

УДК 621.23.05

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ  
КОЛЬЦЕВОГО УПРУГОГО КЛАПАНА ПНЕВМОМОЛОТА  
С ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРОЙ УДАРНОЙ МОЩНОСТИ**

**В. В. Червов, А. В. Червов**

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

Рассмотрена принципиальная схема устройства ударного действия с кольцевым упругим клапаном в системе воздухораспределения, замыкание которого проводится за счет механического контакта с корпусом, а открытие — под действием упругих сил. Определены условия его работоспособности и основные конструктивные параметры. Описаны особенности контактного взаимодействия кольцевого клапана с запорной боковой поверхностью скольжения при его замыкании. Показан баланс всех сил, действующих на кольцевой клапан.

*Упругий клапан, контактная деформация, сжатый воздух, давление, упругая сила, угол контакта, поперечное сечение*

Устройства ударного действия (молоты) и вибропогружатели [1] широко используются для проведения специальных строительных работ, связанных с погружением в грунт стальных труб, различных металлических профилей и конструктивных элементов при бестраншейной прокладке подземных коммуникаций, с устройством подпорных стен, креплением откосов котлованов и насыпей и т. п.

Появление на рынке с середины 90-х гг. прошлого века созданных в ИГД СО РАН пневматических молотов нового поколения “Тайфун” с переменной структурой ударной мощности привело к существенному расширению применения машин данного типа в подземном строительстве [2, 3]. Этому способствовало качественное отличие новых машин от своих аналогов, обеспечиваемое реализацией нового термодинамического цикла, что дало возможность достичь более высоких энергетических показателей при сниженном удельном расходе воздуха, надежном запуске и устойчивой работе независимо от протяженности воздухоподводящей магистрали. Важное достоинство новых молотов — возможность изменения ударной мощности и расхода воздуха регулированием частоты ударов при постоянной энергии. Все это позволило эффективно применять пневмомолоты для вертикального забивания металлических профилей без копра, вести работы в стесненных условиях строительной площадки, на склонах оврагов и насыпей, пойменных и заболоченных участках при наличии подходящего по характеристикам грузоподъемного механизма.

Реализация нового термодинамического цикла стала возможной благодаря применению системы воздухораспределения, функционирование которой полностью основано на использовании физико-механических свойств упругого кольцевого клапана, размещенного в выхлопном тракте.

### УСЛОВИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ УПРУГОГО КЛАПАНА

Принципиальная схема устройства ударного действия, имеющего запорный клапан с рабочим перемещением в радиальном направлении и с кольцевым выпускным отверстием показана на рис. 1. Запорный клапан выполнен в виде упругого кольца, которое установлено в кольцевой канавке на наружной поверхности ударника [4–7].

Клапан управляет началом движения ударника назад и выхлопом воздуха из камеры холодного хода. Сечение канала для выхлопа воздуха в атмосферу расположено по периферии упругого кольца. Это позволяет при минимальной относительной деформации материала кольца обеспечить большое сечение выхлопа и максимально повысить надежность его работы.

Внутренние коническая и цилиндрическая поверхности наковальни являются седлом, по которому скользит клапан — упругое кольцо, поэтому длина рабочего хода может быть выбрана любой, так как она определяется только положением ограничителя обратного хода. Большая длина рабочего хода позволяет, если необходимо, выбирать минимальную силу отдачи при высокой энергии удара.

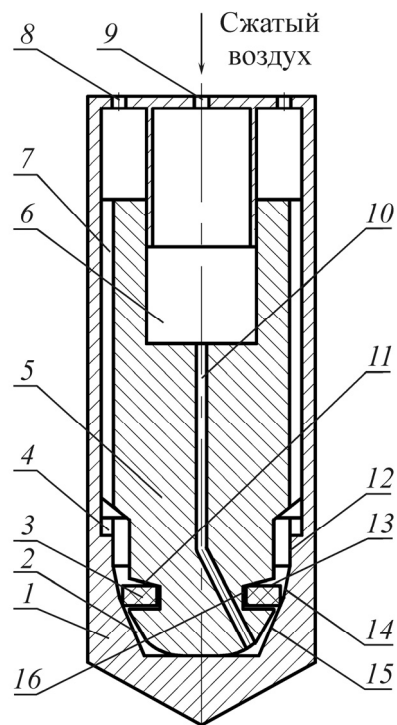


Рис. 1. Схема устройства ударного действия с упругим клапаном: 1 — корпус (наковальня); 2 — камера обратного хода; 3 — упругий кольцевой клапан (упругое кольцо); 4 — пазы ограничителя обратного хода; 5 — ударник; 6 — камера прямого хода; 7 — продольные пазы; 8 — выпускное отверстие; 9 — впускное отверстие; 10 — канал; 11 — коническая поверхность задней стенки кольцевой канавки; 12 — цилиндрическая поверхность; 13 — торцевая поверхность упругого кольцевого клапана; 14 — дополнительная коническая поверхность; 15 — конический выступ; 16 — кольцевая канавка

Принцип действия клапана основан на растяжении кольца в радиальном направлении под действием давления в камере обратного хода, которое сопровождается деформацией кольца, увеличением диаметра и возникновением в нем упругой силы.

Под действием давления в камере прямого хода 6 ударник 5 перемещается в крайнее переднее (нижнее по чертежу) положение, упругое кольцо 3 касается конического выступа 15,

камера обратного хода 2 закрывается. По каналу 10 сжатый воздух поступает в камеру обратного хода 2. Давлением упругое кольцо 3 деформируется и поверхностью 13 прижимается к поверхности 11 кольцевой канавки 16. Одновременно упругое кольцо 3 прижимается к коническому выступу 15. Ударник 5 совершает обратный ход. Упругое кольцо 3 скользит по внутренним поверхностям корпуса 1 и поверхности 11 кольцевой канавки 16, растягивается в радиальном направлении и сохраняет свой контакт с корпусом 1. Давление кольца на внутреннюю поверхность корпуса обеспечивает герметизацию камеры обратного хода до выхода упругого кольца 3 на пазы 4, в результате чего камера обратного хода 2 сообщается с атмосферой. За счет упругих сил происходит сжатие упругого кольца 3 в радиальном направлении. Через образовавшийся кольцевой зазор, далее по продольным пазам 7 и через выпускное отверстие 8 происходит полный выхлоп сжатого воздуха в атмосферу.

Под действием давления воздуха в камере прямого хода 6 ударник 5 останавливается и затем совершает ускоренное движение вперед до удара. Воздух из камеры обратного хода 2 вытесняется ударником 5 в атмосферу, что исключает его торможение. Непосредственно перед ударом упругое кольцо 3 прикасается к коническому выступу 15. Камера обратного хода 2 закрывается. В ней вновь повышается давление, и цикл работы устройства ударного действия повторяется.

Принципиальная схема работы упругого клапана показана на рис. 2. Основные параметры клапана, влияющие на его работоспособность:  $B$  — ширина кольца, м;  $H$  — высота сечения, м;  $D_2$  — диаметр наковальни (седла клапана), м;  $D_1$  — наружный диаметр кольца в свободном состоянии, м;  $D_0$  — наружный диаметр кольца на ударнике, м;  $d_2$  — внутренний диаметр кольца при закрытом растянутом клапане, м;  $d_1$  — внутренний диаметр кольца в свободном состоянии, м;  $d_0$  — внутренний диаметр кольца на ударнике, м;  $p_2$  — давление в камере обратного хода, МПа;  $p_0$  — атмосферное давление, МПа;  $p_3$  — давление в зоне контакта клапана с седлом, МПа;  $\Delta X$  — наибольшая величина деформации клапана в зоне контакта;  $y$  — наибольшая ширина площадки контакта клапана;  $\beta$  — угол контакта клапана, град.

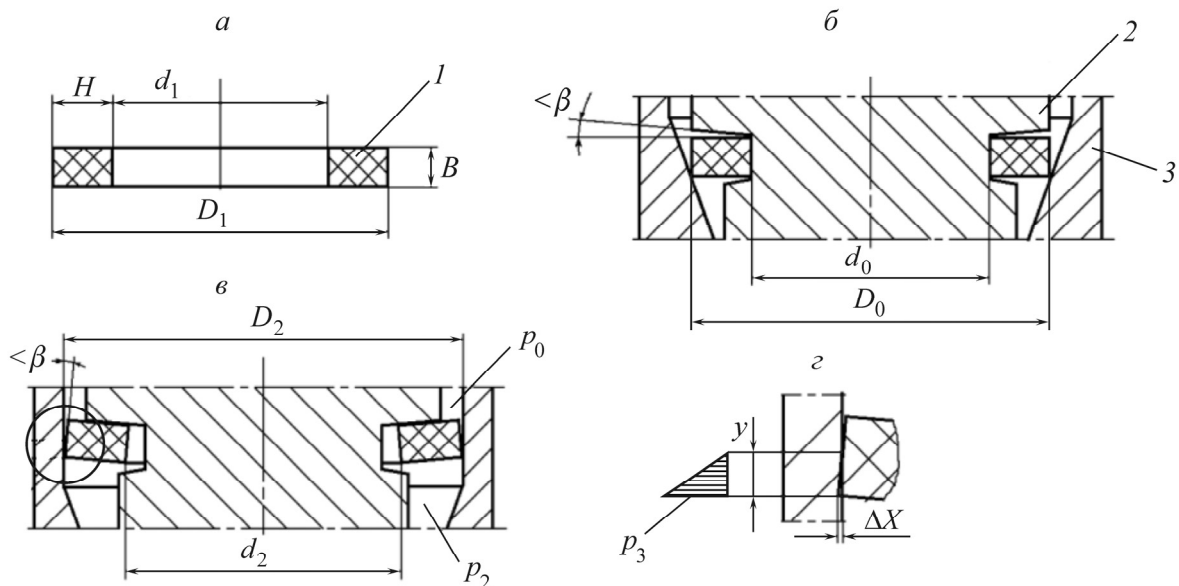


Рис. 2. Схема работы упругого клапана при подвижном контакте с седлом:  $a$  — кольцо в свободном состоянии;  $b$  — закрытое состояние клапана при крайнем переднем положении ударника;  $v$  — закрытое состояние растянутого клапана;  $z$  — контактная зона клапана с седлом; 1 — резиновое кольцо; 2 — ударник; 3 — наковальня

Следует отметить, что наружный диаметр  $D_1$  (см. рис. 2а) кольца в свободном состоянии меньше наружного диаметра  $D_0$  (рис. 2б) при открытом состоянии клапана, так как для увеличения скорости срабатывания кольцевой клапан должен иметь небольшую предварительную деформацию.

Принцип действия клапана основан на растяжении кольца в радиальном направлении под действием давления в камере обратного хода, которое сопровождается увеличением его диаметра и возникновением упругой силы. При этом обеспечивается герметичность по периферии клапана, прижатие клапана в осевом направлении к боковой поверхности кольцевой канавки ударника и разворот его сечения на угол  $\beta$ . Тем самым увеличивается давление в зоне контакта и обеспечивается надежная герметизация. Образование выпускного атмосферного отверстия происходит в крайнем заднем положении ударника при сжатии кольцевого клапана под действием упругой силы.

### КОНТАКТНАЯ ДЕФОРМАЦИЯ УПРУГОГО КОЛЬЦЕВОГО КЛАПАНА

В зоне контакта клапана (кольца) и седла (наковальня) происходит местная деформация наружной поверхности кольца  $l$  на величину  $\Delta X$ , в результате чего возникает контактное давление  $p_3$ , которое изменяется от максимального значения до нуля. Зона контакта клапана с седлом имеет высоту  $y$  (рис. 2г).

Под действием контактного давления кольцо подвергается не только местной, но и объемной деформации. При крайнем переднем положении ударника диаметр контактной зоны равен  $D_0$  (рис. 2б). В этом случае упругая сила растяжения кольца минимальна, так как она определяется предварительным натягом (2–4 %), а площадь зоны контакта  $y$  максимальна и при давлении в камере обратного хода сопровождается объемной принудительной деформацией материала кольца. Поперечное сечение кольца изменяет форму от квадратного или прямоугольного сечения до ромбического.

При увеличении диаметра контактной зоны  $D_2$  до максимума (рис. 2в) упругая сила растяжения кольца увеличивается, поэтому размер зоны контакта уменьшается, что приводит к исчезновению контакта. Происходит разгерметизация камеры обратного хода. Среднее контактное давление  $\bar{p}_3$  клапана на седло создает силу  $R$  (реакцию), направленную от седла к центру кольца. В пределах зоны контакта, вследствие разворота на угол  $\beta$ , давление непостоянное и имеет наибольшее значение, равное  $p_3$ :

$$R = 0.5 p_3 S_3,$$

где  $S_3 = \pi D_2 y$  — площадь контакта клапана с седлом;

$$y = \Delta X / \operatorname{tg} \beta. \quad (1)$$

Для оценки влияния угла  $\beta$  разворота кольца на размер зоны контакта  $y$  и максимальное контактное давление  $p_3$  будем учитывать только деформацию [8] сжатия материала кольцевого клапана под действием давления сжатого воздуха при крайнем переднем положении ударника. Примем следующие допущения:

- контактная деформация кольцевого клапана рассматривается как результат сжатия множества элементарных стержней длиной, равной высоте сечения  $H$ , расположенных радиально;
- один из размеров сечения элементарного стержня равен высоте зоны контакта  $y$ ;

— в качестве продольной силы сжатия элементарного стержня принимается произведение давления  $p_2$  в камере обратного хода на площадь сечения элементарного стержня вблизи контакта с наковальней;

— действие давления  $p_2$  на остальную часть внутренней поверхности кольцевого клапана  $d_1$  (рис. 2а), находящуюся вне зоны контакта, приводит к возникновению упругой силы растяжения;

— средняя деформация сжатия  $\Delta H$  элементарного стержня равна половине максимальной деформации  $\Delta X$ :

$$\Delta X = 2\Delta H. \quad (2)$$

Абсолютная деформация  $\Delta l$  стержня длиной  $l_0$  с площадью поперечного сечения  $F$  и модулем упругости  $E$  под действием продольной силы  $P$  определяется по закону Гука [8]:  $\Delta l = \frac{Pl_0}{EF}$ .

Средняя деформация сжатия  $\Delta H$ , как деформация множества радиально расположенных элементарных стержней, находится из выражения

$$\Delta H = \frac{p_2 H}{E}. \quad (3)$$

Наибольший размер контакта клапана с седлом  $y$  после преобразования формул (1)–(3) можно представить в виде

$$y = \frac{2p_2 H}{E \operatorname{tg} \beta}. \quad (4)$$

Из формулы (4) следует, что чем больше  $p_2$  и  $H$  и меньше угол  $\beta$ , тем больше размер контакта  $y$ . Отметим, что при рассмотренной выше контактной деформации клапана упругая сила, возникающая при растяжении кольца, не учитывается. Другими словами, кольцо находится в минимально растянутом состоянии, и при крайнем переднем положении ударника оно замыкает камеру обратного хода, контактируя с конической поверхностью наковальни. При этом угол контакта клапана с седлом будет наибольший  $\beta = 15^\circ$ . По мере движения ударника назад кольцо скользит по конической поверхности наковальни и растягивается под действием давления в камере обратного хода, и его диаметр увеличивается. Угол контакта клапана с седлом на цилиндрической поверхности наковальни уменьшается до своего наименьшего рекомендуемого значения  $\beta = 5^\circ$ , которое найдено экспериментально из условия герметизации камеры при совершении ударником полного обратного хода. Среднее контактное давление равно давлению воздуха  $p_2$  в камере обратного хода. При увеличении упругой силы вследствие изменения диаметра поверхности наковальни, по которой скользит кольцо, уменьшается контактное давление и наступает разгерметизация камеры обратного хода.

Таким образом, для надежной герметизации камеры необходимо превышение контактного давления над давлением  $p_2$  в камере обратного хода. Это достигается благодаря развороту сечения кольца на угол  $\beta$ , в результате чего наибольшее давление  $p_3$  в зоне контакта клапана всегда больше давления  $p_2$  в камере обратного хода. Минимальное давление в месте контакта будет наблюдаться со стороны выпускного отверстия, где оно равно атмосферному давлению. Наибольшее давление  $p_3$  равно удвоенному давлению  $p_2$  (рис. 2в).

Полученное выражение (4) позволяет определить размер зоны контакта  $y$  при изменении давления  $p_2$  и разных углах  $\beta$  разворота кольца для высоты сечения  $H = 0.03$  м и модуля упругости резины  $E = 0.001 \cdot 10^4$  МПа (рис. 3).

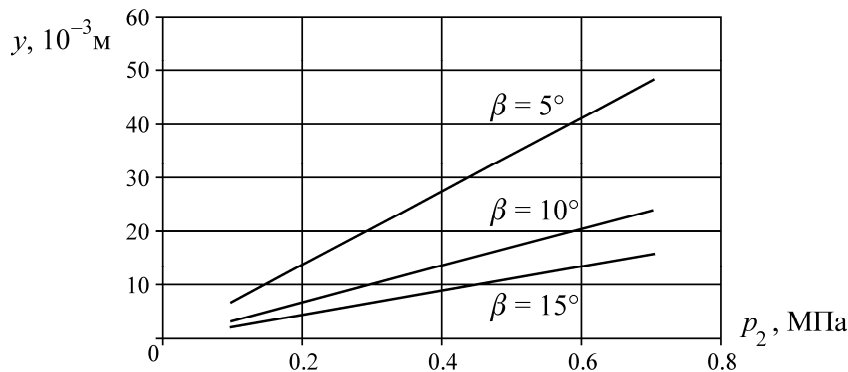


Рис. 3. Зависимость размера зоны контакта  $y$  от давления  $p_2$  при минимальной упругой силе растяжения кольца

### УПРУГАЯ СИЛА ПРИ ДЕФОРМАЦИИ КОЛЬЦЕВОГО УПРУГОГО КЛАПАНА

Прижимающая сила  $F_2$  от действия давления  $p_2$  сжатого воздуха в камере обратного хода на наибольшую рабочую площадь внутренней цилиндрической поверхности кольцевого клапана  $S_2$  (рис. 4) уравнивается упругой силой и атмосферным давлением, действующим на площадь  $S_1$  наружной цилиндрической поверхности кольцевого клапана со стороны выпускного атмосферного отверстия. Действие упругой силы направлено на отрыв клапана (кольца) от седла (наковальни) и перпендикулярно направлению действия прижимающей силы.

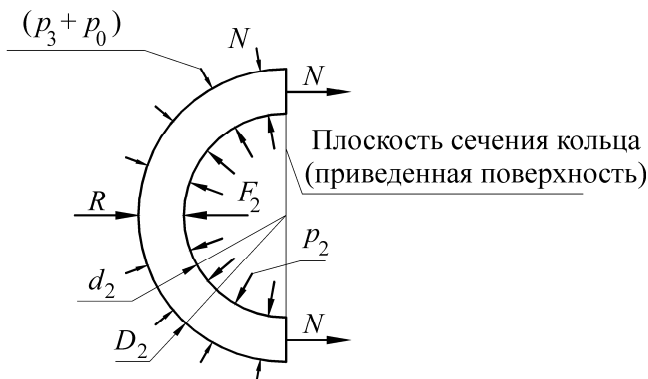


Рис. 4. Расчетная схема нагружения внешними силами при замене действия отброшенной части упругого кольцевого клапана внутренними силами

Под действием давления сжатого воздуха происходит растяжение кольцевого клапана  $I$  (см. рис. 2) с одновременным скольжением по конической поверхности наковальни  $3$  и прижатием к ее внутренней поверхности. При растяжении кольцевого клапана увеличивается внутренняя сила  $N$ , действие которой направлено перпендикулярно плоскости поперечного сечения кольца. Так как в эту плоскость попадают два сечения кольца, то действие упругой силы  $F_1$  можно заменить действием двух внутренних сил  $N$ , приложенных к центрам поперечных сечений кольца (см. рис. 4), тогда  $F_1 = 2N$ .

Для составления уравнения статического равновесия клапана (кольца), находящегося в контакте с седлом (наковальней) при *наибольшей* упругой деформации растяжения, необходимо выбрать поверхность, к которой будут приведены все силы, действующие на клапан. В качестве приведенной поверхности целесообразно выбрать плоскость сечения кольца, в которой лежит его ось.

Прижимающая сила  $F_2$  уравнивается упругой силой  $F_1$ , реакцией  $R$  со стороны седла на клапан в зоне их контакта и силой  $F_0$  атмосферного давления, действующей на клапан со стороны выпускного отверстия:

$$F_2 = F_1 + R + F_0.$$

Прижимающая клапан к седлу сила  $F_2$  определяется по формуле

$$F_2 = p_2 S_2 = p_2 d_2 B.$$

Реакция  $R$  со стороны седла на клапан, приведенная к плоскости сечения кольца:

$$R = 0.5 p_3 S'_3 = 0.5 p_3 D_2 y,$$

где  $S'_3$  — площадь проекции контакта клапана с седлом на плоскость сечения кольца.

Сила  $F_0$  атмосферного давления со стороны выпускного отверстия, действующая на площадь проекции клапана в плоскости сечения кольца:

$$F_0 = p_0 S'_4 = p_0 D_2 (B - y),$$

где  $S'_4$  — площадь проекции клапана на плоскость сечения кольца, обращенная к выпускному атмосферному отверстию.

Необходимая для обеспечения устойчивой работы клапана упругая сила  $F_1$  находится после вычисления сил  $F_2$ ,  $R$  и  $F_0$ :

$$F_1 = F_2 - R - F_0.$$

Предварительная деформация резинового кольца, которая создает в нем упругую силу после образования кольцевого зазора и выхлопа воздуха, зависит от физико-механических свойств материала [9, 10], режимов работы, температуры разогрева кольца [11] и определяется экспериментально.

Деформацию растянутого кольца  $\Delta l$  можно представить как удлинение растянутого стержня с модулем упругости  $E$  и размерами поперечного сечения  $B$  и  $H$  под действием внутренней силы  $N$ , приложенной к центру его поперечного сечения:

$$\Delta l = \frac{\pi d_1 N}{EBH}.$$

Для упрощения расчетов можно считать, что при растяжении кольца уменьшение размеров его сечения  $B$  и  $H$  (рис. 2в) равно нулю.

Максимальную относительную деформацию  $\varepsilon_1$  предельно растянутого кольца следует определять по внутреннему диаметру, где расположен наиболее деформируемый слой материала (см. рис. 2а, в):

$$\varepsilon_1 = \frac{d_2 - d_1}{d_1}.$$

Значение этой деформации зависит от применяемого материала. Для средней по твердости резины оно не должно превышать 20 % [9]. Для надежной работы кольцевого упругого клапана рекомендуется  $\varepsilon_{\max} = 0.15$ .

Относительная деформация предварительного растяжения кольца при его расположении на ударнике в канавке равна

$$\varepsilon_0 = \frac{d_0 - d_1}{d_1}.$$

Рекомендуемые значения предварительной деформации резинового кольца  $\varepsilon_0 = 0.02 - 0.04$  получены по результатам продолжительных испытаний пневмомолотов на строительных объектах [12].

#### ВЫВОДЫ

Угол разворота сечения кольца  $\beta$  определяет надежность герметизации камеры обратного хода ударника. Установлено, что условие создания необходимого превышения контактного давления  $p_3$  над давлением  $p_2$  в камере обратного хода при движении ударника в исходное положение обеспечивается разворотом поперечного сечения кольца на угол в пределах  $\beta = 5 - 15^\circ$ , в результате чего давление  $p_3$  в зоне контакта клапана всегда больше давления  $p_2$  в камере обратного хода, а его максимальное значение равно удвоенному давлению  $p_2$ .

Уменьшение износа поверхности клапана до минимума достигается увеличением упругой силы  $F_1$  и уменьшение угла  $\beta$  взаимодействия упругого кольца с седлом клапана по мере движения ударника назад и увеличения диаметра  $D_2$  контактной зоны.

Увеличение упругой силы  $F_1$  происходит не только вследствие повышения жесткости материала, но и за счет предварительной деформации упругого кольца, что приводит к уменьшению площади сечения выпускного кольцевого зазора.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Смоляницкий Б. Н., Тищенко И. В., Червов В. В. и др.** Резервы повышения производительности виброударного погружения в грунт стальных элементов в технологиях специальных строительных работ // ФТПРПИ. — 2008. — № 5.
2. **Данилов Б. Б., Смоляницкий Б. Н.** Пути повышения эффективности забивания в грунт стальных труб пневматическими молотами // ФТПРПИ. — 2005. — № 6.
3. **Смоляницкий Б. Н., Червов В. В., Трубицын В. В. и др.** Новые пневмоударные машины для специальных строительных работ // Механизация стр-ва. — 1997. — № 7.
4. **Червов В. В.** Управление впуском воздуха в камеру обратного хода пневмоударного устройства // ФТПРПИ. — 2003. — № 1.
5. **Червов В. В.** Энергия удара пневмомолота с упругим клапаном в камере обратного хода // ФТПРПИ. — 2004. — № 1.
6. **Пат. № 2105881 РФ.** Устройство ударного действия / В. В. Червов, В. В. Трубицын, Б. Н. Смоляницкий, И. Э. Вебер // Оpubл. в БИ. — 1998. — № 6.
7. **Пат. № 2462575 РФ.** Устройство ударного действия / В. В. Червов, Б. Н. Смоляницкий, В. В. Трубицын, А. В. Червов, И. В. Тищенко // Оpubл. в БИ. — 2012. — № 6.
8. **Гастев В. А.** Краткий курс сопротивления материалов. — М.: Наука, 1977.
9. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя: т. 1. — 5-е изд. — М.: Машиностроение, 1979.
10. **Кондаков Л. А.** Уплотнения и уплотнительная техника: справочник. — М.: Машиностроение, 1986.
11. **Червов В. В., Червов А. В.** Температура сжатого воздуха и выхлопа в пневмомолоте с упругим кольцевым клапаном // Фундаментальные и прикл. вопросы горных наук. — 2014. — № 1. — Т. 2.
12. **Смоляницкий Б. Н., Червов В. В.** Повышение эффективности использования энергоносителя в пневмомолотах для подземного строительства // ФТПРПИ. — 2015. — № 5.