

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО МОЛОТКА СИСТЕМЫ «КОРПУС-УДАРНИК»

Доброборский Б.С.

*ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский Государственный архитектурно-строительный университет», Санкт-Петербург, Россия (190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д.4), e-mail: rector@spbgasu.ru*

---

Классические схемы пневматических машин ударного действия представляют собой корпус с размещенным в нем золотниковым механизмом и поршнем-ударником, совершающим возвратно-поступательные движения относительно корпуса. Основным конструктивным недостатком этих машин является то, что рабочий инструмент крепится к их корпусу. При этом, движения поршня-ударника и корпуса всегда находятся в противофазе из-за действующих на них сил давления сжатого воздуха. По этой причине многочисленные исследования и расчеты работы пневматических машин не привели к существенному уменьшению проблемы. Однако, проведенный автором анализ работы таких машин показал, что нет никакой необходимости крепить рабочий инструмент в корпус машин, так как он непосредственно не участвует в работе ударного механизма. Предложенная автором новая система работы пневматических машин ударного действия «корпус-ударник» предусматривает применение в качестве источника удара корпус машины. Это позволяет обеспечить полную передачу энергии удара по рабочему инструменту, когда он прижат к разрушаемому материалу. В представленных материалах показаны основные теоретические зависимости работы ударного механизма пневматического молотка системы «корпус-ударник».

---

Ключевые слова: пневматическая, машина, молоток, ударное действие

## THEORETICAL ANALYSIS OF A PNEUMATIC HAMMER IMPACT MECHANISM OF THE "BODY-DRUMMER"

Dobroborskiy B.S.

*Saint-Petersburg state university of architecture and civil engineering, Saint-Petersburg, Russia (190005, Saint-Petersburg, street 2-d Krasnoarmeiskaya, 4)*

---

Classic principles of pneumatic percussion machines represent mantle with him spool mechanism and the piston-drummer, reciprocating movement relative to the housing. Main structural disadvantage of these machines is that the working tool is attached to their body. The motions of the piston-impactor and body are always in opposition due to forces acting on them air pressure. For this reason, numerous studies and calculations of pneumatic machines have not led to a significant reduction of the problem. However, the analysis conducted by the author of such machines has shown that there is no need to fix a working tool in the machine body, since it is not directly involved in the impact mechanism. Suggested by the author of a new system of pneumatic percussion machines "body-drummer" involves the use of impact as a source machine body. This allows for full transfer impact energy to the working tool when it is pressed against the blasted material. The submissions shows the main theoretical dependences of pneumatic hammer impact mechanism of the "body-drummer".

---

Keywords: pneumatic, machine, hammer, hammering operation

Классические схемы пневматических машин ударного действия представляют собой корпус с размещенным в нем золотниковым механизмом и поршнем-ударником, совершающим возвратно-поступательные движения относительно корпуса [4, 7].

Основным конструктивным недостатком этих машин является то, что рабочий инструмент крепится к их корпусу, в то время, как движения поршня-ударника и корпуса всегда находятся в противофазе из-за действующих на них сил давления сжатого воздуха.

По этой причине многочисленные исследования и расчеты работы пневматических машин не привели к существенному уменьшению проблемы [1, 2, 3, 6].

В результате для обеспечения требуемого технологического режима работы ударного механизма, заключающегося в наличии механического контакта между инструментом и разрушаемым материалом корпус машины вместе с инструментом необходимо прижимать, преодолевая реактивные силы сжатого воздуха, действующего на корпус, физическими усилиями оператора либо подающими устройствами [5].

Для разрешения этого противоречия автором была разработана новая система работы пневматических машин ударного действия, в которой в качестве ударника используется корпус.

Пневматический молоток системы «корпус-ударник» обеспечивает удар по рабочему инструменту, прижимая его к разрушаемой поверхности при прямом ходе корпуса-ударника.

На рис. 1 представлена общая структура пневматического молотка.

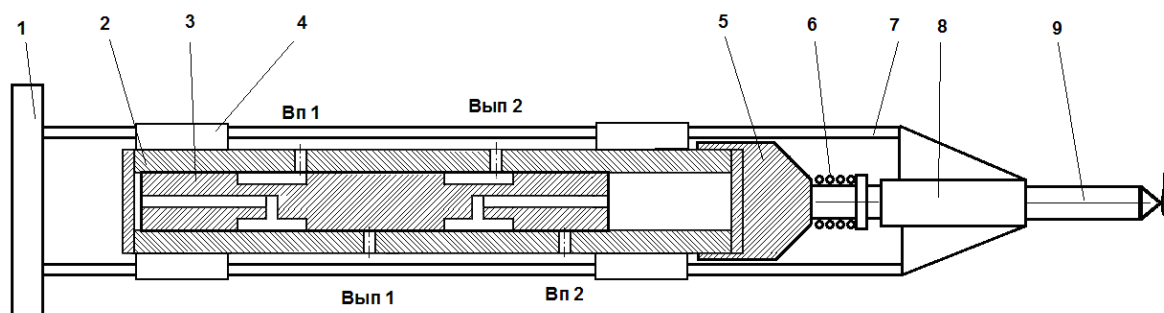


Рис. 1. Схема пневматического молотка системы «корпус-ударник».

Как видно из рис. 1, молоток содержит рукоятку 1, корпус 2, поршень 3, направляющие 4, ударник 5, пружину 6, направляющий стержень 7, втулку 8 и рабочий инструмент 9.

Работа молотка содержит две фазы.

1-я фаза. Поршень в крайнем левом положении. Левый канал поршня соединен с отверстием Вып1, по которому в левую полость поступает сжатый воздух. Правый канал соединен с отверстием Вып 2, по которому воздух соединяется с атмосферой. Под действием сжатого воздуха поршень перемещается в правое положение.

2-я фаза. Поршень в крайнем правом положении. Правый канал поршня соединен с отверстием Вып2, по которому в правую полость поступает сжатый воздух. Левый канал соединен с отверстием Вып 1, по которому воздух соединяется с атмосферой. Под действием сжатого воздуха поршень перемещается в левое положение.

Одновременно с движениями поршня, но в противоположном направлении, перемещается корпус-ударник.

Рассмотрим основные зависимости работы пневматической ударной машины при следующих условиях:

- масса поршня  $m_p$  равна массе цилиндра  $m_c$ ;
- путь поршня в цилиндре  $x_{\max}$
- воздушная подушка с каждой стороны –  $\Delta x$
- рабочий путь поршня в цилиндре  $x_n = x_{\max} - 2 \Delta x$ .
- давление сж. воздуха  $P_n$ .
- давление сж. воздуха  $P_i$ .
- площадь цилиндра:  $\frac{\pi d^2}{4}$

При исходном положении поршня в крайнем положении слева, при подаче сжатого воздуха в левую полость, сила его воздействия на поршень и заднюю стенку цилиндра будет одинакова и равна:

$$F = P_n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (1)$$

При этом, цилиндр начинает двигаться влево, а поршень вправо относительно центра масс.

Их суммарный путь составляет:

$$x_n = x_{\max} - 2\Delta x \quad (2)$$

При этом, путь каждого из них относительно центра масс составит:

$$x_c = x_p = \frac{x_{\max} - 2\Delta x}{2} \quad (3)$$

При постоянном давлении сжатого воздуха в цилиндре ускорение поршня  $a_p$  и ускорение цилиндра  $a_c$  будут равны и противоположны по направлению:

$$a_p = \frac{F}{m_p} \quad (4)$$

$$a_c = \frac{F}{m_c} \quad (5)$$

Отсюда, ускорение поршня относительно цилиндра составит

$$a_{p.o} = 2a_n = 2a_u \quad (6)$$

Конечная скорость цилиндра  $v_p$  при равноускоренном движении  $a_p$  и пройденном пути  $x_p = x_{\max} - 2\Delta x$  определится из формулы:

$$v_c = \sqrt{2a_c \frac{x_{\max} - 2\Delta x}{2}} = \sqrt{a_c (x_{\max} - 2\Delta x)} \quad (7)$$

Отсюда, кинетическая энергия удара определится как:

$$W = m \frac{a_c (x_{\max} - 2\Delta x)}{2} \quad (8)$$

Рассмотрим случай, когда массы поршня  $m_p$  и цилиндра  $m_c$  разные.

Поскольку сила воздействия на цилиндр и поршень  $F$  и время воздействия  $t$  одни и те же, определим зависимость отношения их кинетических энергий соответственно  $W_c$  и  $W_p$ .

Под действием силы  $F$  ускорение поршня составит:

$$a_p = \frac{F}{m_p},$$

а ускорение цилиндра:

$$a_c = \frac{F}{m_c},$$

Ускорение поршня относительно цилиндра составит

$$a_{p.o} = a_p + a_c. \quad (6)$$

Тогда, относительная максимальная скорость перемещения поршня будет:

$$v_p = a_p \cdot t \quad (7)$$

и цилиндра:

$$v_k = a_k \cdot t \quad (8)$$

В результате несложных преобразований получим:

- для энергии поршня:

$$W_p = \frac{m_p v_p^2}{2} = \frac{m_p}{2} \cdot \left(\frac{Ft}{m_p}\right)^2 = \frac{F^2 t^2}{2m_p}, \quad (9)$$

- для энергии цилиндра:

$$W_c = \frac{m_c v_c^2}{2} = \frac{m_c}{2} \cdot \left(\frac{Ft}{m_c}\right)^2 = \frac{F^2 t^2}{2m_c}. \quad (10)$$

Отсюда, отношение энергий поршня и цилиндра в зависимости от их масс определится как:

$$\frac{W_p}{W_c} = \frac{m_c}{m_p}. \quad (11)$$

В реальных пневматических машинах ударного действия давление сжатого воздуха, поступающего в цилиндр при рабочем ходе поршня, называемое индикаторным,

изменяется по мере движения поршня. Однако, в данном случае рассматривается действующее давление сжатого воздуха, определяющее конечную скорость ударника перед ударом.

С учетом потерь при ударе корпуса-ударника по рабочему инструменту фактическая энергия, передаваемая на лезвие рабочего инструмента, составит:

$$W_c = W_0 \eta_y \quad (9)$$

где  $\eta_y$  – коэффициент, учитывающий потери энергии удара при передаче её на лезвие рабочего инструмента.

Значение  $\eta_y$  определяется как

$$\eta_y = \eta_1 \cdot \eta_2.$$

Здесь  $\eta_1$  учитывает КПД удара и рассчитывается по формуле:

$$\eta_1 = \frac{m_r m_c (1 - \varepsilon)^2}{(m_r + m_c)^2}, \quad (10)$$

где  $m_r$  – масса рабочего инструмента,  $\varepsilon$  – коэффициент восстановления соударяющихся тел.

Полученные формулы позволяют определить основные параметры пневматических молотков типа «корпус-ударник» в зависимости от требуемой энергии удара и других условий их эксплуатации.

### Список литературы

1. Александров Е.В. Снижение вибрации ручных горных машин / Е.В. Александров, Ю.В. Флавицкий // Машиностроитель. – 1967. – №7. – С. 13.
2. Александров Е.В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е.В. Александров, В.Б. Соколинский. – М.: Наука, 1969. – 199 с.
3. Александров Е.В. Основы расчета виброзащитных средств с упругой связью / Е.В. Александров, Е.Л. Студниц. – М.: Из-во ИГД им. А.А. Скочинского, 1966. – 64 с.
4. Бабуров В.И., Горбунов В.Ф. Исследование внутренних процессов и параметров рубильных и клепальных молотков. Известия ТПИ им. Кирова, т. 123. 1963. с. 52 – 61.
5. Глазов А.Н. Рабочие процессы пневмоударного механизма перфоратора // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – № 6. – С. 132–136.
6. Кусницын Г.И. Пневматические ручные машины. Справочник / Г.И. Кусницын, С.Б. Зеленецкий, С.И. Доброборский, С.А. Гринцер, А.М. Кивман, И.С. Кассациер. – Л.: Машиностроение, 1968. – 376 с

7. Лыхин П.А. Тоннелестроение и бурение шпуров (скважин) в XIX и XX веках. [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http://www.mi-perm.ru/authors/lyhin/b2\\_t\\_1.htm#s1](http://www.mi-perm.ru/authors/lyhin/b2_t_1.htm#s1) (дата обращения 07.04.2014).

**Рецензенты:**

Волков С.А., д.т.н., профессор, профессор кафедры наземных транспортно-технологических машин Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета, г.Санкт-Петербург.

Ушаков А.И., д.т.н, профессор, директор ООО «Научно-производственный информационно-консультационный центр-плюс», г.Санкт-Петербург.