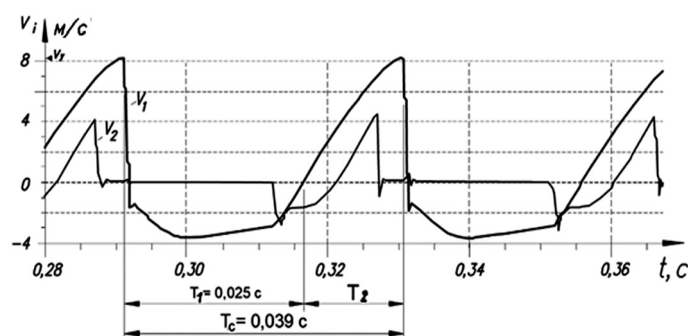
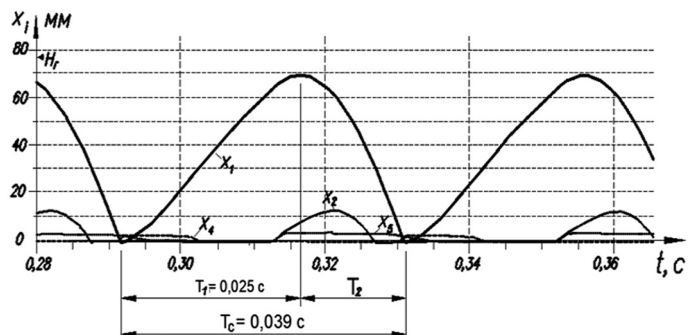
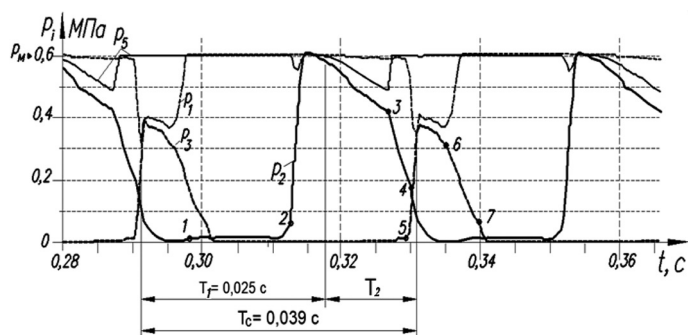
$$Q_k = \frac{0,785 \gamma_{\text{п}} d^2 v_6}{\gamma_{\text{в}} \mu}, \quad (1)$$

где  $\gamma_{\text{п}}$  – плотность буримой породы,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $d$  – диаметр скважины (коронки), м;  $v_6$  – механическая скорость бурения,  $\text{м}/\text{мин}$ ;  $\gamma_{\text{в}}$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$  ( $1,2041 \text{ кг}/\text{м}^3$  при  $20^\circ \text{C}$ );  $\mu$  – весовая концентрация смеси продуктов разрушения и воздуха ( $\mu = 6$  [19]).

Механическую скорость бурения,  $\text{м}/\text{мин}$ , можно определить по формуле [10]:

$$v_6 = \frac{80 A n}{d^2 f} \cdot \frac{60}{10^6 \cdot 10^3} = 4,8 \cdot 10^{-6} \frac{A n}{d^2 f}, \quad (2)$$

где  $A$  – энергия удара, Дж;  $n$  – частота ударов, Гц;  $f$  – коэффициент крепости породы;  $d$  – диаметр скважины (коронки), м;  $4,8 \cdot 10^{-6}$  – размерный коэффициент.



**Рис. 6.** Расчетные диаграммы рабочих циклов модели пневмоударника К1 при магистральном давлении 0,6 МПа: а – изменения давления сжатого воздуха во времени  $p_i(t)$  в  $i$ -х камерах (т. 1–7 характерные участки диаграммы); б – перемещения ударника  $x_1(t)$  и клапанов  $x_2(t)$ ,  $x_4(t)$ ,  $x_5(t)$ ; в – изменения скорости ударника  $v_1(t)$  и клапана  $v_2(t)$ ; з – мгновенный массовый расход сжатого воздуха  $G(t)$ :  $t$  – время, с;  $T_c$  – период цикла;  $T_1$ ,  $T_2$  – периоды обратного и прямого хода;  $G_m$  – расход через магистральный канал  $j_{m0}$ ;  $G_k$  – расход через канал  $j_{ka}$  в коронке



При подстановке (2) в (1) получим, м<sup>3</sup>/мин:

$$Q_k = 3,768 \cdot 10^{-6} \frac{\gamma_n A n}{\gamma_b \mu f}. \quad (3)$$

Из (3) получим коэффициент расхода сжатого воздуха, м<sup>3</sup>/мин/Вт, необходимого для продувки забоя:

$$\psi_k = \frac{Q_k}{A n} = 3,768 \cdot 10^{-6} \frac{\gamma_n}{\gamma_b \mu f}. \quad (4)$$

Значения коэффициента  $\psi_k$ , рассчитанные по формуле (4), составляют: для базальта ( $f = 20$ ,  $\gamma_n = 2600$  кг/м<sup>3</sup>)  $\psi_k = 63 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/мин/Вт; для гранита, мрамора ( $f = 10$ ,  $\gamma_n = 2600$  кг/м<sup>3</sup>)  $\psi_k = 125 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/мин/Вт; железной руды ( $f = 6$ ,  $\gamma_n = 3440$  кг/м<sup>3</sup>)  $\psi_k = 276 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/мин/Вт.

Пневмоударник (К1) с ударной мощностью 1,494 кВт при бурении породы средней крепости ( $f = 6$ ,  $\gamma_n = 3440$  кг/м<sup>3</sup>) должен обеспечить минимальный расход через канал в коронке  $Q_k = 0,41$  м<sup>3</sup>/мин, в более крепких породах ( $f = 10$ ,  $\gamma_n = 2600$  кг/м<sup>3</sup>) минимальный расход  $Q_k = 0,19$  м<sup>3</sup>/мин и при  $f = 20$ ,  $\gamma_n = 2600$  кг/м<sup>3</sup> минимальный расход через канал коронки составляет  $Q_k = 0,09$  м<sup>3</sup>/мин.

Результаты расчета показывают, что пневмоударник К1 при  $p_m = 0,6$  МПа и коэффициенте крепости пород  $f = 10-20$  обеспечивает расход сжатого воздуха через канал коронки  $Q_k = 0,28$  м<sup>3</sup>/мин, достаточный для очистки забоя скважины. Для пород с  $f = 6$  отбор сжатого воздуха на продувку скважины через канал коронки должен быть увеличен на 0,13 м<sup>3</sup>/мин. Для надежной продувки забоя целесообразно в пневмоударнике К1 предусмотреть расход через коронку  $Q_k = 0,69$  м<sup>3</sup>/мин по аналогии с серийной машиной М29Т. В этом случае общий расход  $Q$  для К1 составит 1,88 м<sup>3</sup>/мин, а общий удельный расход  $q = 21,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/Дж, что на 51 и 57 % соответственно ниже, чем у воздухораспределительной системы М29Т.

### Оценка энергоэффективности применения нового пневмоударника

Для сравнительной оценки энергоэффективности применения серийного М29Т и нового К1 пневмоударников определим необходимую электрическую мощность, потребляемую компрессором при их использовании:

$$N_c = nQ, \quad (5)$$

где  $n$  – удельная мощность компрессора, кВт/(м<sup>3</sup>/мин);  $Q$  – расход сжатого воздуха пневмоударника, м<sup>3</sup>/мин.

Учитывая, что среднее значение  $n \approx 5,48$  кВт/(м<sup>3</sup>/мин)<sup>14</sup>, из (5) получим следующие значения необходимой электрической мощности:

- для пневмоударника М29Т:  $N_c = 20,9$  кВт;
- для пневмоударника К1:  $N_c = 10,3$  кВт.

Таким образом, при работе нового пневмоударника К1 расходуется электроэнергия в 2,03 раза меньше, чем при работе серийного М29Т.

### Экспериментальные исследования пневмоударного механизма. Оценка адекватности расчетных моделей

Цель экспериментов – получение опытных данных для оценки адекватности расчетных моделей путем сравнения показателей рабочего цикла пневмоударного механизма, полученных физическим и численным моделированием. Задачи экспериментов – запись диаграмм давлений в камерах устройства и измерение расхода сжатого воздуха. Экспериментальные исследования проведены на лабораторном стенде, схема и внешний вид которого показаны на рис. 7, а, б. В качестве объекта исследований был взят имеющийся в наличии экспериментальный образец пневмоударного механизма модели ПМ-К2, выполненный по схеме К2 (см. рис. 4, в).

Ударное устройство устанавливалось между работопоглотителем и силовым подающим механизмом, уравнивающим отдачу корпуса пневмоударного механизма при его работе. Для регистрации давления в камерах и в магистрали применяли пьезодатчики, перед каждой серией опытов выполняли их тарировку. Давление контролировали манометром, мгновенный расход  $G$  сжатого воздуха в течение циклов регистрировался датчиком расхода, по его показаниям установлено среднее значение расхода устройства.

При обработке результатов эксперимента энергия удара  $A$ , Дж, определялась по методике [20]. Удельный расход сжатого воздуха  $q$ , м<sup>3</sup>/Дж, рассчитывался по формуле

$$q = \frac{Q}{60fA}, \quad (6)$$

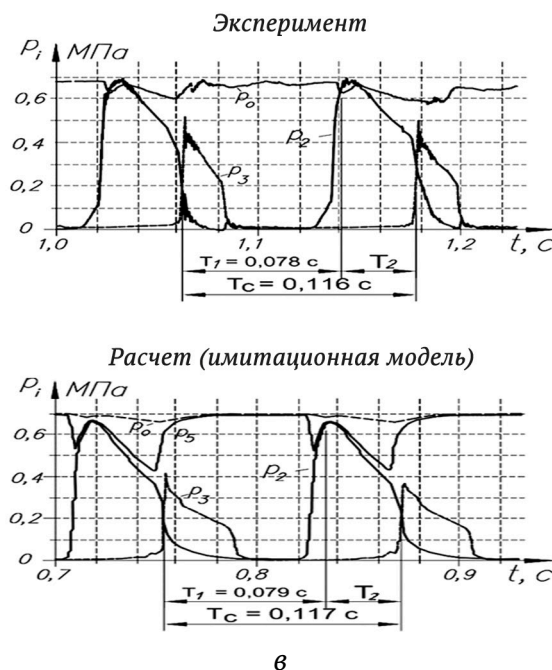
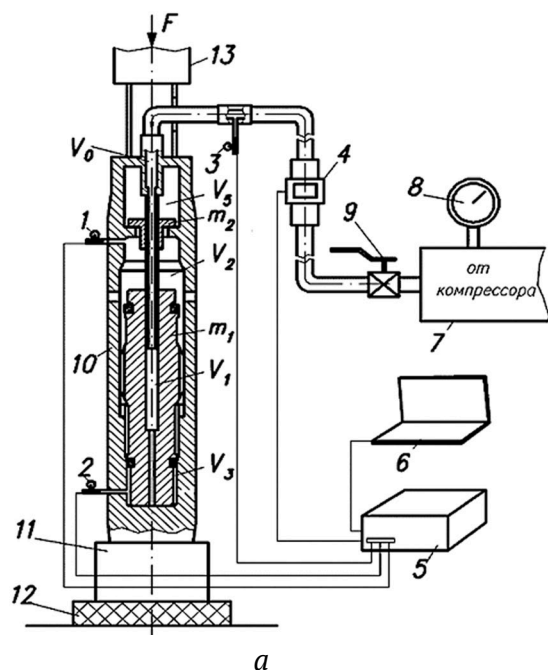
где  $Q$  – расход сжатого воздуха, м<sup>3</sup>/мин;  $f$  – частота ударов, Гц;  $A$  – энергия удара, Дж.

Эксперименты показали стабильную работу лабораторного образца ПМ-К2, экспериментальные диаграммы давлений представлены на рис. 7, в, Эксперимент. Установлены следующие параметры рабочего цикла: энергия удара – 630 Дж, частота ударов – 8,6 Гц, расход воздуха – 7,57 м<sup>3</sup>/мин, ударная мощность  $N = 5418$  Вт, удельный расход  $23,3 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/Дж.

При одинаковых условиях с экспериментом рабочий цикл ПМ-К2 исследовался и на имитационной модели. Сравнение экспериментальных (см. рис. 7, в, Эксперимент) и компьютерных (рис. 7, в, Расчет) диаграмм показывает, что они идентичны, имеют общий характер, одинаково качественно и количественно описывают рабочий процесс устройства. Диаграммы давлений  $p_2$ ,  $p_3$  (см. рис. 7, в) показывают достаточную степень расширения воздуха в рабочих камерах: давления перед выхлопом в эксперименте  $p_2 = 0,35-0,41$  МПа,  $p_3 = 0,2$  МПа, в расчете  $p_2 = 0,25-0,30$  МПа,  $p_3 = 0,15$  МПа. Характер кривых давления  $p_0$ ,  $p_5$  указывает на то, что клапан отсечки срабатывает до выхлопа, исключая перетечку воздуха из магистрали в атмосферу.

Для подтверждения адекватности расчетных моделей также использовались взятые из публикаций [10, 11] опытные данные пневмоударника М29Т. Технические параметры пневмоударных механизмов М29Т и ПМ-К2 сведены в табл. 6.

<sup>14</sup> Винтовые компрессоры Atlas Copco серии GA/GA+ (160–315 кВт). URL: [https://aerocompressors.ru/katalog\\_produkcii/kompressori/vintovye\\_elektricheskie\\_kompressory/kompressory\\_atlas\\_copco/kompressor\\_atlas\\_copco\\_ga\\_160-315\\_kvт/](https://aerocompressors.ru/katalog_produkcii/kompressori/vintovye_elektricheskie_kompressory/kompressory_atlas_copco/kompressor_atlas_copco_ga_160-315_kvт/)



**Рис. 7.** Измерение давления в рабочих камерах пневмоударного механизма ПМ-К2 с двумя упругими клапанами на ударнике и клапаном отсечки подачи сжатого воздуха в управляемую КПХ: а – схема установки датчиков давления, расхода и измерительной аппаратуры; б – внешний вид лабораторного образца с установкой датчиков давления, в – диаграммы давления (Эксперимент, Расчет) в камерах лабораторного образца при давлении в магистрали 0,7 МПа: 1, 2 – датчики давления (пьезодатчик фирмы Kistler instrumente AG типа 701A) в камере рабочего и обратного хода; 3 – датчик давления в магистрали; 4 – расходомер (Digital flow switch PF2A706H); 5 – АЦП (аналого-цифровой преобразователь); 6 – ПК (персональный компьютер); 7 – ресивер; 8 – манометр; 9 – магистральный кран; 10 – ударный узел; 11 – адаптер; 12 – работопоглотитель; 13 – подающий силовой механизм;  $F$  – усилие подачи;  $V_i$  – рабочие камеры;  $m_i$  – подвижные элементы (ударник, клапан отсечки);  $p_2$  – давление в управляемой КПХ;  $p_3$  – давление в КОХ;  $p_0$  – давление в магистральной КПХ;  $p_5$  – давление в камере  $V_5$

Таблица 6

Сравнение экспериментальных и расчетных технических показателей пневмоударных машин

Показатель	М29Т				ПМ-К2		
	Расч.	Эксп.		Откл. (от данных [11]) %	Расч.	Эксп.	Откл. %
		[11]	[10]				
Магистральное давление (изб) $p_m$ , МПа	0,5	0,5	0,5	–	0,7	0,7	–
Масса ударника $m_1$ , кг	1,75	1,75	1,60	–	34,5	34,5	–
Канал коронки $J_{ка}$ , см <sup>2</sup>		0,502		–	0	–	–
Площадь канала $J_{13}$ , см <sup>2</sup>	–	–	–	–	–	0,453	–
Период цикла $T_c$ , с	0,038	0,040	0,035	–5,0	0,117	0,116	+0,9
Период обратного хода $T_1$ , с	0,023	–	–	–	0,079	–	–
Период прямого хода $T_2$ , с	0,015	–	–	–	0,039	–	–
Рабочий ход ударника $H_p$ , мм	67	–	–	–	134	–	–
Скорость удара $v$ , м/с	7,86	7,86	7,83	0,0	6,02	6,05	–0,5
Энергия удара $A$ , Дж	54,0	54,0	49,0	0,0	625	630	–0,8
Частота ударов $n$ , Гц	26,3	25,0	28,3	+5,2	8,55	8,6	–0,6
Ударная мощность $N$ , кВт	1,42	1,35	1,39	+5,2	5,34	5,42	–1,4
Расход через коронку $Q_k$ , м <sup>3</sup> /мин	0,69	–	–	–	0	0	–
Общий расход $Q$ , м <sup>3</sup> /мин	3,81	4,00	4,50	–4,8	7,85	7,57	+3,7
Удельный расход $q$ , м <sup>3</sup> /Дж ( $\times 10^{-6}$ )	44,7	44,4	53,9	+0,7	24,5	23,3	–7,5



Из представленных в табл. 6 данных видно, что отклонения величин расчетных показателей от опытных не превышают 6 % по частоте ударов и 1 % по энергии удара, 5 % по общему и 8 % по удельному расходу сжатого воздуха. Результаты сравнения подтверждают соответствие расчетных и экспериментальных рабочих циклов рассмотренных пневмоударных устройств. Таким образом, установлена адекватность расчетных моделей, использованных в настоящей работе.

### Выводы

1. Одним из способов экономии энергии в горной промышленности и обеспечения необходимой величины давления сжатого воздуха в воздухопроводных сетях подземных добычных предприятий является уменьшение удельного расхода воздуха погружными пневмоударниками.

2. Анализ рабочих циклов типовых систем воздухораспределения пневмоударников – клапанной, беззолотниковой, золотниковой – позволил установить ряд условий, выполнение которых должно обеспечивать экономичность пневмоударной системы. В частности, следует исключить пневматические сопротивления ходу ударника, а также повысить степень расширения воздуха в рабочих камерах.

3. Предложена система воздухораспределения, обеспечивающая выполнение указанных выше тре-

бований. Система включает два упругих клапана на ударнике, клапан отсечки подачи сжатого воздуха в управляемую камеру прямого хода, а также реализует управляемый выпуск в камеру обратного хода.

4. На основе предложенной системы воздухораспределения в типоразмере серийной машины M29T разработан пневмоударник. Численным моделированием определены его рациональные по критерию удельного расхода конструктивные параметры. Расчеты показали, что при практически одинаковых с M29T габаритах, ударной мощности, расходе сжатого воздуха на продувку забоя скважины разработанный пневмоударник имеет удельный расход энергоносителя на 53 % меньше, а потребление электрической мощности на его питание сжатым воздухом в 2 раза ниже.

5. Проведено сравнение собственных расчетных данных и опытных, полученных в эксперименте и взятых из литературных источников. Установлено, что экспериментальные и расчетные диаграммы рабочего цикла качественно и количественно схожи. Отклонения расчетных показателей от опытных данных не превышают 6 % по частоте ударов, 1 % по энергии ударов, 5 % по абсолютному и 8 % по удельному расходу сжатого воздуха. Тем самым подтверждаются адекватность расчетных моделей и корректность результатов расчета.

### Список литературы

1. Минеева А. С. Энергоэффективность как фактор устойчивого развития горнодобывающего предприятия. *Экономика и предпринимательство*. 2016;(11–2):565–570.
2. Люханов В. В., Алферов С. Б., Трофимов В. Ф., Роженцов В. Ф. Пневмоударный буровой инструмент, работающий при высоком давлении сжатого воздуха. *Горная промышленность*. 2012;(5):28–30.
3. Смоляницкий Б. Н., Репин А. А., Данилов Б. Б. и др. *Повышение эффективности и долговечности импульсных машин для сооружения протяженных скважин в породных массивах*. Монография. Новосибирск: Изд. СО РАН; 2013. 204 с.
4. Карпов В. Н., Немова Н. А., Резник А. В. О повышении эффективности бурения взрывных скважин при освоении твердых полезных ископаемых. В: *Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: сборник тезисов 8-й Международной научно-практической конференции*. Санкт-Петербург: СПГУ; 2021. С. 341–345.
5. Кумыкова Т. М., Кумыков В. Х. Исследование динамических характеристик шахтного гидропневмоаккумулятора сжатого воздуха. *Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых*. 2013;(5):99–109. (Перев. вер.: Kumykova T.M., Kumykov V.K. Dynamics of mine hydro-pneumatic accumulator. *Journal of Mining Science*. 2013;49(5):763–771. <https://doi.org/10.1134/S1062739149050109>)
6. Алексеев С. Е., Кокоулин Д. И. Использование погружных пневмоударников для прямолинейного направленного бурения. В: *Современные проблемы в горном деле и методы моделирования горно-геологических условий при разработке месторождений полезных ископаемых: сб. материалов Всероссийской научно-технической конференции с международным участием*. КузГТУ; 2015.
7. Гаун В. А. Разработка и исследование погружных пневмоударников с повышенной энергией удара. *Повышение эффективности пневмоударных буровых машин: сб. науч. трудов*. Новосибирск: ИГД СО РАН; 1987. С. 3–10.
8. Липин А. А. Перспективные пневмоударники для бурения скважин. *Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых*. 2005;(2):74–78. (Перев. вер.: Lipin A.A. Promising pneumatic punchers for borehole drilling. *Journal of Mining Science*. 2005;41(2):157–161. <https://doi.org/10.1007/s10913-005-0078-0>)
9. Емельянов П. М., Есин Н. Н., Зиновьев А. А. и др. *Машины для бурения скважин погружными молотками в подземных условиях*. Новосибирск: Изд-во СО АН СССР; 1965. 161 с.
10. Иванов К. И., Латышев В. А., Андреев В. Д. *Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых*. М.: Недра; 1987. 272 с.
11. Суднишников Б. В., Есин Н. Н., Тупицын К. К. *Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия*. Новосибирск: Наука, СО АН СССР; 1985. 134 с.



12. Wijk G. (Ed.) *Hammer theory and practice*. 2008. URL: [https://www.researchgate.net/publication/271527406\\_Hammer\\_Theory\\_and\\_Practice](https://www.researchgate.net/publication/271527406_Hammer_Theory_and_Practice)
13. Герц Е.В. *Пневматические приводы. Теория и расчет*. М.: Изд-во «Машиностроение»; 1969. 359 с.
14. Мюнцер Е.Г. Построение математической модели пневмоударных механизмов на ЭВМ. В: *Пневматические буровые машины: сб. науч. тр.* Новосибирск: ИГД СО АН СССР; 1984. С. 49–55.
15. Федулов А.И., Архипенко А.П., Маттис А.Р. *Выбор зазоров в трущихся парах пневмомолотов*. Новосибирск: Наука, Сибирское отд; 1980. 128 с.
16. Петреев А.М., Примычкин А.Ю. Работа кольцевого упругого клапана в пневмоударном приводе. *Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых*. 2016;(1):132–143. (Перев. вер.: Petreev A.M., Primychkin A.Y. Ring-type elastic valve operation in air hammer drive. *Journal of Mining Science*. 2016;52(1):135–145. <https://doi.org/10.1134/S1062739116010224>)
17. Тамбовцев П.Н. Экспериментальные исследования пневмоударного устройства с пониженным удельным расходом сжатого воздуха. *Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук*. 2020;7(2):47–52. <https://doi.org/10.15372/FPVGN2020070208>
18. Петреев А.М., Воронцов Д.С., Примычкин А.Ю. Кольцевой упругий клапан в пневмоударных машинах. *Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых*. 2010;(4):56–65. (Перев. вер.: Petreev A.M., Primychkin A.Y., Vorontsov D.S. Ring-shape elastic valve in the air percussion machines. *Journal of Mining Science*. 2010;46(4):416–424. <https://doi.org/10.1007/s10913-010-0052-3>)
19. Тымчур А.Д. К вопросу улучшения пневмотранспорта выбуренных частиц при бурении скважин на карьерах. *Известия УГТУ*. 2000;(11):277–279.
20. Есин Н.Н. *Методика исследования и доводки пневматических молотков*. Новосибирск: ИГД СО АН СССР; 1965. С. 25–26.

## References

1. Mineeva A.S. Energy efficiency as a factor of sustainable development for a mining company. *Journal of Economy and Entrepreneurship*. 2016;(11–2):565–570. (In Russ.)
2. Lyukhanov V.V., Alferov S.B., Trofimov S.N., Rozhentsov V.F. Pneumatic high-pressure rock drill by Nipigormash OAO and Mashinostroitelnny Holding ZAO. *Russian Mining Industry*. 2012;(5): 28–30. (In Russ.)
3. Smolyanitsky B.N., Repin A.A., Danilov B.B. et al. *Improving the efficiency and durability of impulse machines for the construction of long wells in rock masses. Monograph*. Novosibirsk: SB RAS Publ.; 2013. 204 p. (In Russ.)
4. Karpov V.N., Nemova N.A., Reznik A.V. On improving the efficiency of drilling blast wells in the development of solid minerals. In: *Innovations and prospects for the development of mining engineering and electromechanics: a Collection of Abstracts of the 8<sup>th</sup> International Scientific and Practical Conference*. St. Petersburg: SPGU; 2021. Pp. 341–345. (In Russ.)
5. Kumykova T.M., Kumykov V.K. Dynamics of mine hydro-pneumatic accumulator. *Journal of Mining Science*. 2013;49(5):763–771. <https://doi.org/10.1134/S1062739149050109> (Orig. ver.: Kumykova T.M., Kumykov V.K. Dynamics of mine hydro-pneumatic accumulator. *Fiziko-Tekhnicheskiye Problemy Razrabotki Poleznykh Iskopayemykh*. 2013;(5):99–109. (In Russ.))
6. Alekseev S.E., Kokoulin D.I. The use of down-the-hole hammers for straight directional drilling. In: *Modern problems in mining and methods of modeling mining and geological conditions in the development of mineral deposits: proceedings of the All-Russian scientific and tech. conf. with international participation. Kemerovo RF, 2015*. Kemerovo: TF Gorbachev Kuzbass State Technical University; 2015 (In Russ.)
7. Gaun V.A. Development and research of down-the-hole hammers with increased impact energy. In: *Improving the efficiency of pneumatic percussion drilling machines: a collection of scientific papers*. Novosibirsk: Institute of Mining SB USSR AS; 1987. Pp. 3–10. (In Russ.)
8. Lipin A.A. Promising pneumatic punchers for borehole drilling. *Journal of Mining Science*. 2005;41(2):157–161. <https://doi.org/10.1007/s10913-005-0078-0> (Orig. ver.: Lipin A.A. Promising pneumatic punchers for borehole drilling. *Fiziko-Tekhnicheskiye Problemy Razrabotki Poleznykh Iskopayemykh*. 2005;(2):74–78. (In Russ.))
9. Emelyanov P.M., Esin N.N., Zinoviev A.A. et al. *Machines for drilling boreholes with down-the-hole hammers in underground conditions*. Novosibirsk: SB USSR AS; 1965. (In Russ.)
10. Ivanov K.I., Latyshev V.A., Andreev V.D. *Drilling technique in the mineral deposit mining*. Moscow: Nedra Publ.; 1987. 272 p. (In Russ.)
11. Sudnishnikov B.V., Esin N.N., Tupitsyn K.K. *Study and designing of pneumatic impact machines*. Novosibirsk: Nauka Publ.; 1985. 134 p. (In Russ.)
12. Wijk G. (Ed.) *Hammer theory and practice*. 2008. URL: [https://www.researchgate.net/publication/271527406\\_Hammer\\_Theory\\_and\\_Practice](https://www.researchgate.net/publication/271527406_Hammer_Theory_and_Practice)
13. Gerts E.V. *Pneumatic drives. Theory and calculation*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1969. 359 p. (In Russ.)



14. Myuntser E. G. Construction of a mathematical model of pneumatic impact mechanisms on a computer. In: *Pneumatic drilling machines: collection of scientific papers*. Novosibirsk: Institute of Mining SB USSR AS; 1984. p.49–55. (In Russ.)
15. Fedulov A. I., Arkhipenko A. P., Mattis A. R. *Selection of gaps in the rubbing pairs of a pneumatic hammer*. Novosibirsk: Siberian dept. of Nauka publ; 1980. 128 p. (In Russ.)
16. Petreev A. M., Primychkin A. Y. Ring-type elastic valve operation in air hammer drive. *Journal of Mining Science*. 2016;52(1):135–145. <https://doi.org/10.1134/S1062739116010224> (Orig. ver.: Petreev A. M., Primychkin A. Y. Ring-type elastic valve operation in air hammer drive. *Fiziko-Tekhnicheskiye Problemy Razrabotki Poleznykh Iskopayemykh*. 2016;(1):132–143. (In Russ.))
17. Tambovtsev P. N. Experimental studies of pneumatic impact device with a reduced specific consumption of compressed air. *Fundamental and Applied Issues of Mining*. 2020;7(2):47–52. (In Russ.) <https://doi.org/10.15372/FPVGN2020070208>
18. Petreev A. M., Primychkin A. Y., Vorontsov D. S. Ring-shape elastic valve in the air percussion machines. *Journal of Mining Science*. 2010;46(4):416–424. <https://doi.org/10.1007/s10913-010-0052-3> (Orig. ver.: Petreev A. M., Primychkin A. Y., Vorontsov D. S. Ring-shape elastic valve in the air percussion machines. *Fiziko-Tekhnicheskiye Problemy Razrabotki Poleznykh Iskopayemykh*. 2010;(4):56–65. (In Russ.))
19. Tymchur A. D. On the issue of improving the pneumatic transport of drill chips when drilling holes in open pits. *Proceedings of USGU*. 2000;(11):277–279. (In Russ.)
20. Esin N. N. *Methods of research and fine-tuning of pneumatic hammers*. Novosibirsk: Institute of Mining SB USSR AS; 1965. 76 p. (In Russ.)

### Информация об авторах

**Павел Николаевич Тамбовцев** – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник Лаборатории моделирования импульсных систем, Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Российская Федерация; ORCID [0000-0003-1058-2764](https://orcid.org/0000-0003-1058-2764), Scopus ID [7004038110](https://scopus.com/authorid/7004038110); e-mail [tambovskiyp@mail.ru](mailto:tambovskiyp@mail.ru)

**Евгений Павлович Русин** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник Отдела горной и строительной геотехники, Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Российская Федерация; ORCID [0000-0001-7220-8589](https://orcid.org/0000-0001-7220-8589), Scopus ID [20434728100](https://scopus.com/authorid/20434728100); e-mail [gmmlab@misd.ru](mailto:gmmlab@misd.ru)

### Information about the authors

**Pavel N. Tambovtsev** – Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Senior Researcher of the Impulse Systems Modeling Laboratory, N.A. Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS, Novosibirsk, Russian Federation; ORCID [0000-0003-1058-2764](https://orcid.org/0000-0003-1058-2764), Scopus ID [7004038110](https://scopus.com/authorid/7004038110); e-mail [tambovskiyp@mail.ru](mailto:tambovskiyp@mail.ru)

**Evgeny P. Rusin** – Cand. Sci. (Eng.), Senior Researcher of the Department of Mining and Construction Geotechnics, N.A. Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS, Novosibirsk, Russian Federation; ORCID [0000-0001-7220-8589](https://orcid.org/0000-0001-7220-8589), Scopus ID [20434728100](https://scopus.com/authorid/20434728100); e-mail [gmmlab@misd.ru](mailto:gmmlab@misd.ru)

Поступила в редакцию 14.12.2022  
Поступила после рецензирования 31.07.2023  
Принята к публикации 25.09.2023

Received 14.12.2022  
Revised 31.07.2023  
Accepted 25.09.2023