

Оптимизация конструкции бурового инструмента для вращательного бурения шпуров



В. Г. КРАСНИК,
доктор техн. наук
(ГП «НТЦ «Углеинновация»)

Приведены результаты аналитических исследований по оптимизации конструкции долот для вращательного бурения шпуров. Показано, что режим работы стабилизатора долота (эффективная работа, заклинивание, неэффективное гашение вибраций) зависит не только от характеристик элемента стабилизатора K_d , S , но и от режима изнашивания долота $D(t)$, что позволило обосновать оптимальную форму и размеры бурового инструмента.

Ранее проведенные исследования* позволили разработать новые конструкции инструмента для вращательного бурения шпуров, оснащенных алмазно-твердосплавными пластинами. Эти долота (рис. 1) состоят из корпуса и четырех перьев с алмазно-твердосплавными пластинами (АТП), два из которых смещены к оси резца и выполнены с отставанием в осевом направлении, а два других установлены с отставанием в окружном направлении и расположены на периферии.

Наличие режущих элементов, смещенных к оси резца, с выступанием в осевом направлении облегчает забуривание и позволяет с меньшей энергоемкостью разрушать породу за счет предварительного бурения пилот-скважины, обеспечивая более легкие условия работы перьев, расположенных ближе к периферии. При этом эффект взаимодействия образующихся зон предразрушения существенно зависит от расстояния между взаимодействующими резцами и их размерами.

Экспериментально установлено, что размеры зоны предразрушения, образующейся в результате воздействия АТП на массив горной породы,

составляют 3 – 6 мм. Учитывая предполагаемую глубину резания 1 – 1,5 мм и основываясь на результатах изучения зон предразрушения от воздействия АТП, выступание центральных перьев в осевом направлении принималось 3 – 5 мм, или 0,3 – 0,5 от диаметра алмазно-твердосплавной пластины. При этом эффект взаимодействия зон предварительного разрушения усиливается, если передние грани центральных перьев пересекаются в основной плоскости на расстоянии от вершины, равном 0,2 – 0,4 от диаметра пластины.

В указанном случае керн, образующийся в центральной части забоя, скалывается с наименьшей энергоемкостью от момента сил, возникающего вследствие взаимодействия двух центральных резцов. Чтобы исключить дробление сколовшегося керна, что приводит к снижению скорости бурения и стойкости инструмента, выполнены пазы, чередующиеся с центрирующими участками, с учетом направления движения керна вдоль корпуса перед смещенными к оси резца перьями. Увеличение свободного пространства между корпусом резца и забоем исключает возможность заштыбровки и заклинивания резца, что способствует существенному повышению скорости бурения.

Для устранения возникающих в процессе работы инструмента ви-

браций, вызывающих сколы алмазно-твердосплавных пластин, в верхней части корпуса размещены калибрующие элементы, а в нижней – два выступа (стабилизатора), которые смещены в окружном направлении на угол 90° относительно периферийных перьев. При этом одно из главных условий эффективной работы долот данной конструкции для вращательного бурения шпуров – обеспечение равномерного износа режущих элементов и стабилизатора, т. е. задача оптимизации конструкции инструмента – правильный выбор формы и материала стабилизатора с учетом износостойкости режущих элементов (алмазно-твердосплавных пластин).

В процессе работы ввиду сложного характера износа режущих элементов закономерности их формообразования устанавливали опытным путем на основании лабораторных и производственных испытаний.

Приводим методику аналитического расчета параметров бурового инструмента для определения влияния формы и материала стабилизатора на процесс износа и нормальную нагрузку, рост которой выше критических значений может привести к заклиниванию инструмента в скважине.

Поскольку стабилизатор предназначен для уменьшения вибраций инструмента, нагрузка на каждый элемент стабилизатора P должна быть больше некоторого значения нагрузки P_v , при которой возникают вибрации долота в скважине. В то же время должно выполняться условие

* Свешников И. А. Резцы нового поколения для вращательного бурения шпуров / И. А. Свешников, В. Г. Красник, Б. А. Олейников // Уголь Украины. – 1992. – № 3. – С. 56 – 59.

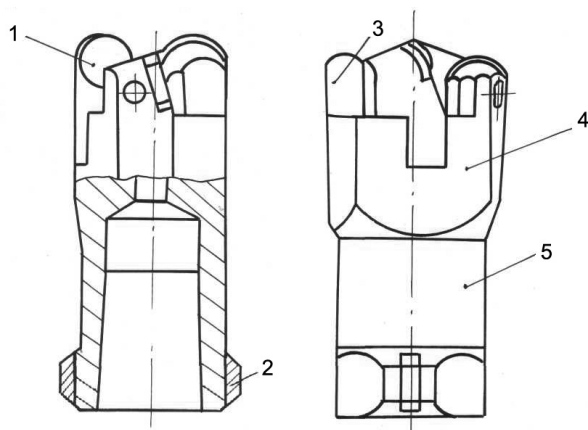


Рис. 1. Долото для вращательного бурения шпуров: 1 и 3 – перья с алмазно-твердосплавными пластинами; 2 – стабилизатор; 4 – калибрующий элемент; 5 – корпус.

$$P < P_3 = M_{\max} / (D \mu), \quad (1)$$

где P_3 – нагрузка, при которой происходит заклинивание долота в скважине;
 $M_{\max}$ – максимальный допустимый момент вращения долота;
 D – диаметр долота;
 μ – коэффициент трения.

При $P > P_3$ инструмент заклинивается в скважине. Таким образом, для данной конструкции долота при изменении диаметра от 43 до 38 мм (минимально допустимый размер шпура) во время его работы следует выполнять условие

$$P_B < P < P_3. \quad (2)$$

Пусть диаметр долота как функция времени $D(t)$ известен (задан или определен экспериментально) и в любой момент совпадает с диаметром скважины. Диаметр стабилизатора изменяется вследствие износа:

$$D_c(t) = D_1 - w(t), \quad (3)$$

где D_1 – исходное значение диаметра стабилизатора;
 $w(t)$ – износ стабилизатора.

Упругое внедрение каждого элемента стабилизатора в стенку скважины задается соотношением $c(t) = [D_c(t) - D(t)]/2$. (Считаем, что воздействие элементов стабилизатора дополнительно не увеличивает диаметр скважины за счет ее разрушения). Для расчета значения упругого внедрения примем, что давление в каждой точке поверхности на элементе стабилизатора одинаково и равно $p(t)$. Это предположение основано на том, что в данном случае значения износов существенно больше значений упругих смещений.

Запишем следующее соотношение для связи внедрения стабилизатора в породу с нагрузкой:

$$P(t) = c(t) K_\phi S^{1/2} E_*, \quad (4)$$

где K_ϕ – константа, характеризующая форму элемента;

S – площадь элемента;

E_* – обобщенный показатель, определяемый из соотношения $E_* = [(1 - \nu_p^2)/E_p] + [(1 - \nu_c^2)/E_c]$;

ν_p и ν_c – коэффициенты Пуассона;

E_p и E_c – модуль Юнга породы и материала стабилизатора.

Значение K_ϕ для элементов круглой и прямоугольной формы можно приближенно считать равным единице.

С учетом предположения о равномерности распределения давления

$$p(t) = P(t) / S. \quad (5)$$

Интенсивность износа элемента стабилизатора

$$dw(t)/dt = K_n p(t) v, \quad (6)$$

где K_n – коэффициент износа материала стабилизатора;
 v – линейная скорость вращения.

Тогда, дифференцируя формулу (3) с учетом уравнений (4 – 6),

$$\frac{dp(t)}{dt} \frac{2S^{1/2}}{K_\phi E_*} + K_n p(t) v = \frac{dD(t)}{dt}. \quad (7)$$

Диаметр скважины вследствие износа резца постепенно уменьшается, следовательно, правая часть соотношения (7) положительна. Предположим, что параметры S , K_ϕ , v , K_n не меняются в процессе износа. Тогда соотношение (7) представляет собой линейное дифференциальное уравнение, описывающее изменение давления на элементе стабилизатора как функцию времени.

Рассмотрим упрощенный случай $dD/dt = -Gt^\alpha$, при котором скорость изменения диаметра скважины вследствие износа долота – степенная функция. Однако он позволяет проследить качественные закономерности процесса, когда скорость изменения диаметра остается постоянной ($\alpha = 0$), со временем увеличивается ($\alpha > 0$) и уменьшается ($\alpha < 0$).

Запишем уравнение (7) в виде

$$Ap(t) + p(t) = Bt,$$

где $A = 2S^{1/2}/(K_\phi E_* K_n v)$;

$B = G/(K_n v)$;

G – коэффициент пропорциональности.

Методом вариации постоянной определяем его решение:

$$p(t) = B \left\{ \frac{t}{A\alpha + t} - \frac{t_1 \exp[(t_1 - t)/A]}{A\alpha + t_1} \right\}, \quad (8)$$

где t_1 – время вступления стабилизатора в контакт.

Вначале при работе инструмента диаметр долота (43 мм) больше диаметра стабилизатора (42 мм), следовательно $p(t) = 0$ при $t < t_1$; t_1 определяется из условия $D(t_1) = D_c$.

Из соотношения (8) следует, что при больших значениях t давление в каждой точке поверхности на элементе стабилизатора $p(t)$ стремится к

$$Bt/(A\alpha + t) \approx Bt^\alpha, \quad (9)$$

т. е. давление $p(t)$ в каждой точке поверхности на элементе стабилизатора растет при $\alpha > 0$, стабилизируется при $\alpha = 0$ и убывает при $\alpha < 0$. Таким образом, при $\alpha > 0$ может возникнуть заклинивание резца в шпуре, при $\alpha < 0$ стабилизатор слабо предохраняет инструмент от вибраций. Режим $\alpha = 0$, когда диаметр инструмента уменьшается равномерно, оптимальный. Причем давление на элементе стабилизатора стремится к $p_c = G / (K_{\text{и}} v)$. Оно тем больше, чем быстрее изнашивается долото и чем ниже коэффициент износа стабилизатора (т. е. чем выше его износостойкость). Отметим, что p_c не зависит от S , $K_{\text{ф}}$ и E_* . Можно выбрать коэффициент износа $K_{\text{и}}$ из условия (2), т. е.

$$G / (P_{\text{в}} v) < K_{\text{и}} < GS / (P_{\text{з}} v).$$

Выполнен расчет зависимости $p(t)$, $p(D)$ при $dd/dt = -Gt$, $D(0) = D_0$ из условия $t_{\text{max}} = 36000 \text{ с} = 10 \text{ ч}$ выбрано значение G . На рис. 2 показаны указанные зависимости при $\alpha = -1/2$, $\alpha = 0$, $\alpha = 1$. Значения других параметров: $v_{\text{н}} = 0,3$; $E_{\text{н}} = 8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$; $v_{\text{с}} = 0,3$; $E_{\text{с}} = 20 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$; $S = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $K_{\text{ф}} = 1$; $K_{\text{и}} = 2 \cdot 10^{-14} \text{ Па}$; $v = 10 \text{ м/с}$.

Как видно из рис. 2, представленные случаи отличаются моментом t_1 вступления стабилизатора в контакт и, следовательно, эффективным временем работы стабилизатора $t_{\text{max}} - t_1$. При этом существенно отличаются начальное p_0 и конечное $p_{\text{к}}$ давления на элементе стабилизатора. Переходные процессы, определяющиеся вторым членом в соотношении (8), происходят очень быстро и практически во время работы долота давление на стабилизаторе можно вычислить из соотношения (9). Характеристики процесса работы инструмента при разных значениях α приведены в таблице.

α	t_1 , мин	$t_{\text{max}} - t_1$, мин	p_0 , $10^5 \cdot \text{Па}$	$p_{\text{к}}$, $10^5 \cdot \text{Па}$
-1/2	25	575	1,9	0,35
0	116	484	0,7	0,7
1	266	334	0,6	1,35

Аналитические исследования работы стабилизатора, динамики износа его твердосплавных пластин позволили обосновать оптимальную форму и размеры (при диаметре резца РШ-140 43 мм диаметр стабилизатора равен 41,7 мм).

Конструкция стабилизатора обеспечивает эффективную работу инструмента – снижение уровня вибраций и равномерность изнашивания долота, что увеличивает его эксплуатационные показатели по сравнению с твердосплавными резцами РП-42 и БИ-741.

Выводы. Режим работы стабилизатора (эффективная работа, заклинивание, неэффективное гашение вибраций) зависит не только от характеристик элемента стабилизатора $K_{\text{и}}$, S , но и от режима изнашивания долота $D(t)$. Если режим изнашивания долота $D(t)$ задан (конструкция разрушающей части инструмента не может быть изменена), задача оптимизации сводится к выбору геометрии и материала стабилизатора в целях обеспечения его нормальной работы за время износа долота до предельно допустимого диаметра D_{min} .

При изменении конструкции породоразрушающей части инструмента следует учитывать, что долото будет работать стабильнее, если изнашивается по диаметру равномерно ($dd/dt = \text{const}$). Стабилизации скорости из-

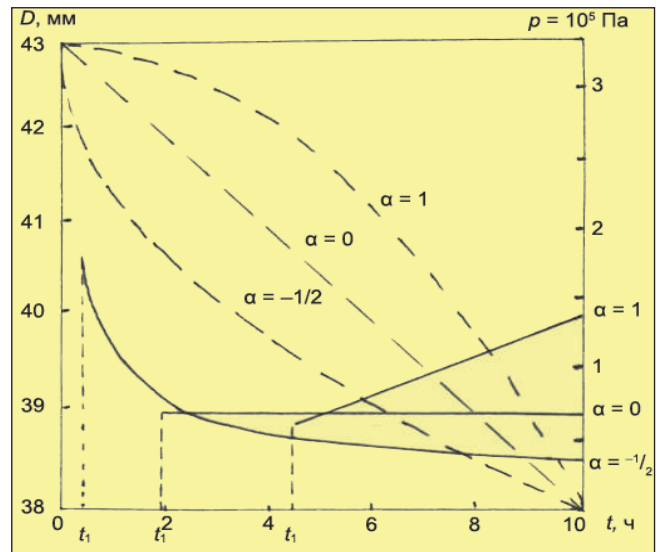


Рис. 2. Изменение диаметра D долота и стабилизатора в зависимости от продолжительности бурения t при различных значениях коэффициента α : ——— давление P ; - - - - диаметр долота D .

носа можно достичь, в частности, за счет применения износостойких вставок типа твесал, расположенных на одной линии резания с алмазно-твердосплавными пластинами, что существенно замедляет износ долота.

В случае изменения износостойкости алмазно-твердосплавных пластин для обеспечения равномерного износа долота и его эффективной работы необходимо технологически снижать износостойкость стабилизатора, например, путем исключения из конструкции стабилизатора твердосплавных вставок.

В. Г. Красник

Оптимізація конструкції бурового інструмента для обертального буріння шпурів

Наведено результати аналітичних досліджень з оптимізації конструкції доліт для обертального буріння шпурів. Показано, що режим роботи стабілізатора долота (ефективна робота, заклинювання, неефективне гасіння вібрацій) залежить не тільки від характеристик елемента стабілізатора $K_{\text{и}}$, S , а й від режиму спрацювання долота $D(t)$, що дало змогу обґрунтувати оптимальну форму і розміри бурового інструмента.

V. Krasnick

Optimization of the design of the drilling tool for rotary drilling

The results of analytical studies on optimizing the design of drill bits for rotary drilling holes are given. It is shown that operation of the stabilizer chisel (effective operation, jamming, ineffective damping vibration) depends not only on the characteristics of the stabilizer element $K_{\text{и}}$, S , but also on the mode of wear of the bit $D(t)$, which allowed to prove optimal shape and size of the drilling tool.