

№ 84 Date 16.01.2026

UDC 62-12

Доброборский Б.С.

Теоретический анализ функционирования системы «оператор – переносный пневматический перфоратор» и условий обеспечения безопасности труда

Резюме

Эффективность и безопасность функционирования систем «оператор – переносный пневматический перфоратор» связаны с целым комплексом нерешенных до настоящего времени проблем, связанных как с вопросами физики разрушения горных пород, так и с несовершенством конструкций современных пневматических перфораторов и проблемами в биологии как науки, основанной не на законах физики, а на мнениях авторитетов, что не позволяет получать объективные количественные оценки воздействия на организм человека воздействующих факторов. Настоящая работа содержит анализ функционирования каждого элемента этой системы на конечный результат – производительность, а также безопасность на основании существующих теоретических работ в этой области, а также и новых, результатом чего стало определение эффективных путей совершенствования этой системы, отличающейся значительным повышением производительности и безопасности труда.

Ключевые слова: пневматический, перфоратор, бурение, безопасность, оценка, вибрация, производительность.

Dobroborsky B.S.

Theoretical analysis of the functioning of the system "operator – portable pneumatic punch" and conditions of ensuring occupational safety

Abstract

The efficiency and safety of the "operator – portable pneumatic punch" systems are associated with a whole complex of unresolved problems to date, related both to the issues of rock destruction physics, and to the imperfections of the designs of modern pneumatic punchers and problems in biology as a science based not on the laws of physics, but on the opinions of the authorities, which does not allow to obtain objective quantitative assessments of the impact on the human body of the influencing factors. This work contains an analysis of the functioning of each element of this system on the final result – productivity, as well as safety, based on existing theoretical works in this field, as well as new ones, which resulted in the identification of effective ways to improve this system, resulting in a significant increase in productivity and occupational safety.

Keywords: pneumatic, perforator, drilling, safety, evaluation, vibration, productivity.

1. Состояние проблемы

Переносные пневматические перфораторы, используемые для бурения шпуров, характеризуются большой массой, высоким уровнем вибрации рукояток и шума на рабочем месте, а также требуют больших усилий от операторов, низкой скоростью бурения и другими недостатками.

В таблице 1 приведены в качестве примера параметры пневматического перфоратора Atlas Copco BBD 94W.

Таблица 1 – Некоторые технические параметры пневматического перфоратора
Atlas Copco BBD 94W

Масса, кг	28
Длина, мм	670
Расход сжатого воздуха, л/с	97
Частота ударов 1/мин.	3300
Уровень вибрации по 3 осям/ СанПиН 2.2.4.3359-16, м/с^2	15 / 2
Уровень шума на рабочем месте / , $r=1$ м, СанПиН 2.2.4.3359-16, дБ(А)	114 / 75

Как видно из таблицы 1, вибрация рукояток и шум на рабочем месте значительно превышают допустимые нормы.

Проведенный анализ научных работ различных авторов в этой области показал, что при многочисленных теоретических и экспериментальных исследованиях разнообразных конструкций пневматических машин ударного действия и их рабочих инструментов, в том числе пневматических перфораторов, буровых штанг и коронок при бурении шпуров, в этих работах в основном рассматривались ситуации оптимальных условий их эксплуатации, когда корпус машины был прижат к рабочему инструменту, а рабочий инструмент к разрушаемому материалу. В результате эти машины наносили полноценный удар по разрушаемому материалу, поршень-ударник производил полноценный удар по рабочему инструменту и так далее [1, 3, 7, 8, 9, 25].

Теоретические же исследования работы пневматических машин ударного действия, в том числе пневматических перфораторов, в реальных условиях эксплуатации, не рассматривался вопрос о количественной оценке участия

операторов в рабочем процессе, а рассматривалась лишь гигиеническая оценка их труда [1, 2].

Однако именно эти вопросы определяют в конечном итоге реальную безопасность и производительность пневматических машин ударного действия, в том числе переносных пневматических перфораторов, как наиболее тяжелых и опасных машин. Для их решения рассмотрим функционирование системы «оператор – перфоратор – буровая штанга – буровая коронка – разрушаемый материал» в реальных условиях. При этом примем, что конечным результатом функционирования этой системы является скорость бурения.

В состав времени, затрачиваемого на бурение шпуров, входят все операции, предусмотренные технологией осуществления этого процесса: переноска перфоратора к месту бурения и обратно, установка буровой штанги в перфоратор, забуривание, собственно бурение, перестановка буровых штанг.

Здесь скорость собственно бурения – чистая скорость бурения – характеризует основной процесс, в то время как другие операции представляют собой вспомогательные процессы. Как известно, чистая скорость бурения зависит от следующих основных параметров [3]:

- энергии удара поршня-ударника по буровой штанге;
- частоты ударов;
- усилия подачи;
- типа буровой коронки;
- крепости разрушаемого материала.

Таким образом, в общем виде процесс бурения шпуров может быть представлен в виде дифференциального уравнения:

$$\frac{dh}{dt} = f(j_{\text{п}}, n, Q_{\text{т}}, \psi, f_{\text{м}}, Q_{\text{б}}), \quad (1)$$

где h – глубина буримого шпура; t – время; $j_{\text{п}}$ – энергия удара поршня-ударника по буровой штанге; n – частота ударов; $Q_{\text{т}}$ – техническое усилие подачи; $Q_{\text{б}}$ –

усилие подачи оператора; ψ – коэффициент передачи энергии удара буровой штанги и буровой коронки; f_m – крепость разрушаемого материала.

Система «оператор – перфоратор – буровая штанга – буровая коронка – разрушаемый материал» представляет собой звенья, последовательно сопряженные между собой, как это видно из рисунка 1.

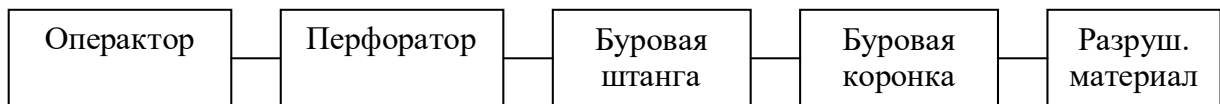


Рисунок 1 – Структурная схема системы «оператор – перфоратор – буровая штанга – буровая коронка – разрушаемый материал»

Отсюда уравнение (1) можно представить в виде:

$$\frac{dh}{dt} = f(j_{\Pi}) \cdot f(n) \cdot f(Q_T) \cdot f(\psi) \cdot f(f_m) \cdot f(Q_6). \quad (2)$$

Как видно из уравнения (2), каждое из звеньев рассматриваемой системы функционирует по своим законам. Однако в совокупности они преобразуют энергию сжатого воздуха, поступающего в перфоратор, в энергию разрушения породы в условиях присутствия силы тяжести или усилия пневмоподдержки и усилий бурильщика. Для определения закономерности взаимодействия звеньев этой системы, а также закономерности ее функционирования в целом, рассмотрим закономерность функционирования каждого ее звена.

2. Анализ динамики разрушения материалов

Условия бурения шпуров и требования к пневматическим перфораторам, буровым штангам и буровым коронкам определяются свойствами разрушаемых материалов.

Одним из основных параметров разрушаемых материалов, играющих ключевую роль в процессе разрушения, является их твердость, которая классифицируется по широко применяемой шкале проф. Протодяконова.

Перфораторное бурение в основном применяется при бурении материалов средней крепости и крепких.

Особенностью материалов средней крепости и крепких является то, что их разрушение в результате ударов происходит ступенчато, как это видно из рисунка 2, где показан график зависимости изменения силы сопротивления разрушаемого материала $F_{\text{пор}}$ при ударном внедрении в гранит долотчатой коронки, полученный Р. Саймоном [4].

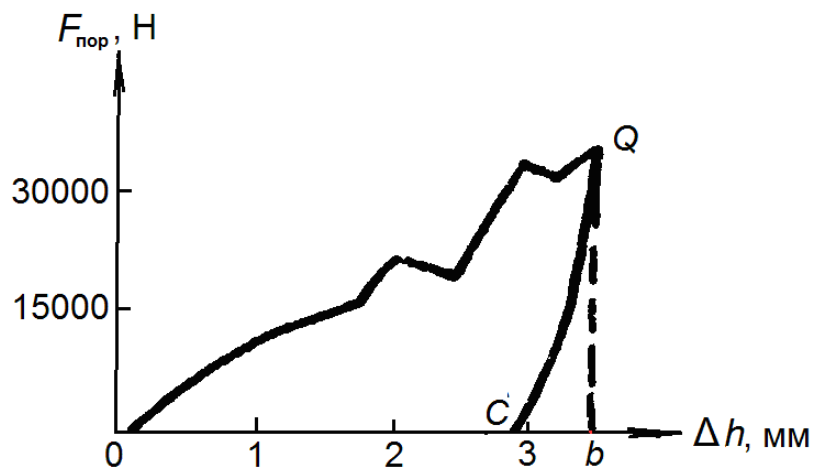


Рисунок 2 – График ударного внедрения в гранит долотчатой коронки

Это так же видно из рисунка 3, где показан график зависимости изменения силы сопротивления разрушаемого материала при ударном внедрении в гранит четырехперой коронки, полученный В.А. Хуструлидом [4] и рисунка 4, где показаны графики зависимости величины внедрения буровой коронки от импульсов различной амплитуды $F_{\text{им}}$, что достигалось измерением скорости удара бойком по инструменту [4].

Представленный на рисунке 4 график 1 соответствует меньшему импульсу - его характеристика близка к треугольной.

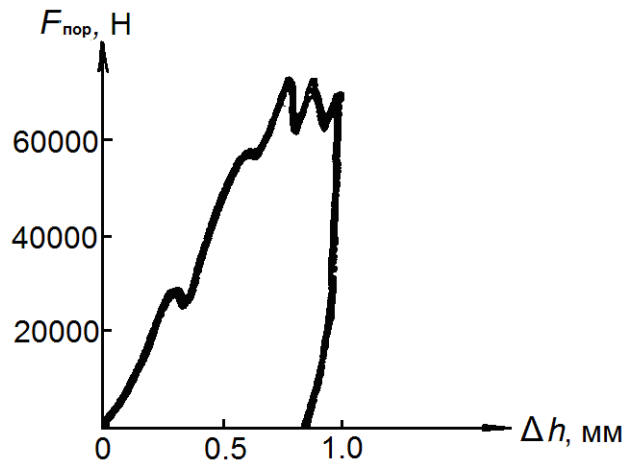


Рисунок 3 – График ударного внедрения в гранит четырехперой коронки

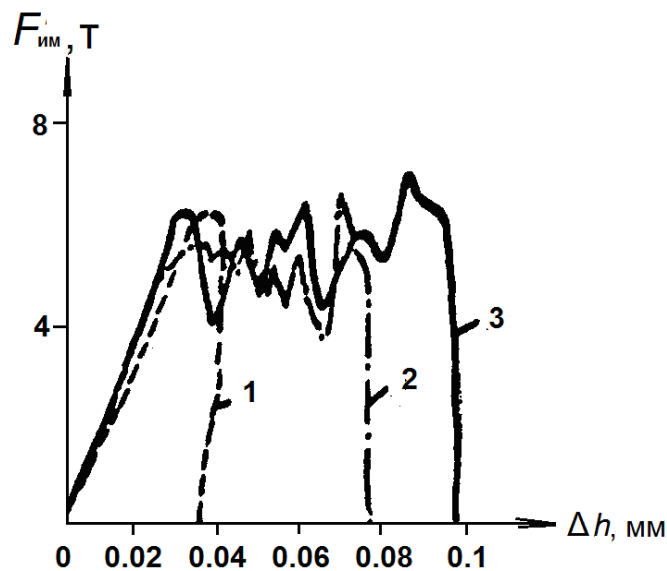


Рисунок 4 – Графики зависимости величины внедрения буровой коронки от импульсов различной амплитуды

При больших импульсах (графики 2 и 3) характеристики графиков более крутые, что означает отсутствие роста сил сопротивления материала.

На рисунке 5 показаны графики внедрения в кварцит долотчатой коронки. Как видно из графиков, при значении силы $F_{\text{пор}}$ некоторым минимальным значениям происходит существенное разрушение породы.

Как видно из графиков на рисунках 2 ÷ 5, особенностью процесса внедрения буровой коронки в хрупкую породу является наличие скачков силы внедрения, которые объясняются хрупким выкалыванием частиц материалов.

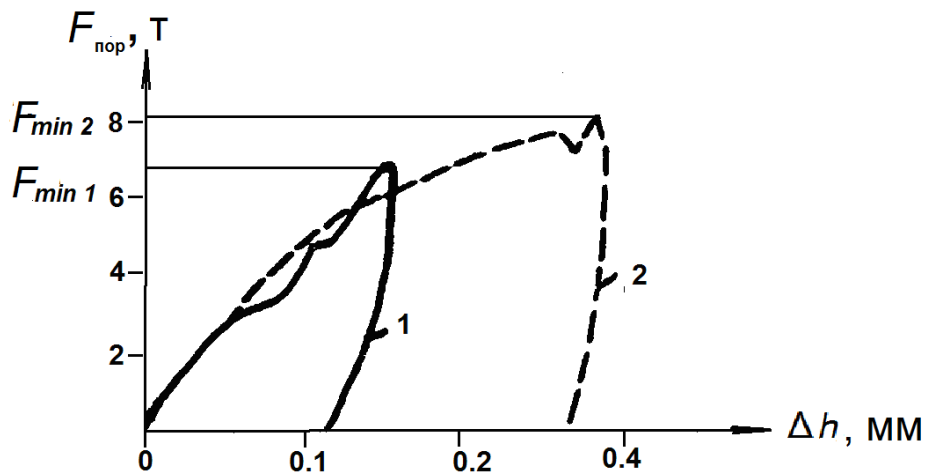


Рисунок 5 – Графики внедрения в кварцит долотчатой коронки

Для них характерны практически линейный рост силы сопротивления материалов внедрению по мере углубления буровой коронки, сопровождающегося раздавливанием зерен породы под ее лезвием, и возникновение на определенной стадии хрупкого выкалывания материалов и соответствующих ему скачкообразных изменений характеристики "давление-внедрение".

При достижении максимального значения давления в контакте буровой коронки с материалом разрушение материала прекращается и при снятии нагрузки происходит частичное упругое восстановление породы. Вследствие этого остаточная глубина внедрения меньше максимально достигнутого внедрения на величину отпора буровой коронки материалом.

Здесь необходимо отметить, что приведенные выше примеры внедрения буровой коронки в материал производились в лабораторных условиях на образцах материалов определенных размеров [9].

С учетом того, что на глубину внедрения инструмента в разрушаемый материал влияют такие основные параметры, как сила воздействия инструмента, коэффициент жесткости системы «инструмент-материал», длительность ударного импульса, коэффициент длительности импульса и площадь воздействия инструмента на материал, в реальных условиях

величина внедрения инструмента в материал Δh при единичном ударе может быть ориентировочно определена по известной формуле:

$$\Delta h = \frac{F_{\text{и}} \Delta t}{f_{\text{м}} S} \quad (3)$$

где $F_{\text{и}}$ – сила воздействия инструмента, $f_{\text{м}}$ – крепость породы, Δt – длительность ударного импульса, S - площадь воздействия буровой коронки на материал.

Отсюда скорость внедрения инструмента:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{F_{\text{и}}}{f_{\text{м}} S}. \quad (4)$$

Поскольку энергия удара

$$j_{\text{и}} = \Delta h \cdot F_{\text{и}}, \quad (5)$$

то формулу (4) можно переписать в виде:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{\psi j_{\text{и}}}{\Delta h f_{\text{м}} S} \quad (6)$$

где ψ – коэффициент передачи энергии буровых штанги и коронки.

Для эффективного разрушения материала необходимо выполнение условия:

$$\frac{F_{\text{и}}}{S} > \left(\frac{F_{\text{и}}}{S} \right)_{\text{min}}. \quad (7)$$

Однако здесь необходимо отметить, что скорость разрушения материала определяется именно силой $F_{\text{и}}$ при определенной площади воздействия S этой

силы. Отсюда следует, что при расчетах скорости внедрения инструмента в разрушаемый материал следует использовать формулу (4). При этом эффективность удара, создающего значительные контактные напряжения, разрушающие материал, целесообразно определять по величине деформированной массы [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10], а применительно к бурению шпуров – по ее объему.

Отсюда зависимость скорости бурения от совместного действия параметров буровой штанги, буровой коронки и разрушаемого материала можно выразить в виде:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{4V_M}{\pi d_{\text{ш}}^2}, \quad (8)$$

где V_M – объем разрушенного материала, $d_{\text{ш}}$ – диаметр буримого шпура.

3. Анализ динамики передачи импульсов буровыми штангами и буровыми коронками

Эффективное разрушение материала в результате ударов по нему буровой штанги и закрепленной на ней буровой коронки как твердых тел, возможно лишь при их контакте непосредственно перед ударом, что приводит к возникновению больших контактных напряжений как в буровых штанге и коронке, так и в материале.

Для описания процессов соударения твердых тел существует ряд теорий, основанных на тех или иных математических моделях продольного соударения тел: теория соударения абсолютно твердых тел, основанная на механике Ньютона; модель Герца, основанная на том, что основными деформациями являются местные, а так же на том, что зависимость контактной силы от контактной деформации при ударе такая же, что при статическом сжатии тел;

энергетическая модель удара, основанная на теореме об изменении кинетической энергии и предположениях о характере их деформации; дискретная модель удара, основанная на представлении о взаимодействии элементарных дискретных масс, связанных упругими элементами; волновая теория Сен-Венана, наиболее адекватно отражающая реальные динамические процессы в соударяемых телах и другие [11, 12, 13].

Конечной целью этих теорий является математическое описание передачи деформаций твердых тел в результате удара.

Использование энергии удара как параметра машин ударного действия было связано с определенными возможностями ее измерения при условии использования известных параметров материалов и технологий изготовления как поршня-ударника, так и рабочих инструментов (буровых штанг). В ГОСТе Р 51246-99 указаны лишь косвенные требования к ним: ресурс 1600 ч. при средней наработке на отказ 20 ч.

Процесс передачи ударных импульсов от поршня-ударника буровым штанге с коронкой разрушаемому материалу происходит следующим образом.

При работе перфоратора его поршень-ударник наносит удары по торцу хвостовика буровой штанги, которая передает ударный импульс буровой коронке, а та – разрушаемому материалу.

Для анализа процессов ударов рассмотрим основные параметры буровых штанг.

Буровые штанги, применяющиеся при перфораторном бурении, представляют собой шестигранные стальные стержни, изготавливаемые по ГОСТ 51681-2000, снабженные буровыми коронками, изготавливаемыми по ГОСТ 17196 – 77 в соответствии с техническими требованиями по ГОСТ 6086-75. На рисунке 6 показан общий вид буровой штанги.

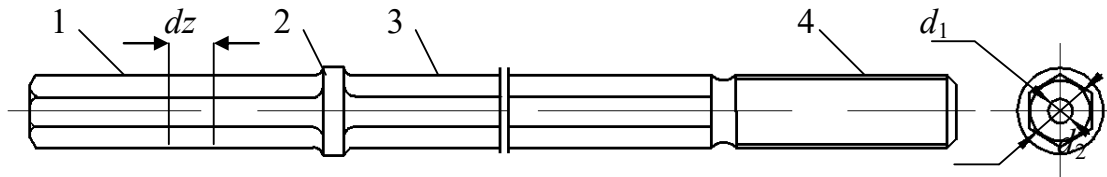


Рисунок 6 – Буровая штанга с резьбой

Как видно из рисунка 6, буровая штанга содержит: хвостовик 1, буртик 2, шестигранный стержень 3 и резьбовую часть 4 на ее конце (имеются так же буровые штанги с коническим концом). Причем плоскость торца хвостовика буровой штанги, по которой наносятся удары поршнем-ударником, представляет собой круг с диаметром d_2 и отверстием в центре диаметром d_1 .

На рисунке 7 показаны примеры конструкций буровых коронок: а) – долотчатой с конусным присоединительным отверстием, б) – крестовой с резьбовым присоединительным отверстием.

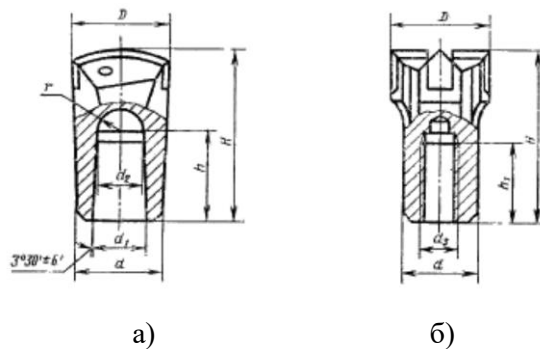


Рисунок 7 – Примеры конструкции буровых коронок

Для бурения шпуров хвостовик 1 буровой штанги устанавливается в перфоратор и закрепляется в нем за буртик 2. На резьбовую часть 4 буровой штанги навинчивается буровая коронка. Как видно из рисунка 7, б), для этого в буровой коронке предусмотрено резьбовое присоединительное отверстие.

По результатам исследований различных авторов установлено, что длительность ударного импульса при ударе поршня-ударника по буровой штанге

составляет около 50 мкс, а скорость прохождения ударного импульса вдоль буровой штанги составляет ≈ 5300 м/с [14].

Отсюда длительность прохождения ударного импульса вдоль буровой штанги при ее длине в 1 м составляет ≈ 200 мкс.

Из этого следует, что в момент удара поршня-ударника по буровой штанге последняя неподвижна, так как она посредством буровой коронки упирается в жесткую опору – разрушаемый материал, который начнет испытывать воздействия ударного импульса при длине буровой штанги в 1 метр только через 200 мкс, а при использовании более длинных буровых штанг еще больше.

При ударе поршня-ударника по торцу хвостовика буровой штанги в последнем возникает контактное напряжение $\sigma_{ш}$, определяемое выражением:

$$\sigma_{ш} = \frac{F_{уд}}{s_{ш}}, \quad (9)$$

где $s_{ш}$ – площадь поперечного сечения буровой штанги, $F_{уд}$ – сила удара поршня-ударника по буровой штанге.

Площадь поперечного сечения торца хвостовика буровой штанги составляет:

$$s_{ш} = \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}, \quad (10)$$

где d_2 – диаметр торца хвостовика буровой штанги, d_1 – диаметр отверстия в хвостовике буровой штанги.

Поскольку в зоне торца хвостовик буровой штанги имеет сложную форму для аналитического определения величины упругой деформации в процессе удара: шестигранный стержень с фаской и отверстием в центре, введем дополнительный параметр – коэффициент формы торца хвостовика буровой штанги $k_{фбш}$, определяемый экспериментально.

Тогда величина упругой деформации буровой штанги $\varepsilon_{\text{ш}}$ в направлении вектора силы $F_{\text{уд}}$ может быть определена по формуле:

$$\varepsilon_{\text{ш}} = k_{\text{фш}} \frac{\sigma_{\text{ш}}}{E_{\text{ш}}}, \quad (11)$$

где $E_{\text{ш}}$ - модуль упругости стали буровой штанги.

Для поршня-ударника величина контактного напряжения составит

$$\sigma_{\text{п}} = \frac{F_{\text{уд}}}{s_{\text{п}}}, \quad (12)$$

где $s_{\text{п}}$ – контактная площадь поршня-ударника, равная контактной площади буровой штанги $s_{\text{ш}}$.

Величина упругой деформации поршня-ударника $\varepsilon_{\text{п}}$ в направлении вектора силы $F_{\text{уд}}$ с учетом коэффициента формы поршня-ударника $k_{\text{фп}}$ составит:

$$\varepsilon_{\text{п}} = k_{\text{фп}} \frac{\sigma_{\text{п}}}{E_{\text{п}}}. \quad (13)$$

где $E_{\text{п}}$ - модуль упругости стали поршня-ударника.

Общая величина упругой деформации поршня-ударника и буровой штанги ε , представляющей собой путь поршня-ударника в процессе удара при неподвижной буровой штанге, составит:

$$\varepsilon_{\Sigma} = \varepsilon_{\text{п}} + \varepsilon_{\text{ш}}. \quad (14)$$

Конечная скорость поршня-ударника в процессе удара $v_{\text{п}}$ равна нулю.

Отсюда изменение скорости поршня-ударника в процессе удара составит:

$$\Delta v = v_{\text{п max}}.$$

Принимая, что при упругой деформации в соответствии с законом Гука скорость поршня-ударника уменьшается равномерно, определим время удара.

Для этого в соответствии с законом Гука и 2-м законом Ньютона составим систему уравнений:

$$\begin{cases} F_{\text{уд}} = E_{\text{п}} \cdot \varepsilon_{\Sigma}, \\ F_{\text{уд}} = m_{\text{п}} a_{\text{п}} = m_{\text{п}} \frac{d^2 \varepsilon_{\Sigma}}{d\tau^2}. \end{cases} \quad (15)$$

В результате решения системы уравнений (15) время удара составит

$$\tau = k \frac{m \ln \varepsilon_{\Sigma}}{E_{\text{п}}}, \quad (16)$$

где k – коэффициент, определяемый скоростью поршня-ударника перед ударом.

Отрицательное ускорение поршня-ударника в процессе удара составит:

$$a = \frac{v_{\text{п max}}}{\tau} \quad (17)$$

Тогда сила удара $F_{\text{уд}}$ составит:

$$F_{\text{уд}} = m_{\text{п}} a = m_{\text{п}} \frac{v_{\text{п max}}}{\tau} = m_{\text{п}} \frac{v_{\text{п max}}^2}{2\varepsilon_{\Sigma}} = m_{\text{п}} \frac{v_{\text{п max}}^2}{2(\varepsilon_n + \varepsilon_{\text{ш}})} = \frac{m_{\text{п}} v_{\text{п max}}^2}{2(k_{\text{фп}} \frac{\sigma_{\text{п}}}{E_{\text{п}}} + k_{\text{фш}} \frac{\sigma_{\text{ш}}}{E_{\text{ш}}})}, \quad (18)$$

или

$$F_{\text{уд}} = \frac{W_{\text{п}}}{k_{\text{фп}} \frac{\sigma_{\text{п}}}{E_{\text{п}}} + k_{\text{фш}} \frac{\sigma_{\text{ш}}}{E_{\text{ш}}}}, \quad (19)$$

где $W_{\text{п}}$ – энергия поршня-ударника перед ударом.

Отсюда упругое напряжение буровой штанги $\sigma_{\text{ш}}$ в результате удара составит:

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{E_{\text{ш}} (W_{\text{п}} - F_{\text{уд}} k_{\text{фп}} \frac{\sigma_{\text{п}}}{E_{\text{п}}})}{F_{\text{уд}} k_{\text{фп}}}. \quad (20)$$

Как показали исследования многих авторов [14, 15], форма импульса напряжений, и, соответственно, сил, формируемых в неподвижной буровой штанге в результате одиночного удара по ней поршня-ударника, передаваемого вдоль нее, имеет вид, представленный на рисунке 8.

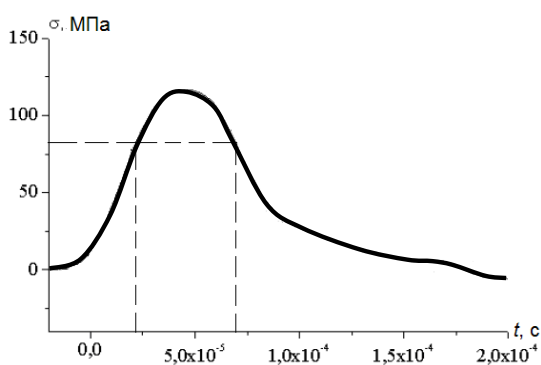


Рисунок 8 – Осциллограмма ударного импульса в буровой штанге

Как видно из рисунка 8, ударный импульс силы имеет сложную форму с длительностью 50 мкс на уровне 0.7 от F_{max} .

Этот импульс силы с незначительными потерями ($\approx 3\%$) посредством буровой коронки, установленной на конце буровой штанги, передается

материалу, вызывая в нем соответствующие контактные напряжения, под действием которых он разрушается, как это видно, например, из рисунка 1.

Как следует из приведенных рассуждений и формул (16) и (17), энергия удара не определяет однозначно эффективность разрушения материалов, а зависит от контактных напряжений, испытываемых поршнем-ударником и буровой штангой при ударе, а также от их модулей упругости.

Поэтому для решения этой проблемы целесообразно в перечень основных параметров пневматических перфораторов и других пневматических машин ударного действия ввести коэффициент удара $K_{уд}$, определяемый из выражения:

$$K_{уд} = k_{фп} \frac{\sigma_{п}}{E_{п}} + k_{фш} \frac{\sigma_{ш}}{E_{ш}}. \quad (21)$$

В этом случае формула для определения силы удара примет вид:

$$F_{уд} = \frac{W_{п}}{k_{уд}}. \quad (22)$$

4. Анализ работы перфоратора в системе «оператор – перфоратор – буровая штанга – буровая коронка – разрушаемый материал»

При проведении любых исследований, в том числе и посвященных расчетам работы пневматических машин ударного действия, всегда оговариваются определенные условия, при которых производятся исследования, часто предусматривающие некоторые идеальные либо граничные допущения, например, конкретного пространственного положения корпуса перфоратора, его неподвижности при работе и т.д. [3, 4, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22].

Тем не менее, результаты таких работ нередко широко используются в научно-исследовательских и конструкторских работах в близких либо аналогичных ситуациях.

В частности, для исследований внутренних процессов машин ударного действия Б. В. Суднишниковым и его коллегами [20, 21, 22, 24] был разработан метод индикаторных диаграмм, который стал в свое время наиболее объективным способом определения энергии удара, обеспечивающим получение зависимости координаты и скорости поршня-ударника от времени.

С помощью этих данных может быть произведен анализ геометрии ствола перфоратора и динамики изменения

На рисунке 9 показан идеализированный пример индикаторных диаграмм [22], на котором изображены циклы движения поршня-ударника, где: а – график силы, действующей на ударник, б – график скорости ударника, в – график перемещения ударника; X_3 – график перемещения инструмента.

давления сжатого воздуха в его камерах.

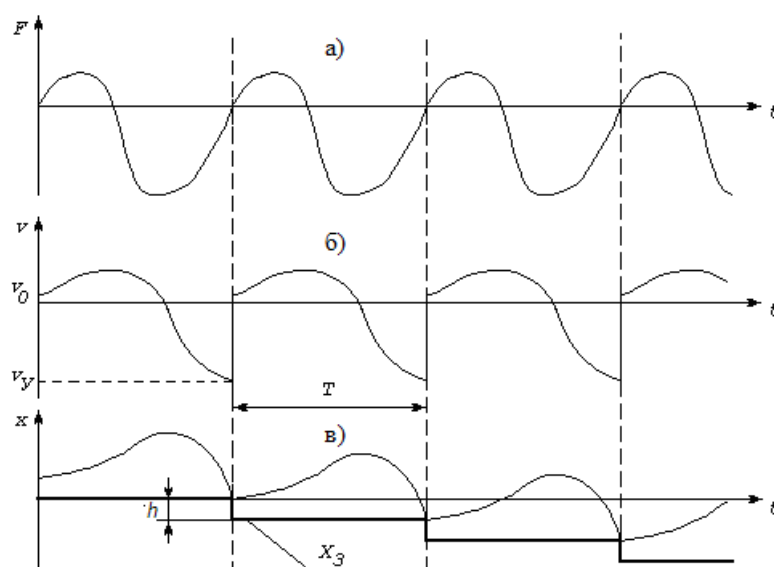


Рисунок 9 – Циклы движения поршня-ударника отбойного молотка МОП-3

На рисунке 10 показана реальная индикаторная диаграмма отбойного молотка МОП-3.

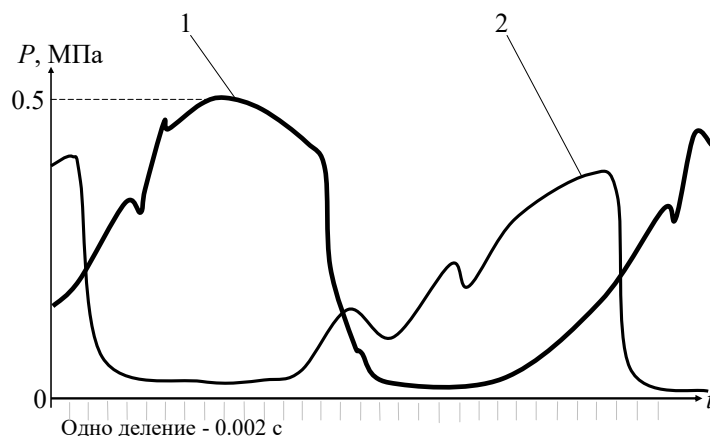


Рисунок 10 – Индикаторная диаграмма отбойного молотка МОП-3
1- прямой ход поршня-ударника (слева направо), 2 – обратный ход поршня-ударника (справа налево)

Как видно из рисунка 10, при рабочем ходе поршня-ударника на него сначала воздействует давление сжатого воздуха до 0.5 МПа, которое сбрасывается в конце его рабочего хода. В свою очередь обратный ход поршня-ударника происходит при меньшем давлении за счет скорости его отскока от инструмента после удара и особенностей конструкции.

Использование метода индикаторных диаграмм для анализа рабочих процессов предусматривает следующие идеальные условия исследований [21, 22]:

1. Ударная машина работает в устойчивом режиме при постоянных давлении и температуре сжатого воздуха в сети;
2. Постоянное усилие подачи;
3. Постоянные прочностные характеристики разрушаемого материала;
4. Силы трения между корпусом и ударником пренебрежимо малы по сравнению с пневматическими силами;
5. При каждом ударе инструмент машины внедряется в разрушаемый материал на одинаковое расстояние;
6. Усилие подачи достаточно велико и его сумма с проекцией веса машины на ось ox обеспечивает передачу максимальной энергии удара;

7. К моменту удара инструмент неподвижен, а корпус машины опирается на его буртик.

Как видно из перечня перечисленных условий, в их число входят такие значимые параметры, как большое усилие подачи, неподвижность инструмента и опора корпуса машины на буртик инструмента.

Эти условия соответствуют оптимальным режимам работы пневматических машин ударного действия, но которые не реализуется при фактической эксплуатации перфораторов, так как величина усилия подачи при оптимальном режиме должна составлять $1250 \div 1400$ Н при фактических усилиях, обеспечиваемых суммарной силой тяжести перфоратора и усилий подачи оператора в $450 \div 550$ Н при бурении вниз и суммарной средней силой пневмомоддержки и усилия оператора в $600 \div 700$ Н при бурении горизонтальных и наклонных шпуров.

Таким образом, применение этого метода возможно только при исследованиях движения поршня-ударника относительно ствола перфоратора, но он не может быть применен при исследованиях процессов передачи энергии удара в реальных условиях.

По этой причине для определения реальной энергии удара пневматических перфораторов в действующем стандарте ГОСТ Р 51246-99 предусмотрены испытания перфораторов на буровом стенде при бурении горизонтальных шпуров при его установке на пневматическую поддержку, как это показано на рисунке 11, без усилий оператора.

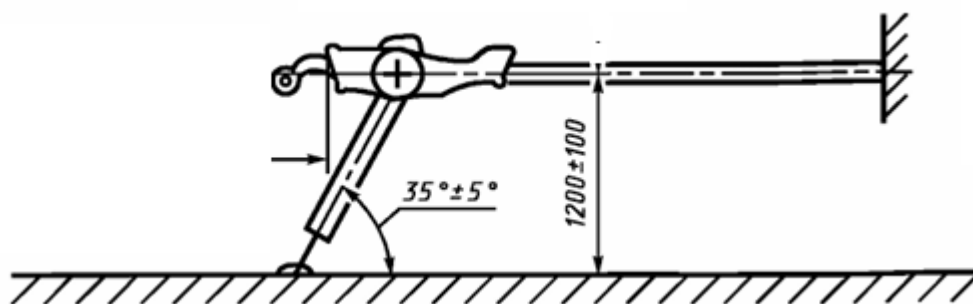


Рисунок 11 – Схема установки перфоратора на буровом стенде

Как видно из рисунка 11, угол наклона пневматической поддержки, уравнивающей перфоратор, составляет $\alpha = 35^\circ \pm 5^\circ$.

При весе перфоратора $Q_{\text{п}} = 350$ Н усилие подачи $Q_{\text{т}}$, обеспечиваемое пневмоподдержкой, составит:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{и}} \cdot \text{ctg}\alpha = 350 \cdot \text{ctg}35^\circ = 350 \cdot 1.43 = 500\text{Н}. \quad (23)$$

Как видно из изложенного, стандартом предусматриваются испытания перфораторов в реальных условиях при некотором среднем положении пневмоподдержки, используемой при бурении шпуров, весьма далеко от оптимального, соответствующего усилию подачи, как было указано выше, ≈ 1400 Н.

Таким образом, существующая теория работы пневматических машин ударного действия, основанная на перечисленных выше идеальных условиях, не отражает их работу в реальных условиях, а разработанные на основании этой теории пневматические машины ударного действия не могут работать в оптимальном режиме.

Основной причиной такого положения является то, что силы сжатого воздуха, действующие на поршень-ударник в прямом направлении, одновременно действуют и на корпус, вызывая его движения в обратном направлении, в результате чего закрепленный на корпусе рабочий инструмент в момент удара по нему поршня-ударника отдаляется от разрушаемого материала.

На рисунках 12 и 13 показаны графики движений корпуса отбойного молотка при усилиях подачи в 160 Н и 500 Н [15].

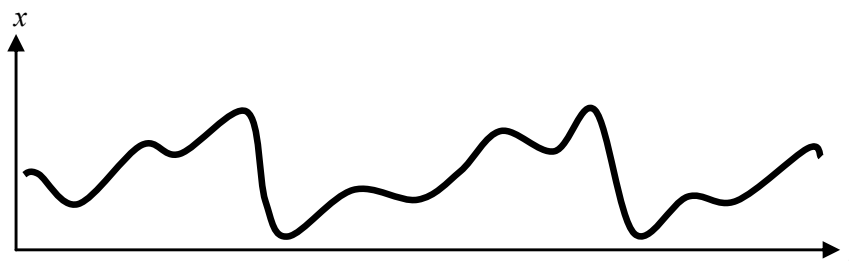


Рисунок 12 – График колебаний корпуса отбойного молотка при незначительном усилии подачи (160 Н).

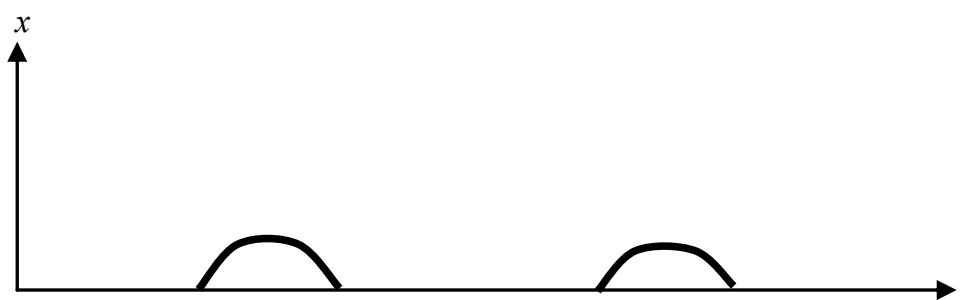


Рисунок 13 – График колебаний корпуса отбойного молотка при значительном усилии подачи (500 Н).

Как видно из графиков на рисунках 12 и 13, при незначительном усилии подачи (160 Н) график колебаний корпуса имеет сложную форму, отражая движения поршня-ударника. При больших усилиях подачи (500 Н) уровень вибрации корпуса значительно снижается.

При исследованиях пневматических перфораторов при бурении вниз, проведенных автором, амплитуда колебаний корпусов в вертикальном направлении при усилии подачи, создаваемым силой тяжести 350 Н, составляла до 15 мм.

При этом вслед за корпусом, перемещающимся вверх под действием реактивных сил, перемещалась и буровая штанга, теряя контакт с разрушаемым материалом.

Поэтому часть ударов поршня-ударника по буровой штанге происходила вхолостую, в результате чего скорость бурения была значительно ниже максимальной. При силе тяжести перфоратора в 350 Н для производительного

бурения бурильщик должен обеспечить усилие подачи в 850 - 1050 Н, что значительно превышает возможности оператора.

Для решения этой проблемы, в отличие от теории Б.В. Суднишникова, в которой корпус машины ударного действия как идеальный случай рассматривался неподвижным, автором предложена теория, в которой работа машины ударного действия, рабочего инструмента и разрушаемого материала представляется в виде неравновесной термодинамической системы, функционирующей относительно инерциальной системы координат. На рисунке 14 показана схема функционирования такой системы. В рассматриваемом ударном механизме под действием сжатого воздуха поршень-ударник и корпус с закрепленным на нем рабочим инструментом в соответствии с 1-м законом Ньютона непрерывно совершают возвратно-поступательные движения в противоположных направлениях относительно координаты x при неподвижном центре масс, обозначенном 0 на оси x . Это происходит в результате непрерывного преобразования энергии сжатого воздуха в кинетическую энергию.

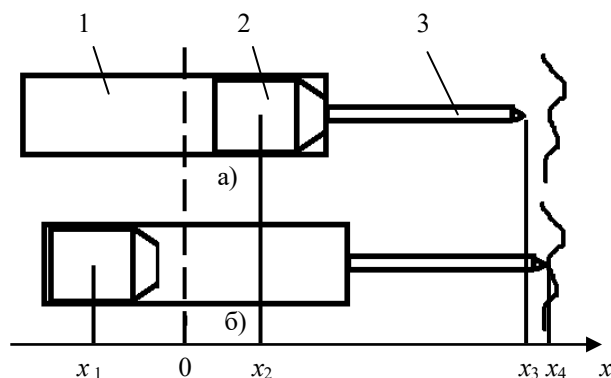


Рисунок 14 - Функционирование машины ударного действия относительно инерциальной системы координат, привязанной к разрушаемому материалу

1 – корпус, 2 – поршень-ударник, 3 – рабочий инструмент.

Как видно из рисунка 14, а) когда поршень-ударник принимает крайнее правое положение, соответствующее прямому ходу – x_2 , корпус с рабочим инструментом занимает крайнее левое положение – x_3 , а когда поршень-ударник

занимает крайнее левое положение – x_1 (рисунок 14, б)) при обратном ходе, корпус с рабочим инструментом занимают крайнее правое положение – x_4 . Амплитуда возвратно-поступательных движений поршня-ударника определяется конструкцией машины ударного действия, а амплитуда колебаний корпуса с рабочим инструментом определяется соотношением их масс и массы поршня-ударника.

Энергия сжатого воздуха, поступающая в машину, испытывает два основных цикла преобразования:

1. Преобразование в кинетическую энергию, под действием которой корпус и поршень-ударник производят возвратно-поступательные движения.
2. Преобразование кинетической энергии в энергию ударного импульса, передаваемую рабочему инструменту.

Кроме того, часть энергии просачивается в атмосферу.

Поскольку рабочему инструменту передается лишь часть энергии, а остальная расходуется на различные неизбежные потери: движения корпуса, трение, выпуск сжатого воздуха в атмосферу и прочее, машина всегда будет находиться в неравновесном термодинамическом состоянии, определяемом из уравнения:

$$\Delta J_{\text{нс}} = J_{\text{св}} - J_{\text{и}} - J_{\text{пот}} \neq 0, \quad (24)$$

Г

де $\Delta J_{\text{нс}}$ – энергия неравновесного термодинамического состояния, $J_{\text{св}}$ – энергия сжатого воздуха, $J_{\text{и}}$ – энергия, передаваемая рабочему инструменту в результате удара, $J_{\text{пот}}$ – энергия потерь.

При постоянных условиях работы машины: давлении сжатого воздуха в сети, температуре и другие условиях частота движений поршня-ударника так же будет постоянной. При этом ее неравновесное термодинамическое состояние может считаться устойчивым.

Рассматривая функционирование рабочего инструмента, по которому производятся периодические удары поршня-ударника, отметим, что после

каждого удара в рабочем инструменте, как было указано ранее, проходят продольные быстро затухающие ударные импульсы напряжений, после чего рабочий инструмент возвращается в исходное состояние. Этот процесс означает, что рабочий инструмент после каждого удара, при котором он получает энергию и в результате чего переходит в неравновесное термодинамическое состояние, стремится к термодинамическому равновесию.

Таким образом, при работе пневматической машины ударного действия функционируют две термодинамические системы:

- активную, представляющую собой ударный механизм, в котором происходит преобразование энергии сжатого воздуха в кинетическую энергию, стремящийся к максимальному устойчивому неравновесному состоянию;
- пассивную, представляющую собой рабочий инструмент, стремящийся к равновесному состоянию [23].

Рассматривая работу перфоратора как термодинамической системы активного типа, отметим, что под действием энергии сжатого воздуха происходят возвратно-поступательные движения поршня-ударника и работа механизма поворота буровой штанги. Но при этом происходит воздействие энергии сжатого воздуха и на корпус перфоратора, вызывая его возвратно-поступательные движения в противофазе движениям поршня-ударника. Таким образом, при работе перфоратора и поршень-ударник, и корпус находятся в неравновесном термодинамическом состоянии.

Поскольку, в соответствии с теорией Б.В. Суднишникова, работа пневматических машин рассматривалась без учета их термодинамического состояния и всегда при наличии большого усилия подачи, обеспечивающем идеальные условия – неподвижность корпуса, закономерность работы машин ударного действия без усилия подачи до настоящего времени практически не рассматривалась.

Для выяснения роли корпуса машины ударного действия в процессе ее работы автором была исследована закономерность его движений при отсутствии усилия подачи.

В случае горизонтального положения машины ударного действия при рабочем ходе поршень-ударник и корпус производят разнонаправленные движения относительно центра масс.

При этом силы и время воздействия сжатого воздуха на корпус и поршень-ударник, в соответствии с законами Ньютона, равны, а импульс, получаемый за время прямого хода поршня-ударника, определяется по формуле

$$I_{\Pi} = S_{\Pi} \int_0^{T_{\text{пр.х}}} P_{\text{пр.х}} dt, \quad (31)$$

где I_{Π} – импульс, получаемый поршнем-ударником за время прямого хода, S_{Π} – площадь заднего торца поршня-ударника, $P_{\text{пр.х}}$ – среднедействующее давление сжатого воздуха за время прямого хода, $T_{\text{пр.х}}$ – время прямого хода поршня-ударника.

В результате своего прямого хода поршень-ударник производит удар по рабочему инструменту.

При этом одна часть энергии передается инструменту, а другая часть за счет упругих напряжений во время удара возвращается поршню-ударнику.

Поэтому при обратном ходе поршня-ударника его энергия определяется не только действием сжатого воздуха, но и энергией, определяемой коэффициентом восстановления.

В то же время параметры перемещения корпуса при обратном ходе поршня-ударника определяются давлением сжатого воздуха и временем обратного хода.

Соотношение перемещений корпуса s_k и поршня-ударника s_{Π} определяется как соотношения масс:

$$\frac{S_K}{S_{II}} = \frac{m_{II}}{m_K}. \quad (32)$$

Рассмотрим закономерность этих движений при бурении шпуров вертикально вниз. На рисунке 15 представлена упрощенная схема ударного механизма перфоратора.

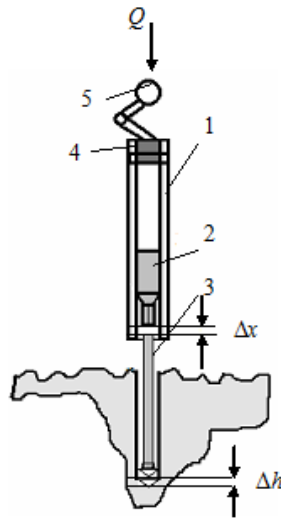


Рисунок 15 – Упрощенная схема ударного механизма перфоратора

Как видно из рисунка 15, основными элементами пневматического перфоратора являются корпус 1, поршень-ударник 2, буровая штанга с буровой коронкой 3, воздухораспределительный механизм 4 и виброгасящая рукоятка 5.

В процессе работы перфоратора при поступлении сжатого воздуха в заднюю камеру, находящуюся на рисунке 15 над поршнем-ударником 2, поршень-ударник в результате силы давления сжатого воздуха и собственной силы тяжести движется вниз для нанесения удара. При этом, как было указано выше, для эффективного разрушения материала перед каждым ударом буровая штанга с буровой коронкой должна быть в контакте с последним.

Рассмотрим динамику движения перфоратора с буровой штангой и буровой коронкой в процессе его работы.

На рисунке 16 показано положение корпуса перфоратора 1, буровой штанги 2 и поршня-ударника 3 в момент перед ударом.

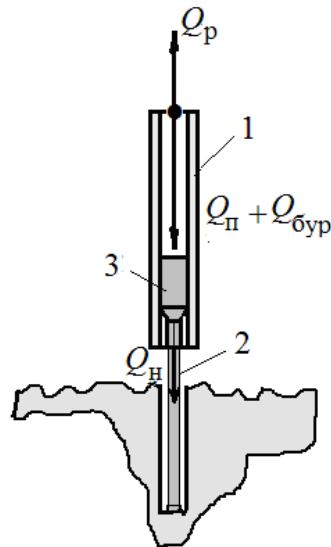


Рисунок 16 – Положение корпуса перфоратора, буровой штанги с буровой коронкой и поршня-ударника в момент перед ударом

Как видно из рисунка 16, на перфоратор перед ударом воздействует несколько сил: Q_n – суммарная сила, прижимающая перфоратор с буровой штангой и буровой коронкой к горной породе, Q_n – сила тяжести перфоратора, $Q_{бур}$ – усилие оператора, Q_p – реактивная сила, возникающая при движении поршня-ударника вниз.

Поскольку поршень-ударник развивает максимальную скорость перед ударом, скорость перемещения корпуса перфоратора в противоположную сторону так же становится максимальной.

Отсюда следует, что для обеспечения контактов корпуса перфоратора с буртиком буровой штанги, а буровой штанги с породой, суммарная сила подачи перфоратора Q_n должна соответствовать следующим условиям:

$$Q_n = Q_n + Q_{бур} \geq Q_p \quad (33)$$

После удара поршня-ударника о буровую штангу он под действием сил упругости отскакивает вверх.

При этом с помощью воздухораспределительного механизма перфоратора направление подачи сжатого воздуха переключается, и он начинает поступать в переднюю камеру, находящуюся под поршнем-ударником, в результате чего поршень-ударник продолжает перемещаться вверх.

При достижении поршнем-ударником верхнего крайнего положения направление подачи сжатого воздуха вновь переключается на обратное и процессы повторяются.

При движении поршня-ударника массой $m_{\text{п}}$ вниз под действием сжатого воздуха и силы тяжести поршня-ударника растет его кинетическая энергия, принимающая максимальное значение $j_{\text{п.н.}}$ в крайнем нижнем положении, при котором его скорость достигает значения $v_{\text{max.п.н.}}$.

Его кинетическая энергия определится из уравнения:

$$j_{\text{п.н.}} = \frac{mv_{\text{max.п.н.}}^2}{2}. \quad (34)$$

Исходя из того, что силы давления сжатого воздуха в цилиндре воздействуют на поршень-ударник и заднюю стенку перфоратора одновременно и в равной степени, определим амплитуду колебаний корпуса перфоратора.

Сила, действующая на корпус перфоратора вверх, равна $Q_{\text{р}}$, масса перфоратора с принадлежностями – $m_{\text{к}}$,

Периодичность ударов $T_{\text{у}}$ составляет:

$$T_{\text{у}} = \frac{1}{n}, \quad (35)$$

где n – частота ударов.

Поскольку силы, действующие на поршень-ударник при прямом и обратном ходе разные, различно и время прямого и обратного хода.

В связи с этим введем коэффициент η , характеризующий отношение времени прямого хода поршня-ударника $T_{\text{пр.х.}}$ ко всему периоду его движений, равных периоду ударов T_y :

$$\eta = \frac{T_{\text{пр.х.}}}{T_y}. \quad (36)$$

Тогда время прямого хода поршня-ударника составит:

$$T_{\text{пр.х.}} = \frac{\eta}{f_y}. \quad (37)$$

Поскольку $T_{\text{пр.х.}}$ – время, в течение которого корпус перфоратора стремится вверх, определим величину его перемещения.

В соответствии со 2-м законом Ньютона

$$Q_p = m_k a_k, \quad (38)$$

где Q_p – средняя реактивная сила, направленная вверх, a_k – среднее ускорение корпуса перфоратора под действием силы Q_p , m_k – масса корпуса перфоратора с буровой штангой и буровой коронкой.

Конечная скорость корпуса перфоратора $v_{\text{вк}}$ при движении вверх составляет:

$$v_{\text{вк}} = a_k \cdot T_{\text{пр.х.}}. \quad (39)$$

Отсюда амплитуда перемещений корпуса перфоратора x_k составит:

$$x_k = \frac{Q_p}{2m_k} T_{\text{пр.х}}^2. \quad (40)$$

Как видно из формулы 40, путь корпуса x_k обратно пропорционален его массе m_k . Поскольку соотношение масс корпуса m_k и поршня-ударника m_p в существующих конструкциях пневматических машин ударного действия составляет порядка 8:1, закономерность движений корпуса перфоратора не играют существенной роли в рабочем процессе возвратно-поступательных движений поршня-ударника.

При своем движении вверх корпус перфоратора теряет контакт с буровой штангой, которая испытывает затухающие колебания после удара по ней поршня-ударника, в результате чего она с определенной вероятностью теряет контакт с разрушаемым материалом в момент удара.

Таким образом, при движении поршня-ударника вниз – при его рабочем ходе, корпус перфоратора необходимо удерживать в нижнем положении для обеспечения его контакта с буртиком буровой штанги и контакта последней с разрушаемым материалом и выполнения полноценного удара по ней поршнем-ударником.

Рассматривая воздействие на движение корпуса перфоратора ударов поршня-ударника по буровой штанге, отметим следующее.

Частота ударов поршня-ударника по буровой штанге n в соответствии с ГОСТ Р 51246-99 составляет 38 Гц;

Отсюда период между ударами τ составляет:

$$\tau = \frac{1}{n} = \frac{1}{38} = 26 \cdot 10^{-3} \text{ с.} \quad (41)$$

Как было указано выше, скорость распространения ударных импульсов в стальной буровой штанге, соответствует скорости звука ~ 5200 м/с.

Отсюда время прохождения ударного импульса по буровой штанге в зависимости от ее длины составляет:

$$- 1 \text{ м} - 171 \cdot 10^{-6} \text{ с};$$

$$- 2 \text{ м} - 342 \cdot 10^{-6} \text{ с};$$

$$- 4 \text{ м} - 684 \cdot 10^{-6} \text{ с}.$$

Длительность ударного импульса, проходящего по буровой штанге, составляет $\sim 50 \cdot 10^{-6}$ с, как это видно из рисунка 8, приведенного выше.

Таким образом, длительность прохождения ударного импульса по буровой штанге и длительность самого ударного импульса в десятки раз меньше периода ударов по буровой штанге. Однако здесь имеют место затухающие резонансные колебания буровой штанги, связанные с упругими свойствами ее материала.

Отсюда следует, что влияние этих процессов на движения корпуса перфоратора могут быть весьма существенны.

Приложение необходимой силы для удержания корпуса перфоратора в нижнем положении, при котором он прижат к буртику буровой штанги, не сопровождается выполнением работы (и расходом энергии), так как путь корпуса перфоратора при этом близок к нулю, но является обеспечением необходимого технологического режима эффективного процесса бурения.

В идеализированном виде уравнение движения поршня-ударника, с учетом перечисленных выше условий, имеет вид:

$$m_{\pi} \frac{d^2 x}{dt^2} = F(t), \quad (42)$$

где x – расстояние от поршня-ударника до буровой штанги, F – сила, действующая на поршень-ударник, m_{π} – масса поршня-ударника.

Здесь

$$F(t) = F_b(t) - m_{\pi} g, \quad (43)$$

где $F_{\text{в}}$ – сила давления сжатого воздуха, g – ускорение свободного падения.

Уравнение функции силы сжатого воздуха $F_{\text{в}}(t)$ применительно к серийным перфораторам, учитывающим действительную площадь его воздействия, имеет вид:

$$P_{\text{в}}(t) = P_{\text{пх}}(t) \cdot (S_{\text{п}} - S_{\text{тр}}) - P_{\text{зх}}(t) \cdot (S_{\text{з}} - S_{\text{тр}}) \quad (44)$$

где $P_{\text{п}}(t)$ – давление сжатого воздуха в передней камере, $P_{\text{з}}(t)$ – давление сжатого воздуха в задней камере, $S_{\text{з}}$ – площадь торца задней части поршня-ударника, $S_{\text{п}}$ – площадь торца передней части поршня-ударника, $S_{\text{тр}}$ – площадь отверстия в поршне-ударнике под водяную или воздушную трубку.

Средняя скорость поршня-ударника $v_{\text{п}}$, с учетом начальной скорости отскока после удара о буровую штангу составит:

$$v_{\text{п}} = \frac{dx_{\text{п}}}{dt} = v_{\text{п0}} + \frac{1}{T} \int_0^t F(t) dt, \quad (45)$$

где $v_{\text{п0}}$ – скорость отскока в начале обратного хода поршня-ударника, T – период между ударами.

Отсюда энергия возвратно-поступательного движения корпуса составит:

$$j_{\text{к}} = \frac{v_{\text{п}}^2 m_{\text{п}}^2}{2m_{\text{к}}}. \quad (46)$$

Эта энергия частично передается на рукоятки перфоратора, а в большей степени – на удары корпуса по буртику буровой штанги при движении поршня-ударника в сторону, противоположную направлению бурения.

Таким образом, при бурении шпуров при недостаточном усилии подачи энергия ударов от поршня-ударника к буровой штанге и далее к разрушаемой породе передается лишь частично и зависит от величины этого усилия.

Отсюда очевидно, что в применяемых схемах машин ударного действия движения корпуса, как промежуточного элемента между рукояткой и рабочим инструментом, направленные в противоположную сторону относительно движения поршня-ударника, препятствуют ударам рабочего инструмента по разрушаемому материалу.

Для решения этой проблемы проведенным автором анализ кинематических связей в пневматических машинах ударного действия показал, что, поскольку корпус и поршень-ударник кинематически не связаны между собой в осевом направлении, обеспечение незначительного усилия подачи возможно, если их конструкция будет соответствовать следующему принципу:

Для эффективной передачи ударов поршня-ударника по рабочему инструменту необходимы и достаточны наличие контакта инструмента с разрушаемым материалом и соответствующая скорость поршня-ударника перед ударом относительно инструмента (разрушаемого материала). При этом корпус машины и рабочий инструмент не должны иметь кинематических связей вдоль их оси.

На основании полученных результатов исследований для обеспечения производительной работы, незначительном усилии подачи и низком уровне вибрации автором предложена новая схема механизма машин ударного действия, в которой усилие подачи подается не на корпус машины, а непосредственно на рабочий инструмент, как это видно из рисунка 17.

На рисунке 17 изображены: рукоятка 1, корпус 2, направляющие 3, трубки 4, поршень-ударник 5, держатель рабочего инструмента 6, рабочий инструмент 7.

При работе этой машины поршень-ударник 5 совершает возвратно-поступательные движения, нанося удары по хвостовику рабочего инструмента 7.

При этом корпус 2 совершает движения в противофазе, скользя посредством труб 4 по направляющим 3.

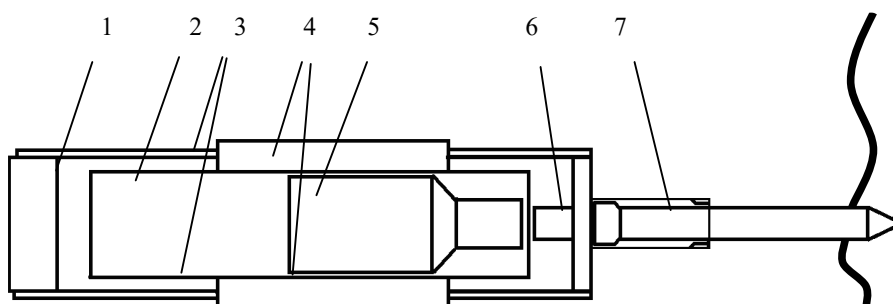


Рисунок 17 – Схема машины ударного действия с подвижным корпусом

При этом рукояткой 1 посредством направляющих 3 и держателя рабочего инструмента 6 инструмент 7 прижимается к разрушаемому материалу. При нанесении удара поршнем-ударником 5 по рабочему инструменту 7 последний передвигается вперед по полости в держателе инструмента 6, не передавая ударный импульс на рукоятку.

В данном случае оператору необходимо лишь перемещать рабочий инструмент в направлении разрушаемого материала для последующего удара.

Таким образом, выполненный теоретический анализ и предложенная на его основе новая схема функционирования машины ударного действия обеспечивает ее эффективную работу без больших усилий подачи и вибрации.

Независимо от схемы функционирования пневматического перфоратора, закономерность зависимости скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от усилия подачи Q_n в общем случае может быть описана уравнением 2-го порядка:

$$v_{\text{бур}} = c_1 Q_n^2 + c_2. \quad (47)$$

Отсюда зависимость скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от параметров перфоратора и усилия подачи Q_n имеет вид:

$$v_{\text{бур}} = \frac{dh}{dt} = \psi \cdot j_{\text{п}} \cdot n \cdot (c_1 Q_{\text{н}}^2 + c_2), \quad (48)$$

где $j_{\text{п}}$ – энергия удара, ψ – коэффициент потерь, n – частота ударов, c_1 , c_2 – корректирующие коэффициенты.

5. Анализ динамики взаимных перемещений поршня-ударника и корпуса перфоратора при отсутствии усилий подачи

Как следует из представленных выше материалов, взаимные движения поршня-ударника и корпуса перфоратора существенным образом влияют на скорость бурения шпуров, в результате чего для эффективной работы требуется значительное усилие подачи.

В то же время корпус перфоратора в процессе его работы выполняет функции формирования и сброса давлений сжатого воздуха с помощью соответствующих воздушных каналов, направления его поступления относительно поршня-ударника, определения осевых направлений движений поршня-ударника, сопряжение с рукояткой посредством упругих элементов и закрепление хвостовика буровой штанги.

При этом поршень-ударник, перемещающийся в корпусе, не имеет кинематических связей с другими деталями и узлами перфоратора и перемещается вдоль его оси и производит удары по буровой штанге только под действием давления сжатого воздуха.

Таким образом, корпус перфоратора не оказывает непосредственное влияние на энергию удара поршня-ударника по буровой штанге, но, прижимая ее к разрушаемому материалу, обеспечивает передачу энергии удара по ней.

Как было указано выше при описании работы пневматического перфоратора, силой, обеспечивающей прижатие буровой штанги к забою, являются сила тяжести перфоратора и усилие оператора при бурении вниз и

усилие пневмоподдержки и усилие бурильщика при горизонтальном и наклонном бурении.

Таким образом, корпус перфоратора выполняет лишь функции промежуточного звена между рукояткой перфоратора и буровой штангой, при этом активно препятствуя полноценной передаче энергии ударов буровой штанги и буровой коронки разрушаемой породе из-за реактивных сил, направленных в сторону, противоположную направлениям ударов.

Для определения путей разрешения этого противоречия рассмотрим закономерность взаимных перемещений поршня-ударника и корпуса перфоратора при отсутствии усилий подачи.

Воздействие сил сжатого воздуха на поршень-ударник и корпус перфоратора являются компонентами его основного рабочего процесса.

Поскольку результатом работы перфоратора является кинетическая энергия удара поршня-ударника по буровой штанге, зависящая как от массы поршня-ударника, так и от его конечной скорости перед ударом, рассмотрим условия, при которых эта энергия будет максимальной.

Для этого определим зависимости энергии удара от массы и конечной скорости перед ударом.

Ускорения поршня-ударника и корпуса перфоратора под действием силы F_{Π} будут соответственно:

$$a_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}}{m_{\Pi}}, \quad (49)$$

$$a_{\kappa} = \frac{F_{\Pi}}{m_{\kappa}}. \quad (50)$$

где m_{Π} — масса поршня-ударника; m_{κ} — масса корпуса, F_{Π} — сила воздействия сжатого воздуха на поршень-ударник и корпус, $t_{F_{\Pi}}$ — время воздействия силы F_{Π} .

Конечные скорости поршня-ударника v_{Π} и корпуса перфоратора v_{κ} за время $t_{F\Pi}$ соответственно составят:

$$v_{\Pi} = a_{\Pi} \cdot t_{F\Pi}, \quad (51)$$

$$v_{\kappa} = a_{\kappa} \cdot t_{F\Pi}. \quad (52)$$

С учетом (38) и (39) напишем:

$$v_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}}{m_{\Pi}} t_{F\Pi}, \quad (53)$$

$$v_{\kappa} = \frac{F_{\Pi}}{m_{\kappa}} t_{F\Pi}. \quad (54)$$

где $t_{F\Pi}$ — время воздействия силы F_{Π} .

Определим соотношение амплитуд перемещений поршня-ударника s_{Π} и корпуса перфоратора s_{κ} .

Величина s_{Π} составит:

$$s_{\Pi} = \frac{a_{\Pi} t_{F\Pi}^2}{2}. \quad (55)$$

Величина s_{κ} составит:

$$s_{\kappa} = \frac{a_{\kappa} t_{F\Pi}^2}{2}. \quad (56)$$

Тогда

$$\frac{s_{\Pi}}{s_{\kappa}} = \frac{m_{\kappa}}{m_{\Pi}}. \quad (57)$$

Отсюда

$$s_{\kappa} = s_{\Pi} \frac{m_{\Pi}}{m_{\kappa}} = s_{\Pi} k_m. \quad (58)$$

Здесь k_m – коэффициент отношения массы поршня-ударника и массы корпуса перфоратора.

Как видно из уравнения (62), амплитуда колебаний корпуса перфоратора пропорциональна k_m .

В действующих конструкциях перфораторов, как и в других машинах ударного действия, $k_m \ll 1$.

Однако, как показали экспериментальные исследования, зернистая структура разрушаемых пород приводит к большому разбросу взаимодействий буровых корнок с разрушаемой породой при ударах. При этом с достаточной частотой происходят большие отскоки буровых штанг, в результате которых они ударяют своим буртиком по буксе корпуса перфоратора, в результате чего он также отскакивает на значительное расстояние, за время которого происходят неэффективные удары поршня-ударника по буровой штанге. В результате скорость бурения оказывается значительно ниже максимальной.

На основании полученных данных автором была разработана новая система работы пневматических машин ударного действия, в которой для обеспечения низкого уровня вибрации корпус молотка является подвижным, а рабочий инструмент прижимается к разрушаемому материалу непосредственно сопряженной с ним рукояткой [25, 26]. На рисунке 18 представлен один из вариантов предложенной системы, в которой в качестве ударного элемента используется корпус.

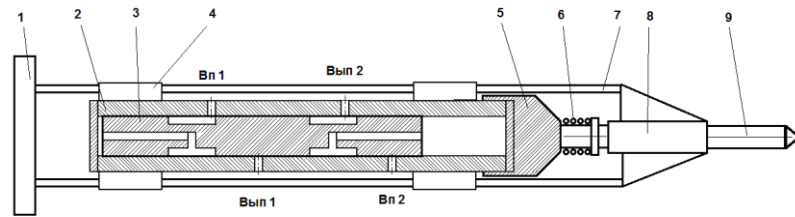


Рисунок 18 – Схема пневматического молотка системы «корпус-ударник».

Как видно из рисунка 18, 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 Вп1, 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 Вп2, 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 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:

$$F_{\Pi} = P_{\text{сж.в}} \cdot \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4}, \quad 59)$$

где F_{Π} – сила, действующая на поршень, $P_{\text{сж.в}}$ – давление сжатого воздуха, d – диаметр поршня.

При этом цилиндр начинает двигаться влево, а поршень вправо относительно центра масс. Их суммарный путь x_{Σ} составляет:

$$x_{\Sigma} = x_{\max} - 2x_{\text{ВП}}, \quad (60)$$

где x_{\max} – максимальная величина перемещения поршня в корпусе, $x_{\text{ВП}}$ – величина воздушных подушек, формируемых в корпусе при левом и правом крайних положениях поршня.

При этом путь каждого из них относительно центра масс составит:

$$x_{\Pi} = x_{\text{к}} = \frac{x_{\max} - 2x_{\text{ВП}}}{2}. \quad (61)$$

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

$$a_{\Pi} = \frac{F_{\Pi}}{m_{\Pi}}, \quad (62)$$

$$a_{\text{к}} = \frac{F_{\Pi}}{m_{\text{к}}}. \quad (63)$$

Отсюда ускорение поршня относительно цилиндра $a_{\text{ПК}}$ составит

$$a_{\text{ПК}} = 2a_{\Pi} = 2a_{\text{к}}. \quad (64)$$

При пройденном пути

$$x_k = x_{\max} - 2x_{\text{вп}} \quad (65)$$

конечная скорость корпуса $v_{k.\max}$ при равноускоренном движении a_k определится по формуле

$$v_{k.\max} = \sqrt{2a_k \frac{x_{\max} - 2x_{\text{вп}}}{2}} = \sqrt{a_k (x_{\max} - 2x_{\text{вп}})}. \quad (66)$$

Отсюда кинетическая энергия корпуса перед ударом j_k определится как:

$$j_k = m \frac{a_c (x_{\max} - 2x_{\text{вп}})}{2}. \quad (67)$$

Рассмотрим случай, когда массы поршня $m_{\text{п}}$ и корпуса m_k разные. Поскольку сила воздействия на корпус и поршень $F_{\text{сж.в}}$ и время воздействия $t_{\text{п}}$ одни и те же, определим зависимость отношения их кинетических энергий соответственно j_k и $j_{\text{п}}$ от их масс.

Под действием силы $F_{\text{сж.в}}$ ускорение поршня составит:

$$a_{\text{п}} = \frac{F_{\text{сж.в}}}{m_{\text{п}}}, \quad (68)$$

а ускорение корпуса:

$$a_k = \frac{F_{\text{сж.в}}}{m_k}. \quad (69)$$

Ускорение поршня относительно корпуса составит

$$a_{\text{пк}} = a_{\text{п}} + a_k. \quad (70)$$

Тогда максимальная скорость перемещения поршня относительно центра масс будет:

$$v_{\Pi} = a_{\Pi} \cdot t_{\Pi}, \quad (71)$$

и корпуса:

$$v_{\text{к}} = a_{\text{к}} \cdot t_{\Pi}. \quad (72)$$

В результате несложных преобразований получим:

— для энергии поршня:

$$j_{\Pi} = \frac{m_{\Pi} v_{\Pi}^2}{2} = \frac{m_{\Pi}}{2} \cdot \left(\frac{F_{\text{сж.в}} t_{\Pi}}{m_{\Pi}} \right)^2 = \frac{F_{\text{сж.в}}^2 t_{\Pi}^2}{2m_{\Pi}}, \quad (73)$$

— для энергии корпуса:

$$j_{\text{к}} = \frac{m_{\text{к}} v_{\text{к}}^2}{2} = \frac{m_{\text{к}}}{2} \cdot \left(\frac{F_{\text{сж.в}} t}{m_{\text{к}}} \right)^2 = \frac{F_{\text{сж.в}}^2 t^2}{2m_{\text{к}}}. \quad (74)$$

В реальных пневматических машинах ударного действия давление сжатого воздуха, поступающего в корпус при рабочем ходе поршня, называемое индикаторным [22], изменяется по мере движения поршня. Закономерность этого движения определяется их конструкцией и техническими особенностями.

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:

$$j_{\text{и}} = j_{\text{к}} \eta_{\text{у}}, \quad (75)$$

где η_y – коэффициент, учитывающий потери энергии удара при передаче её на лезвие рабочего инструмента. Полученные формулы позволяют определить основные параметры пневматических молотков типа «корпус-ударник» в зависимости от назначения, требуемой энергии и частоты ударов, массы, условий их эксплуатации, а также различного конструктивного исполнения [24].

6. Анализ влияния усилия подачи на скорость бурения шпуров

Типовой график зависимости скорости бурения от усилия подачи, полученный в результате многочисленных экспериментов, имеет вид, представленный на рисунке 19.

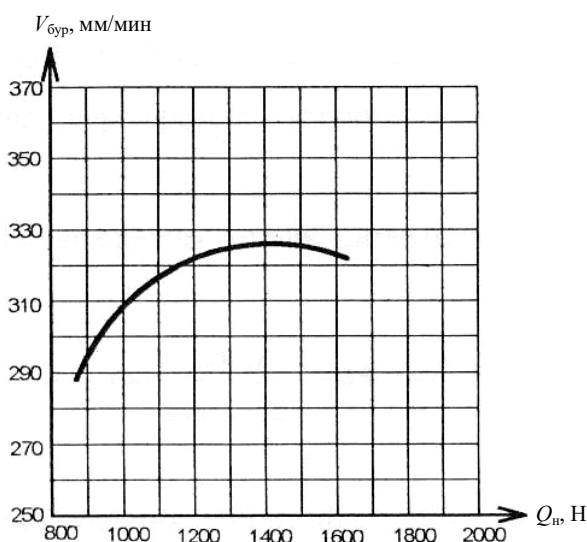


Рисунок 19 – Типовой график зависимости скорости бурения от усилия подачи

Как видно из графика, по мере увеличения усилия подачи $Q_{\text{н}}$ до некоторого значения (на графике 1400 Н) скорость бурения также возрастает по некоторому закону.

Если учесть, что энергия поршня-ударника перед ударом не зависит от усилия подачи, то можно сделать вывод о том, что эта закономерность описывает вероятность эффективных ударов поршня-ударника по буровой штанге, при которых буровая коронка прижата к разрушаемому материалу.

Следует также учесть, что при бурении шпуров во время холостого хода производится поворот буровой штанги на некоторый угол.

Если усилие подачи слишком большое и при холостом ходе сил отскока коронки буровой штанги от разрушаемого материала недостаточно, она при холостом ходе остается прижатой к разрушаемому материалу, в результате чего поворот буровой штанги осуществляется у условиях трения буровой коронки о разрушаемый материал, что, в свою очередь, приводит к потерям энергии поршня-ударника и уменьшению скорости бурения (при $Q_n > 1400 \text{ Н}$).

Эта закономерность зависимости скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от усилия подачи Q_n в общем случае может быть описана уравнением 2-го порядка:

$$v_{\text{бур}} = aQ_n^2 + c. \quad (76)$$

Отсюда зависимость скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от параметров перфоратора и усилия подачи Q_n имеет вид:

$$v_{\text{бур}} = \frac{dh}{dt} = \psi \cdot j_n \cdot n \cdot (aQ_n^2 + c), \quad (77)$$

где j_n – энергия удара, ψ – коэффициент передачи энергии удара буровой штанги и буровой коронки, n – частота ударов, a , c – корректирующие коэффициенты

В зависимости от реальных физических усилий подачи, осуществляемых операторами при бурении шпуров в течение рабочей смены, их работоспособность значительно меняется. При этом в достаточной степени изменяется и скорость бурения. Это происходит независимо от степени их адаптации к условиям труда [27, 28, 29]. На рисунке 20 показан график изменения усилия подачи операторов в течение рабочей смены.

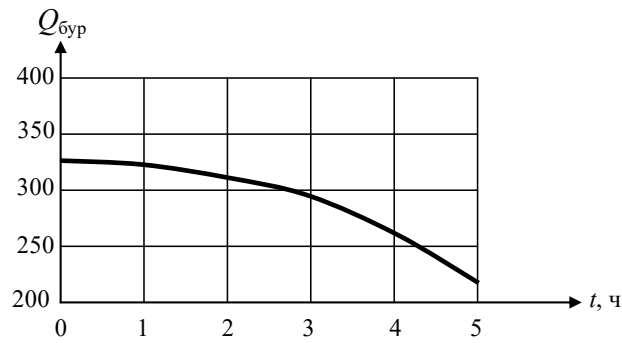


Рисунок 20 – График изменения усилия подачи операторов $Q_{\text{бур}}$ в течение рабочей смены.

Как видно из рисунка 20, в общем случае зависимость усилия подачи оператора от времени бурения в течение рабочей смены может быть описана уравнением:

$$Q_{\text{бур}} = Q(R) = Q_0 \cdot k_Q \cdot e^{-k_R t}, \quad (78)$$

где $Q_{\text{бур}}$ – усилие подачи бурильщика, Q_0 – исходное усилие, k_Q , k_R – корректирующие коэффициенты, получаемые экспериментальным путем, t – время работы бурильщика.

Поэтому реальное усилие подачи $Q_{\text{н}}$, прикладываемое к перфораторам, может быть представлено в виде функции

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{т}} + Q(R) = Q_{\text{т}} + Q_0 k_Q e^{-k_R t}, \quad (79)$$

где $Q_{\text{т}}$ – усилие подачи, обеспечиваемое силой тяжести перфоратора при бурении шпуров вниз либо пневмоподдержки при бурении горизонтальных и наклонных шпуров. Отсюда зависимость скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от параметров перфоратора и усилия подачи $Q_{\text{н}}$ имеет вид:

$$\frac{dh}{dt} = j_{\Pi} \cdot \psi \cdot n \cdot [c_1(Q_T + Q_0 k_Q e^{-k_R t})^2 + c_2], \quad (80)$$

где j_{Π} – энергия удара поршня-ударника по буровой штанге, ψ – коэффициент передачи энергии удара буровой штангой и буровой коронкой, n – частота ударов, c_1, c_2 – корректирующие коэффициенты.

7. Анализ общей закономерности функционирования системы «оператор - перфоратор - буровая штанга - буровая коронка – разрушаемый материал»

В результате приведенного выше анализа закономерности функционирования каждого из звеньев системы «бурильщик – перфоратор – буровая штанга – буровая коронка – разрушаемый материал» составим общую формулу зависимости скорости бурения от параметров каждого из звеньев, представляющую собой ее математическую модель:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{F_{уд}}{\Delta h f_M S} \cdot \psi \cdot \frac{4V_M}{\pi d_d^2} \cdot n [c_1(Q_T + k_Q e^{-k_R t})^2 + c_2]. \quad (81)$$

Для упрощения введем обобщенный коэффициент k_{Σ} :

$$k_{\Sigma} = \frac{F_{уд}}{\Delta h f_M S} \cdot \psi \cdot \frac{4V_M}{\pi d_d^2} \cdot n. \quad (82)$$

Тогда уравнение (80) примет вид:

$$\frac{dh}{dt} = k_{\Sigma} [c_1 (Q_{\tau} + Q_0 k_Q e^{-k_R t})^2 + c_2]. \quad (83)$$

После несложных преобразований получим:

$$\frac{dh}{dt} = k_{\Sigma} c_1 Q_{\tau}^2 + 2k_{\Sigma} c_1 Q_{\tau} Q_0 k_Q e^{-k_R t} + k_{\Sigma} c_1 Q_0^2 k_Q^2 e^{-2k_R t} + k_{\Sigma} c_2. \quad (84)$$

Для решения этого уравнения проинтегрируем левую и правую части:

$$\int dh = \int k_{\Sigma} c_1 Q_{\tau}^2 dt + \int 2k_{\Sigma} c_1 Q_{\tau} Q_0 k_Q e^{-k_R t} dt + \int k_{\Sigma} c_1 Q_0^2 k_Q^2 e^{-2k_R t} dt + \int k_{\Sigma} c_2 dt. \quad (85)$$

В результате интегрирования получим математическую модель процесса бурения шпуров системой «бурильщик – перфоратор – буровая штанга – буровая коронка – горная порода»:

$$h = k_{\Sigma} (c_1 Q_{\tau}^2 - 2c_1 Q_{\tau} Q_0 k_Q \frac{e^{-k_R t}}{k_R} - c_1 k_Q^2 Q_0^2 \frac{e^{-2k_R t}}{2k_R} + c_2). \quad (86)$$

Как видно из уравнения (86), в нем учтены основные условия, влияющие на скорость бурения шпуров: параметры перфораторов, буровых штанг и коронок, крепость породы, усилие подачи и многие другие.

Как показали проведенные автором исследования процессов бурения шпуров, конкретные условия эксплуатации пневматических перфораторов в определенном месте, например при их работе в определенном гранитном карьере в течение длительного времени, характеризуются постоянством этих параметров, практически не зависящих от времени t .

В этих условиях роль оператора, в процессе бурения шпуров осуществляющего усилие подачи, и сравнительно быстро, в течение одной

рабочей смены, значительно изменяющего свои физиологические параметры в результате утомления, весьма существенна.

На рисунке 21 показана зависимость скорости бурения v системы «бурильщик – перфоратор – буровая штанга – буровая коронка – горная порода» от усилия подачи, где показана зона фактических усилий подачи, при которых происходит работа пневматических перфораторов.

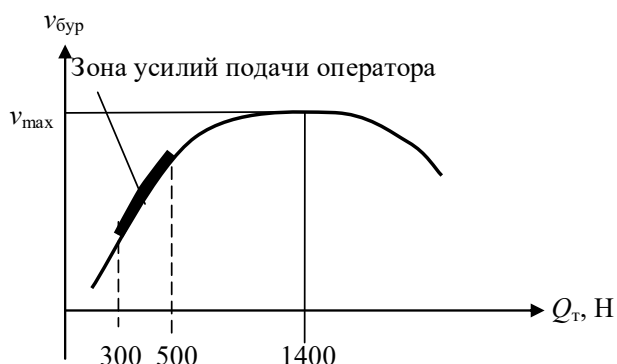


Рисунок 21 – Типовой график зависимости скорости бурения $v_{\text{бур}}$ от усилия подачи $Q_{\text{т}}$

Как видно из рисунка 21, реальная скорость бурения шпуров переносными пневматическими перфораторами значительно ниже максимальной.

При этом усилие подачи, осуществляемое операторами, существенно влияет на скорость бурения, что вынуждает операторов прикладывать к рукояткам перфораторов максимальные усилия, что приводит к их быстрому утомлению.

Таким образом, проблема эффективной работы переносных пневматических перфораторов может быть решена либо путем механизации усилия подачи при сохранении массы перфораторов и их свойств как сравнительно легких и мобильных устройств для бурения шпуров, либо путем разработки другой конструкции перфораторов, не требующих значительных усилий подачи.

8. Выводы

1. Теоретический анализ функционирования системы «оператор – перфоратор – буровая штанга – буровая коронка – разрушаемый материал» определил влияние каждого из звеньев, включая оператора, на скорость бурения шпуров, в результате была составлена математическая модель этой системы.

2. В результате анализа работы существующих конструкций пневматических машин ударного действия установлено, что причиной необходимости большого усилия подачи и высокой вибрации рукояток является использование корпуса в качестве промежуточного звена между рукояткой и рабочим инструментом.

3. В результате анализа функционирования машины ударного действия как термодинамической системы, в которой происходит преобразование энергии сжатого воздуха в кинетическую энергию, установлено, что в процессе работы эта система всегда стремится к устойчивому неравновесному термодинамическому состоянию.

4. В результате обобщения полученных результатов исследований пневматической машины ударного действия как термодинамической системы установлены зависимости их свойств от протекающих в них процессов: при преобразовании энергии системы стремятся к неравновесному устойчивому состоянию, при перераспределении энергии системы стремятся к равновесию.

5. Основным практическим результатом проведенных исследований является обеспечение более легких пневматических перфораторов легкими подающими устройствами для обеспечения высокой скорости бурения при сохранении массы, и обеспечение отсутствия между рукояткой, корпусом и буровой штангой кинематических связей, что обеспечивает низкий уровень вибрации.

Список литературы

1. Бутковская З.М., Доброборский Б.С. Вопросы гигиенической и эргономической оценки ручных пневматических машин и индивидуальных средств защиты от вибрации // Тезисы докладов научно-технической конференции «Пути снижения вибрации и шума ручных машин». М.: 1973. С 112.

2. Гигиенические требования к горным машинам и механизмам для угольных шахт. 20 августа 1973 г. N 1115-73.URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293743/4293743131.pdf?ysclid=mkjo1egq6h754419389>,

3. Алимов О.Д., Басов И.Г., Самойлов П.А. Некоторые результаты исследования режимов работы пневматических бурильных молотков. Известия ТПИ. – Т. 106. Бурильные машины. URL: https://earchive.tpu.ru/bitstream/11683/9467/1/bulletin_tpu-1958-v106-02_bw.pdf. Дата обращения 18.01.2026.

4. Алимов О.Д. Манжосов В.К., Еремьянц В.Э., Невенчаный Ю.В. Расчет динамического внедрения инструмента в обрабатываемую среду. Фрунзе: Изд-во Илим. 1980. 44 с.

5. Барон Л.И., Хмельковский И.Е. Разрушаемость горных пород свободным ударом. М.: Наука. 1971. 203 с.

6. Барон Л.И., Веселов Г.М., Коняшин Ю.Г. Экспериментальные исследования процессов разрушения горных пород ударом. М.: АН СССР, 1962. 217 с.

7. Жлобинский, Б.А. Динамическое разрушение горных пород при вдавливании. М.: Недра. 1970. 152 с.

8. Зедгенизов В.Г. Мельников А.В. Определение основных параметров ударника для разрушения горных пород и прочных строительных материалов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. №2. С. 54 - 56.

9. Зедгенизов В.Г., Мельников А.В. Моделирование рабочего процесса ударника для разрушения горных пород и прочных строительных материалов // Горное оборудование и электромеханика. 2008. №2. С. 39 - 43.

10. Hoseinie S. H., Ataei M., Aghababaie A. A laboratory study of rock properties affecting the penetration rate of pneumatic top hammer drills // *Journal of Mining & Environment*. Vol. 5. – No.1. 2014. P. 25 – 29.
11. Алимов О.Д. , Манжосов В.К., Еремьянц В.Э.. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. М.: Наука. 1985. 360 с.
12. Кильчевский Н.А. Теория соударений твердых тел. 2-е изд. Киев: Наукова думка. 1969. 247 с.
13. Левин В.А., Зингерман К.М., Вершинин А.В., Подпружников И.А. Подход к исследованию распространения упругих волн в решетчатых структурах, образованных стержнями переменной кривизны. Ученые записка Казанского университета. Серия физико-математические науки. 2019.Т. 161. кн. 3. С. 365–376.
14. Юнгмейстер Д.А., Горшков, В.А., Пивнев, Ю. В., Судьенков Л.К. Модернизация ударных буровых механизмов. Под ред. проф. Л. К. Горшкова. СПб.: Политехника-сервис. 2012. 149 с.
15. Алимов О.Д. Горбунов В.Ф. Методика экспериментального исследования рабочего процесса пневматических бурильных молотков // Известия ТПИ. Т. 106. Бурильные машины. URL: https://earchive.tpu.ru/bitstream/11683/9478/1/bulletin_tpu-1958-v106-03_bw.pdf. Дата обращения 19.01.2026.
16. Бегагоен И.А., Дядюра Л.Г., Бажан А.И. Бурильные машины. М.: Недра. 1972. 368 с.
17. Есин Н.Н. Пневматические машины ударного действия для бурения шпуров. Новосибирск: Наука. 1978. 104 с.
18. Лобанов Д.П., Горовиц В. Б., Фонберштейн Е. Г. и др. Машины ударного действия для разрушения горных пород. М.: Недра. 1983. 152 с.
19. Ямпольский Д.З. Образцовые удары. Закономерности. Погрешности. Примеры // Вестник научно-технического развития. № 170, 2023 г. С. 51 – 67.
20. Суднишников Б.В. Теорема о перемещении массы за время действия силы. Новосибирск.: Изд. ЗСФ АН СССР. 1950. вып. 8. – С. 90 – 95.

21. Суднишников Б.В., Есин Н.Н. Под ред. Н.А. Чинакала. Элементы динамики машин ударного действия. Новосибирск: РИО СО АН СССР. 1965. 84 с.
22. Ямпольский Д.З., Соколинский В.Б., Кашаев В.А. Расширенный метод индикаторных диаграмм для исследования рабочих параметров пневматических машин ударного действия. НПФ «УДАР-МАШ», ГУП ННЦ ГП – ИГД им.А.А. Скочинского. URL: <https://refdb.ru/look/1137200.html>. Дата обращения 18.01.2026.
23. Доброборский Б.С. Об активных и пассивных термодинамических системах. URL: <https://www.interlibrary.narod.ru/GenCat/GenCat.Scient.Dep/GenCatPhysics/150000011/150000011.htm>. Дата обращения 19.01.2026.
24. Доброборский Б.С. Теоретический анализ работы ударного механизма пневматического молотка системы «корпус – ударник». // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 4. URL: <http://www.science-education.ru/118-13930>. Дата обращения 18.01.2026.
25. Доброборский Б.С. Анализ путей повышения эффективности ручных и переносных пневматических машин // Современные проблемы науки и образования. 2014. №3. URL: <http://www.science-education.ru/117-13586>. Дата обращения 19.01.2026.
26. Доброборский Б.С., Овчаров А. А. Исследования машины ударного действия с подвижным ударным механизмом // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 5. URL: www.science-education.ru/119-14906. Дата обращения 19.01.2026.
27. Тимофеева И.Г. Безопасность труда на виброопасных технологических процессах. Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ. 2003. 95 с.
28. Меерсон Ф.З., Пшенникова М.Г. Адаптация к стрессовым ситуациям и физическим нагрузкам. Медицина. 1988. 256 с.
29. Меерсон Ф.З. Адаптация, стресс и профилактика. М.: Наука. 1981. 278 с.