

внешнюю зона периклазидов, как правило, нарастают еще и шпинелиды, причем они представляют собой изоморфную смесь магнезиовюститита со шпинелидами.

Содержание оливинов в опытных образцах шлака последовательно уменьшается от 61,09 % до 21,73 %, при этом они имеют сложный переменный состав, обусловленный совершенной изоморфной смесимостью оливиновых компонентов. Наиболее тугоплавкими являются кальциооливин, и форстерит, а наиболее легкоплавким – фаялит. В начале процесса отмечается наиболее высокое содержание оливинов, обогащенных легкоплавкими компонентами, поэтому значительная их часть находится в расплавленном состоянии. В расплаве отмечается и сравнительно большое количество кристаллов кальциооливина ( $\alpha\text{-Ca}_2\text{SiO}_4$ ), среди которых эпизодически встречается мервинит ( $\text{Ca}_3\text{Mg}(\text{SiO}_4)_2$ ), имеющий температуру плавления 1598 °С, который, очевидно, образуется при снижении температуры конвертерной ванны. Кристаллы кальциооливина растут в течение всего периода продувки металла, при этом количество их генераций соответствует числу присадок извести (зарождение каждой генерации происходит в момент присадки очередной порции материала).

Шпинелиды шлака отличаются сложным переменным составом и, как правило, находятся в расплавленном состоянии, только в исключительных случаях, при снижении температуры или увеличении содержания магния и глинозема, могут встречаться в твердом кристаллическом состоянии. Однако, в опытных образцах шлака шпинелиды играют второстепенное значение вследствие их незначительного количества.

Пироксены в опытных образцах шлаке находятся в расплавленном состоянии, поскольку последние кристаллизуются только при полном затвердевании шлака. В шлаке фиксировали в основном диопсид ( $\text{CaMgSi}_2\text{O}_6$ ), содержащий изоморфную примесь Fe, Mn и Al. Иногда встречали псевдоволластонит ( $\text{CaSiO}_3$ ) в виде тонких игольчатых или пластинчатых кристаллов.

Выявленные ферриты кальция также относятся к наиболее легкоплавкой составляющей конвертерного шлака. Они представлены в основном двукальциевым ферритом ( $\text{Ca}_2\text{Fe}_2\text{O}_5$ ), содержащим изоморфные примеси разных компонентов. В отдельных микрообъемах фиксировали браунмиллерит ( $\text{Ca}_4\text{Al}_2\text{Fe}_2\text{O}_{10}$ ). Ферриты располагаются в интерстициях между хорошо закристаллизованными тугоплавкими минералами.

Необходимо отметить, что текстура обломков гарнисажного шлака имеет некоторые особенности. Во первых, обломки шлака довольно массивные, а, во вторых, они представляют собой нагромождение ошлакованных тугоплавких частиц дополнительно присаженного высокомагнезиального флюса. При этом микроструктура гарнисажного шлака, в отличие от шлака, отобранного по окончании продувки, (рисунок) имеет значительно больше крупных тугоплавких кристаллов кальциооливина и периклазидов.

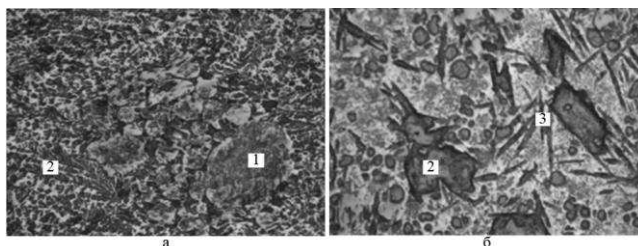


Рис.1 Микроструктура образца шлака, отобранного по окончании продувки (а), после нанесения гарнисажа (б):  
1 – периклазиды; 2 – оливины; 3 – пироксены  $\times 200$

Для образования в шлаке более крупных кристаллов кальциооливина к концу продувки необходимо ускоренное растворение извести, что способствует созданию каркасной структуры гарнисажа с соответствующим повышением износоустойчивости защитного покрытия.

#### Литература

1. Бабенко А.А. Фазовый состав конвертерных магнезиальных шлаков и технологические приемы повышения износоустойчивости формируемого на футеровке гарнисажа / А.А. Бабенко, Л.Ю. Кривых, Н.В. Мухранов [и др] // Известия вузов. Черная металлургия, 2012. – №2. – С. 37 – 40
2. Протопопов Е.В. Исследование особенностей формирования гарнисажа на футеровке большегрузных конвертеров при использовании высокомагнезиальных флюсов / Е.В. Протопопов, А.А. Пермяков, А.Н. Калиногорский // Проблемы черной металлургии и материаловедения, 2013 – №4, – С. 32 – 3

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СОВРЕМЕННЫХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

И.В. Кузнецов

Научный руководитель профессор Л.А. Саруев

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

При разработке полезных ископаемых для бурения шпуров и скважин во все мире используются различные бурильные машины.

Однако, для работы пневмоперфоратора электрическая энергия преобразуется в механическую через энергию сжатого воздуха. Для чего требуется дорогостоящее компрессорное хозяйство и сети воздухопроводов.

Многokратное преобразование энергии из одного вида в другой, утечки сжатого воздуха в магистралях, несовершенство рабочего цикла самого перфоратора приводят к тому, что общий КПД пневматических бурильных машин равен 9-14% .

Кроме того, при работе пневмоперфораторов образуются и поступают в рабочее пространство вредные выбросы – масляный аэрозоль и водяной туман, а уровень шума за счет выхлопа сжатого воздуха значительно превышает санитарные нормы.

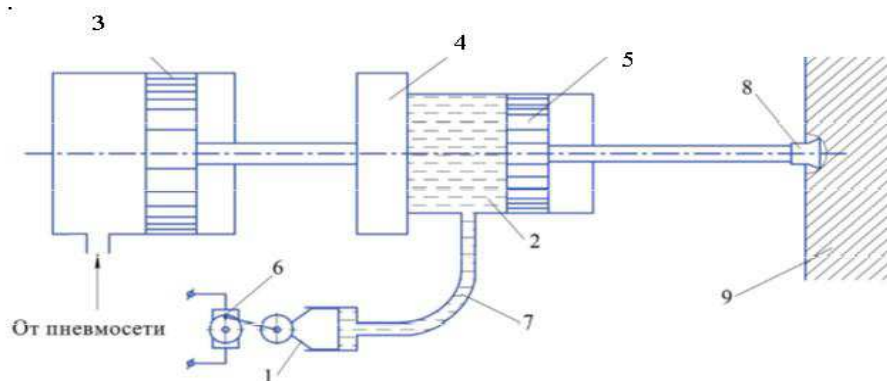
Более совершенствованные (КПД 30-45%) гидравлические перфораторы не находят пока широкого применения из-за высоких требований к точности изготовления деталей, к чистоте и качеству масла. Для их работы необходимы маслостанция высокого давления, имеющая значительный вес и габариты, рукава высокого давления.

Известные зарубежные фирмы, например, BOSCH, которые выпускают электроперфораторы со сравнительно малой энергией удара при частоте 960 ударов в минуту. Ведутся работы по созданию механизма преобразования электрической энергии в механическую фирмами «Накояма» (Япония), «Бригель» (Швейцария) и некоторыми фирмами США и Англии.

Мощные машины с электромагнитным приводом для бурения крепких горных пород разрабатывались во многих странах мира. Однако ряд трудностей, главное из которых явилась проблема охлаждения силовых электромагнитных катушек, находящихся в замкнутом объеме ограниченных размеров, не позволили этим разработкам выйти на промышленное освоение.

Известные пневмо- и гидроударные узлы обладают низким КПД и высокой степенью износа и шума (превышающий допустимые нормы), в связи с этим ведется. На кафедре Теоретической и прикладной механики НИ ТПУ разработан гидроимпульсный силовой механизм (рис. 1), который может быть использован вместо ударных узлов бурильных машин вращательно-ударного действия, либо в качестве источника высокоэнергетических направленных упругих колебаний для бурильных машин вращательного действия. В данном устройстве для формирования силовых импульсов можно выделить два колебательных контура. Первый колебательный контур – гидропульсатор – 1, создающий колебания давления жидкости, второй – жидкость – 2, находящаяся в замкнутом объеме, 4 – инерционная масса с корпусом гидроцилиндра – пневмоподатчик – 3. Потенциальная энергия сжатого воздуха в пневмоподатчике, разгоняя активную массу, переходит в ее кинетическую энергию. Инерционная

масса, действуя на замкнутый объем жидкости, преобразует свою кинетическую энергию в потенциальную энергию деформированного рукава высокого давления – 7. Деформация рукава высокого давления будет продолжаться до тех пор, пока не израсходуется вся кинетическая энергия массы. Вынужденные колебания данной системы обеспечиваются работой гидропульсатора. [1]



**Рис.1** Принципиальная схема гидроимпульсного силового механизма: 1) гидропульсатор; 2) замкнутый объем жидкости; 3) подающее устройство (пневмоподатчик); 4) активная масса с гидроцилиндром; 5) поршень гидроцилиндра с хвостовиком колонны бурильных труб; 6) электродвигатель; 7) рукав высокого давления; 8) породоразрушающий инструмент; 9) горная порода.

Проведены экспериментальные исследования в лабораторных условиях и получены убедительные положительные результаты, а сама новизна и оригинальность продукта подтверждена 2-мя патентами РФ (собственник ТПУ).[2]

Таким образом, принципиальное преимущество перед другими механизмами отсутствие соударяющихся деталей, за счет этого обеспечивается снижение шума. Отсутствия маслостанции: поскольку в машине нет перетекания жидкости, находясь в замкнутом объеме лишь деформирует рукав высокого давления.

#### Литература

1. Саруев Л.А., Зиякаев Г.Р., Пашков Е.Н. Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин //Перспективы развития горно-транспортного оборудования: П26 Сборник статей. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) – М.: издательство "Горная книга". – 2011. – № 05. – 344 с.

2. Патент на ПМ 79924 РФ. МПК7 E21B 6/02, B25D 16/00. Гидроимпульсная сваебойная машина / Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Юровский П.Г., Пономарев А.В. Опубл. 10.10.2013 г.

**РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ШТАНГ ПРИ ВРАЩАТЕЛЬНО-УДАРНОМ БУРЕНИИ ПОДЗЕМНЫХ СКВАЖИН МАЛОГО ДИАМЕТРА**

**С.Н. Леонович, А.Л. Саруев**

Научный руководитель профессор В.Г. Лукьянов

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

При вращательно-ударном нагружении резьбовых соединений штанг возникают нормальные и касательные напряжения, а также напряжения изгиба.

Максимальные нормальные напряжения в буровой штанге при продольном ударе можно определить по методике, изложенной в работе Ф. Арндта [1].

В случае, если предупредительная скорость бойка неизвестна, например, при проектировании новых ударных узлов, то формулу Ф. Арндта (для бойка двухступенчатой цилиндрической формы) можно привести к виду

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{2K_1 P_0 A_y S_k}{m_8} * \frac{E_{ум}}{2a_{ум}} [1 + g_1 + (1 - g_1^2)g_2]}, \quad (1)$$

где  $P_0$  - давление сжатого воздуха в сети;

$A_y$  - сечение полости ствола ударного узла;

$S_k$  - ход бойка, представляющий разность между длиной полости цилиндра (за вычетом длины хвостовика инструмента) и длиной ударника;

$m_8$  - масса бойка;

$K_1$  - коэффициент потерь энергии, учитывающий степень наполнения цилиндра сжатым воздухом, механические и др. потери при оптимальных режимах работы пневматического ударного узла, который для приближенных расчетов можно принимать равным 0,5... 0,55;

$E_{ум}$  - модуль упругости;

$a_{ум}$  - скорость звука в материале штанги;

$$g_1 = \frac{A_{1\delta} - A_{ум}}{A_{1\delta} + A_{ум}}, \quad (2)$$

$A_{1\delta}$  - сечение первой ступени бойка;

$A_{ум}$  - сечение штанги;

$$g_2 = \frac{A_{2\delta} - A_{1\delta}}{A_{2\delta} + A_{1\delta}}, \quad (3)$$

$A_{2\delta}$  - сечение второй ступени бойка.

Для упрощения расчетов параметров новых пневматических ударных узлов и максимальных напряжений сжатия в буровых штангах при продольном ударе по формуле (1) построены номограммы.

Максимальные нормальные напряжения, возникающие в нарезанной части штанги, в муфте (ниппеле) при вращательно-ударном бурении, можно определить по формулам:

а) в нарезанной части штанги (для бойка двухступенчатой цилиндрической формы)

$$\sigma_{p,ум} = \sigma_{ст} + \sigma'_{ст} + \sigma''_{ст} + \sigma_{дин} = \frac{P}{A_{p,ум}} + \frac{P_{oc} x}{A_{p,ум}} + \frac{xV_{\delta} E_{ум} K}{2a_{ум}} (1 + g_1) + \frac{xV_{\delta} E_{ум} K}{2a_{ум}} [1 + g_1 + (1 - g_1^2)g_2], \quad (4)$$

где  $\sigma_{ст}$  - максимальные статические напряжения, возникающие в резьбовой части штанги от действия крутящего момента;