



**ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО МОЛОТА  
С УВЕЛИЧЕННОЙ МАССОЙ УДАРНОЙ ЧАСТИ ДЛЯ ЗАБИВАНИЯ В ГРУНТ  
ДЛИННЫХ ТРУБ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА**

**В. В. Червов**

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: vchervov@yandex.ru,  
Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

Выполнен краткий обзор оборудования для забивания стальных элементов в грунт. Приведены основные параметры пневмомолота для забивания в грунт труб диаметром больше, чем 1220 мм с открытым концом. Описаны особенности работы пневмомолотов с переменной структурой ударной мощности, имеющих в системе воздухораспределения упругий кольцевой клапан. В результате анализа многолетней эксплуатации оборудования для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций и для забивания вертикальных труб сделан прогноз о возможном появлении проблем при создании крупногабаритного сверхтяжелого пневматического устройства ударного действия. Предложены принципы конструирования, а также пути решения проблем, связанных с созданием пневмомолота с массой ударной части больше, чем 1000 кг.

*Ударник, корпус, сжатый воздух, частота ударов, упругий клапан, масса*

**THE BASICS OF CREATING A PNEUMATIC HAMMER  
WITH AN INCREASED WEIGHT OF THE IMPACT PART FOR DRIVING  
LONG PIPES OF LARGE DIAMETER INTO THE GROUND**

**V. V. Chervov**

*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,  
E-mail: vchervov@yandex.ru, Krasny pr. 54, Novosibirsk 630091, Russia*

A brief overview of the equipment used for driving steel elements into the ground is made. The main parameters of a pneumatic hammer designed for driving pipes with a diameter greater than 1220 mm into the ground with an open end are substantiated. The device and features of operation of pneumatic hammers with a variable structure of impact power, which have an elastic ring valve in the air distribution system, are described. Based on the analysis of long-term operation of equipment for trenchless laying of underground facilities and driving vertical pipes, a forecast is made about possible difficulties in creating a large-sized super-heavy pneumatic shock device. The design principles are proposed, as well as possible ways to solve the problems associated with creating a pneumatic hammer with the impact part weight greater than 1000 kg.

*Striker, body, compressed air, impact frequency, elastic valve, weight*

Строительство новых подземных коммуникаций требует непрерывного поиска и совершенствования бестраншейных технологий производства работ и создания нового оборудования. В городских условиях при ограниченном пространстве выполнение работ при помощи пневматических ударных устройств очень часто не имеет альтернативы. Разработка пневматического молота для забивания стальных труб в грунт с повышенными техническими и эксплуатационными характеристиками остается актуальным.

Для бестраншейной прокладки устройств широко распространено применение пневмопробойника для образования горизонтальных и вертикальных скважин путем уплотнения грунта [1]. Другим его назначением является забивание стальных труб и металлопроката в грунт. Самой простой и надежной конструкцией оказался пневмопробойник, созданный в ИГД СО РАН в 60-х годах прошлого века (рис. 1). Ее повторили и использовали в своих пневмопробойниках разработчики из Германии и Англии в 1970-х годах.

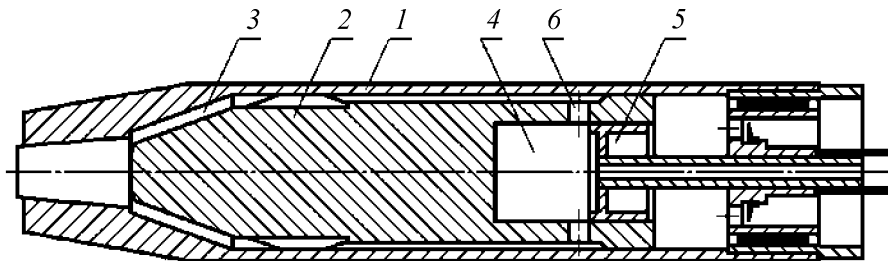


Рис. 1. Пневмопробойник: 1 — корпус; 2 — ударник; 3, 4 — камера обратного и обратного хода соответственно; 5 — воздухораспределительная втулка; 6 — воздухораспределительное отверстие

Принцип работы заключается в следующем. Сжатый воздух поступает из магистрали в камеру 4 и через отверстие 6 в камеру 3. Ударник перемещается назад за счет разности площадей. Выхлоп воздуха происходит через отверстие 6 при заднем положении ударника.

Высокая производительность машины при сохранении или снижении расхода воздуха обеспечивает снижение эксплуатационных затрат при проведении работ. С учетом этого в ИГД СО РАН созданы пневмоударные машины с переменной структурой мощности, технические характеристики которых представлены в таблице.

Технические характеристики пневмомолотов “Тайфун”.

Показатель	T-40*	T-70*	T-130*	T-140*	T-190	T-320	T-300*	T-500	T-740	T-1000
Энергия удара при давлении 0.6 МПа, Дж (вертикально)	400 (450)	700 (800)	1300 (1450)	1370 (1350)	1800 (2150)	2800 (3500)	3000 (3500)	4000 (5000)	6000 (8000)	8300 (11500)
Частота ударов **, с <sup>-1</sup>	2.1–5.8	2.5–4.2	3–3.8	3.7–5.6	2–2.9	1.1–2.1	1.9–2.9	1–1.9	1–1.5	0.7–1.1
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	3–6.3	4–6.3	6.5–8	6.5–9	5–7.5	5–9	5.7–10	6–11	8–12	11–18
Масса ударника, кг	40	70	130	140	190	320	300	500	740	1000
Масса машины, кг	90	140	280	300	380	650	700	1300	1750	2500
Габариты машины, мм:										
длина	1000	1400	1350	1150	1680	1920	1380	1910	2620	2670
диаметр корпуса	160	160	240	270	240	270	410	410	410	456
Наибольший*** диаметр забиваемых труб, мм	159	273	325	325	530	630	630	820	1020	1220

Примечание. \* — без инерционного клапана; \*\* — меньшее значение частоты ударов соответствует меньшему значению расхода воздуха; \*\*\* — применение рекомендуемых диаметров гарантирует забивание труб длиной не менее 40 м

По сравнению с аналогами в них достигнуты более высокие энергетические и экономические показатели при одинаковых размерах и массе. Например, для забивания трубы в грунт пневмопробойником M400 (ИГД СО РАН) или пневмомолотом KOLOSS (Германия) необходим расход воздуха 20 м<sup>3</sup>/мин. Пневмомолоту “Тайфун-740” с массой ударника 740 кг и энергией удара в 1.5 раза большей достаточно 10 м<sup>3</sup>/мин сжатого воздуха. Устройство пневмомолота с механическим замыканием упругого клапана, имеющего переменную структуру мощности, показано на рис. 2.

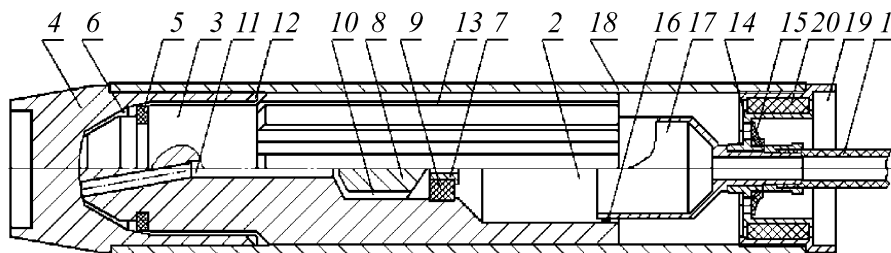


Рис. 2. Устройство пневмомолота: 1 — рукав; 2 — камера прямого хода; 3 — ударник; 4 — наковальня; 5 — резиновое кольцо; 6 — камера обратного хода; 7 — жиклер с калиброванным отверстием; 8 — инерционный клапан; 9 — резиновое седло клапана; 10, 11 — каналы; 12 — пазы для выхлопа; 13 — канал; 14 — ступица; 15 — клапан; 16 — полиэтиленовое кольцо; 17 — патрубок; 18 — корпус; 19 — хвостовик; 20 — амортизатор

Принцип действия пневмомолота с механическим замыканием упругого клапана следующий (рис. 2). Сжатый воздух по рукаву 1 заполняет камеру прямого хода 2. Под действием давления в ней ударник 3 до упора в наковальню 4. Резиновое кольцо 5 касается внутренней конической поверхности наковальни 4 и закрывает сообщение камеры обратного хода (холостого) 6 с атмосферой. Сжатый воздух через отверстие в жиклере 7 отодвигает клапан 8 от седла 9. По каналам 10 и 11 в ударнике 3 сжатый воздух заполняет камеру обратного хода 6. В ней повышается давление и ударник 3 совершает обратный ход.

Резиновое кольцо 5 давлением воздуха прижимается к ударнику и к внутренней конической поверхности наковальни, растягивается в диаметре, скользит по ней и герметизирует камеру обратного хода 6. В конце обратного хода ударника резиновое кольцо оказывается на пазах 12 в конце наковальни 4. По этим пазам камера обратного хода 6 сообщается с атмосферой. Давление в ней падает, и под действием упругих сил деформации резиновое кольцо сжимается и уменьшается в диаметре. В образовавшийся между резиновым кольцом и внутренней поверхностью наковальни зазор устремляется остальной поток сжатого воздуха из камеры обратного хода в атмосферу: по каналам 13 на ударнике, через отверстия в ступице 14 и клапан 15. Давлением в камере прямого хода 2 ударник 3 перемещается в сторону наковальни и наносит по ней удар. При этом ударник 3 перемещается без встречного давления. Перед ударом резиновое кольцо 5 касается внутренней поверхности наковальни 4. Энергия удара при забивании расходуется, главным образом, на преодоление силы сопротивления движению трубы в грунте.

Сила сопротивления  $F$  при забивании трубы открытым концом в грунт складывается из силы лобового сопротивления  $F_1$ , силы трения  $F_2$  по боковой поверхности вследствие обжатия окружающим трубу грунтом и сил трения  $F_3 + F_4$  в результате действия веса грунтового керна.

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4.$$

Сила  $F_1$  лобового сопротивления пропорциональна площади кольцевого сечения трубы, которая увеличивается как за счет диаметра  $d$ , так и за счет толщины  $\delta$  стенки трубы.

$$F_1 = f(d, \delta).$$

Силы трения  $F_2$  по боковой поверхности пропорциональны площади боковой поверхности трубы, поэтому зависят от диаметра трубы линейно.

$$F_2 = f(d).$$

Силы трения наружной поверхности горизонтально расположенной трубы о грунт  $F_3$  от действия веса грунтового керна возрастают в квадратичной зависимости от диаметра трубы [4].

$$F_3 = f(d^2).$$

При забивании вертикальной трубы открытым концом в грунт силы трения по наружной поверхности от веса грунтового керна, расположенного внутри трубы, можно считать равными нулю  $F_1 = 0$ . Силы трения внутренней поверхности горизонтально расположенной трубы о грунтовой керн  $F_4$  также пропорциональны весу керна и квадрату диаметра трубы.

$$F_3 = f(d^2).$$

При забивании вертикальной трубы открытым концом в грунт силы трения по внутренней поверхности от веса грунтового керна определяются не только весом керна и квадратом диаметра трубы, но и высотой этого керна. Давление от веса керна на внутреннюю поверхность трубы распределяется неравномерно по ее длине: в нижней части оно максимально, в верхней части равно нулю. Поэтому при расчете силы трения следует учитывать только половину от общего веса керна, который находится внутри погруженной в грунт трубы.

Сопротивление от действия веса грунтового керна с увеличением диаметра забиваемой трубы становится значительным. Поэтому виброударное продавливание как горизонтально расположенными трубами проходного сечения, так и вертикальное погружение труб диаметром более 0.8 м необходимо сопровождать периодическим удалением грунтового керна из трубы. Это позволит уменьшить силу сопротивления  $F$  при забивании трубы открытым концом в грунт до двух составляющих  $F_1$  и  $F_2$ , которые зависят линейно от увеличения диаметра  $d$  трубы. Устранение сил трения  $F_3 + F_4$ , действующих от веса грунтового керна, позволяет использовать линейную зависимость энергии удара от диаметра трубы при выборе пневмомолота, требуемого для забивания трубы.

Длина горизонтальной трубной плети может быть не менее 40 м. При наличии нескольких пневмомолотов с разной энергией удара целесообразно забивание трубной плети начинать пневмомолотом с меньшей энергией удара и силой отдачи. Более мощный пневмомолот следует применять при скорости продвижения трубы в грунте менее 1 м/ч.

Исходя из многолетнего опыта прокладки стальных труб-кожухов [5] для подземных коммуникаций известно, что для забивания на эту длину стальной трубы открытым концом диаметром 1420 мм необходим пневмомолот с энергией единичного удара примерно 12 кДж, а при диаметре 325 мм с энергией 1.3 кДж. Если принять линейную зависимость требуемой для забивания трубы энергии удара от ее диаметра в диапазоне 0.3–1.4 м с открытым концом, то

$$L = f(d_{\text{тр}}) = 9.7d_{\text{тр}} - 1.6,$$

где  $L$  — энергия удара, кДж;  $d_{\text{тр}}$  — диаметр забиваемой трубы, м. Для забивания в грунт трубы большого диаметра  $d_{\text{тр}} = 1020$  мм необходима энергия удара  $L = 8.3$  кДж; 2020 мм — 18 кДж; 2220 мм — 20 кДж.

В качестве основного параметра пневмопробойника для забивания труб, созданного в ИГД СО РАН, принята энергия удара [6, 7]. По величине энергии удара можно прогнозировать технические возможности данной машины по диаметру и длине забиваемой трубы, а также эксплуатационные требования к расходу сжатого воздуха и мощности грузоподъемного механизма. Энергия удара  $L$  (кДж) с зависимости от основных параметров пневмомолота рассчитывается по формуле

$$L = \frac{Q}{1000(q \cdot f)}, \quad (1)$$

где  $Q$  — расход воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $f$  — частота ударов, с<sup>-1</sup>;  $q$  — удельный расход воздуха, м<sup>3</sup>/(Вт·с); для пневмопробойников  $q = (0.36 - 0.76) \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/(Вт·с) [8]; для пневмомолотов “Тайфун”  $q = (0.22 - 0.29) \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/(Вт·с) [10].

Масса ударника  $M_{\text{уд}}$  при скорости соударения  $V_{\text{уд}} = 4$  м/с будет равна

$$M_{\text{уд}} = \frac{2L}{V_{\text{уд}}^2}.$$

Для пневмомолота с энергией удара  $L = 8.3$  кДж масса ударника составит  $M_{уд} = 1000$  кг; для  $L = 18$  кДж —  $M_{уд} = 2250$  кг;  $L = 20$  кДж —  $M_{уд} = 2500$  кг.

Соотношение  $C$  масс неподвижной части без присоединительной насадки и ударника  $M_{уд}$

$$C = \frac{M - M_{уд}}{M_{уд}},$$

откуда общая масса  $M$  пневмомолота без присоединительной насадки определится как

$$M = M_{уд} (C + 1).$$

Для пневмомолотов “Тайфун” соотношение  $C = 1.0 - 1.7$ . Для пневмомолота “Тайфун-1000”  $C = 1.5$  при толщине стенки корпуса 31 мм. Для пневмомолота с массой ударника  $M_{уд} = 1000$  кг его общая масса составит  $M = 2500$  кг; для  $M_{уд} = 2500$  кг —  $M = 6250$  кг.

Наружный диаметр корпуса пневмомолота с массой ударника 2500 кг, по сравнению с пневмомолотом “Тайфун-1000”, потребуется увеличить примерно в  $\sqrt{2.5} \approx 1.6$  при условии сохранения длины рабочего хода ударника, равной 340 мм. Это составит 730 мм. Для увеличения ресурса корпуса следует увеличить толщину стенок, что приведет к повышению прочности корпуса.

Для пневмомолота с  $M_{уд} = 1000$  кг и общей массой  $M = 2500$  кг увеличение толщины стенки корпуса на 10 мм (с диаметра 456 мм до 476 мм на длине 2220 мм) приведет к увеличению массы корпуса на 250 кг, и общей массы пневмомолота до  $M_+ = 2750$  кг. Для пневмомолота с  $M_{уд} = 2500$  кг и общей массой  $M = 6250$  кг увеличение толщины стенки корпуса на 10 мм (с диаметра 730 мм до 750 мм на длине 2220 мм) приведет к увеличению массы корпуса на 400 кг, и общей массы пневмомолота до  $M_+ = 6650$  кг. При увеличении толщины стенки корпуса от 20 до 51 мм общая масса пневмомолота составит  $M_{++} = 7050$  кг при наружном диаметре корпуса 770 мм. Для защиты наковальни от преждевременного разрушения целесообразно применение конического соединения деталей 18 и 4 с коническим бандажом, установленным на наружную коническую поверхность корпуса 18 (рис. 2).

Энергия удара  $L$  (Дж) с зависимости от конструктивных параметров пневмомолота и среднего давления  $\bar{p} = 0.5$  МПа в камере прямого хода во время разгона ударника [10]

$$L = \bar{p} \cdot X \cdot S_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2 \cdot \bar{p} \cdot X,$$

где  $X$  — длина рабочего хода ударника, м;  $S_1$  — площадь сечения камеры прямого хода, м<sup>2</sup>;  $D_1$  — диаметр камеры прямого хода, м.

Для пневмомолота с ударником массой 1000 кг и длиной рабочего хода ударника  $X = 0.34$  м энергия удара  $L = 8300$  Дж обеспечивается при диаметре камеры прямого хода  $D_1 = 0.25$  м. Для пневмомолота с ударником массой 2500 кг и длиной рабочего хода ударника  $X = 0.35$  м энергия удара  $L = 20000$  Дж обеспечивается при диаметре камеры прямого хода  $D_1 = 0.38$  м.

Коэффициент хода ударника [10]

$$K_x = \frac{X}{D_1}.$$

Для ударника массой  $M_{уд} = 1000$  кг составит  $K_x = 1.36$ ; это характеризует длинноходовой пневмомолот. Для ударника массой  $M_{уд} = 2500$  кг составит  $K_x = 0.92$ , что позволяет его определить, как короткоходовой пневмомолот. Например, короткоходовой пневмомолот “Тайфун-500” с массой ударника 500 кг имеет  $K_x = 0.95$ .

Частота ударов в пневмомолоте “Тайфун-500” находится в пределах: 1.1 – 1.9 Гц при горизонтальном расположении; 1.0 – 1.5 Гц при работе вертикально вниз. Рабочий ход ударника массой 500 кг равен 210 мм [11, 12].

Для пневмомолотов типа “Тайфун” нижняя граница частотных диапазонов обратно пропорциональна длине рабочего хода — чем больше ход, тем меньше частота и наоборот. Так для ударника массой 1000 кг при длине рабочего хода 340 мм частотный диапазон составляет 0.7–1.1 Гц при горизонтальном положении. Отношение минимальных частот ударов и длин рабочего хода ударника составляет  $1.1/0.7 \approx 340/210 \approx 1.6$ . Поэтому минимальная частота ударов пневмомолота с массой 2500 кг составит около 0.7 Гц при длине рабочего хода 350 мм.

Для работы пневмомолота “Тайфун-2500” на минимальной частоте ударов  $f_{\min} = 0.7$  потребуется расход  $Q$  воздуха, который можно найти из формулы (1)

$$Q = 0.7L \cdot q \cdot f.$$

С учетом  $q = (0.22 - 0.29) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{Вт} \cdot \text{с})$  [9] требуемый минимальный расход сжатого воздуха будет иметь значение в диапазоне:  $Q = 18 - 24 \text{ м}^3/\text{мин}$ .

Максимальную частоту ударов и максимальный расход воздуха можно определить исходя из возможной степени  $C_f$  регулирования частоты ударов

$$C_f = f_{\max} / f_{\min}.$$

Существуют два варианта степени регулирования  $C_f$ : для близкого по коэффициенту хода “Тайфун-500”  $C_f = 1.73$  и близкого по абсолютному значению длины хода “Тайфун-1000” —  $C_f = 1.55$ . Для  $C_f = 1.73$  частота  $f_{\max} = 1.2$  Гц, расход воздуха 32–42 м<sup>3</sup>/мин. Для  $C_f = 1.55$  частота  $f_{\max} = 1.1$  Гц, расход воздуха 29–38 м<sup>3</sup>/мин. Выбранная степень регулирования при повышении частоты ударов обеспечивается увеличением калиброванного отверстия жиклера 7 (рис. 2).

Чтобы обеспечить работу пневмомолота “Тайфун-2500” с расходом сжатого воздуха 10 м<sup>3</sup>/мин, необходимо снизить частоту ударов до  $f_{\min} = 0.3 - 0.4$  Гц. Снижение частоты ударов ниже минимальной границы частотного диапазона за счет простого уменьшения калиброванного отверстия жиклера 7 (рис. 2) можно достигнуть только ценой потери устойчивой работы пневмомолота на этой частоте ударов. При недостаточном открытии выхлопных пазов наступает режим неполного выхлопа, который сопровождается неритмичной работой пневмомолота. Рассмотренные способы расширения нижнего предела устойчивой ритмичной работы пневмомолота с упругим кольцевым клапаном применимы на стадии расчета и проектирования.

## ВЫВОДЫ

Увеличение массы ударника для увеличения его заброса и большего открытия выхлопных пазов приводит к увеличению длины пневмомолота и уменьшению предупредительной скорости. Уменьшение площади сечения камеры прямого хода снижает сопротивление движению ударника назад и способствует уменьшению диаметра и увеличению длины корпуса.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Gurkov K. S., Klimashko V. V., Kostylev A. D. et al. Pneumatic punches, Novosibirsk, Publishing house of Institute of Mining SB RAS, 1990, 217 pp. [Гурков К. С., Климашко В. В., Костылев А. Д. и др. Пневмопробойники. — Новосибирск: Изд-во ИГД СО РАН, 1990. — 217 с.]
2. Gileta V. P. and Suramin N. D. On the issue of creating a high-power pneumatic impact device for clogging pipes, Vibro-impact processes in the construction industry, Institute of Mining, Siberian Branch, Academy of Sciences of USSR, Novosibirsk, 1986, pp. 15–22. [Гилета В. П., Сырямин Н. Д. К вопросу создания пневмоударного устройства повышенной мощности для забивания труб // Виброударные процессы в строительном производстве: сб. науч. трудов / ИГД СО АН СССР. — Новосибирск, 1986. — С. 15–22.]

3. **Pat.** 2462575 RF. The device of shock action, V. V. Chervov, B. N. Smolyanitsky, V. V. Trubitsyn, A. V. Chervov, I. V. Tishchenko, *Byull. Izobret.*, 2012, no. 27. [**Пат.** 2462575 РФ. Устройство ударного действия / В. В. Червов, Б. Н. Смоляницкий, В. В. Трубицын, А. В. Червов, И. В. Тищенко // *Опубл. в БИ.* — 2012. — № 27.]
4. **Babakov V. A.** About one version of the calculation of the movement of the pneumatic in the ground, *Mining machines: collection of proceedings mining institute of ussr academy of sciences*, Novosibirsk, 1980, pp. 80–84. [**Бабаков В. А.** Об одном варианте расчета движения пневмопробойника в грунте // *Горные машины: сб. науч. тр. ИГД СО АН СССР.* — Новосибирск, 1980. — С. 80–84.]
5. **Gurkov K. S., Klimashko V. V., Kostylev A. D. et al.** New standard series of punches, *Journal of Mining Science*, 1989, no. 4, pp. 61–65. [**Гурков К. С., Климашко В. В., Костылев А. Д. и др.** Новый типоразмерный ряд пневмопробойников // *ФТПРПИ.* — 1989. — № 4. — С. 61–65.]
6. **Petreev A. M. and Primychkin A. Y.** Effect of the type of system the air distribution on the energy performance of a hammer unit in a circular drum machines, *Journal of Mining Science*, 2015, no. 3, pp. 117–123. [**Петреев А. М., Примычкин А. Ю.** Влияние типа системы воздухораспределения на энергетические показатели пневмоударного узла кольцевой ударной машины // *ФТПРПИ.* — 2015. — № 3. — С. 117–123.]
7. **Petreev A. M. and Primychkin A. Y.** Work annular elastic valve in a pneumatic impact actuator, *Journal of mining science*, 2016, no. 1, pp. 132–143. [**Петреев А. М., Примычкин А. Ю.** Работа кольцевого упругого клапана в пневмоударном приводе // *ФТПРПИ.* — 2016. — № 1. — С. 132–143.]
8. **Sudnishnikov B. V., Esin N. N., and Tupitsyn K. K.** Study and design of pneumatic machines percussion, *Novosibirsk, Science*, 1985, 134 pp. [**Суднишников Б. В., Есин Н. Н., Тупицын К. К.** Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия. — Новосибирск: Наука, 1985. — 134 с.]
9. **Chervov V. V., Tishchenko I. V., and Chervov A. V.** Influence of the system elements of air distribution pneumatic hammer with an elastic valve on the energy carrier, *Journal of Mining Science*, 2009, no. 1, pp. 41–47. [**Червов В. В., Тищенко И. В., Червов А. В.** Влияние элементов системы воздухораспределения пневмомолота с упругим клапаном на потребление энергоносителя // *ФТПРПИ.* — 2009. — № 1. — С. 41–47.]
10. **Klimashko V. V. and Vasiliev G. G.** Express calculation of machines for clogging pipes, *Pulse machines for mining and construction production: collection of proceedings, Institute of Mining, Siberian Branch, Academy of Sciences of USSR*, Novosibirsk, 1990, pp. 11–24. [**Климашко В. В., Васильев Г. Г.** Экспресс-расчет машин для забивания труб // *Импульсные машины для горного и строительного производства: сб. науч. тр. / ИГД СО АН СССР.* — Новосибирск, 1990. — С. 11–24.]
11. **Tishchenko I. V.** Vibro-impact extrusion and a combined method of cleaning tubes from the soil core removal, *Construction and road machines*, 2013, no. 11, pp. 39–42. [**Тищенко И. В.** Виброударное продавливание и комбинированный способ очистки труб от грунтового керна // *Строительные и дорожные машины.* — 2013. — № 11. — С. 39–42.]
12. **Tishchenko I. V.** Models of the pneumatic pulse generators with variable structure of the shock power, *News of higher educational institutions. Construction*, 2014, no. 3, pp. 79–87. [**Тищенко И. В.** Модели пневматических импульсных генераторов с переменной структурой ударной мощности // *Известия вузов. Строительство.* — 2014. — № 3. — С. 79–87.]