УДК 622.24.051.55

С.Ю.БАЙГАРЕЕВ
Уфимский государственный нефтяной технический университет

РАЗРАБОТКА И СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ УПЛОТНЕНИЯ ОПОР ВЫСОКООБОРОТНЫХ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

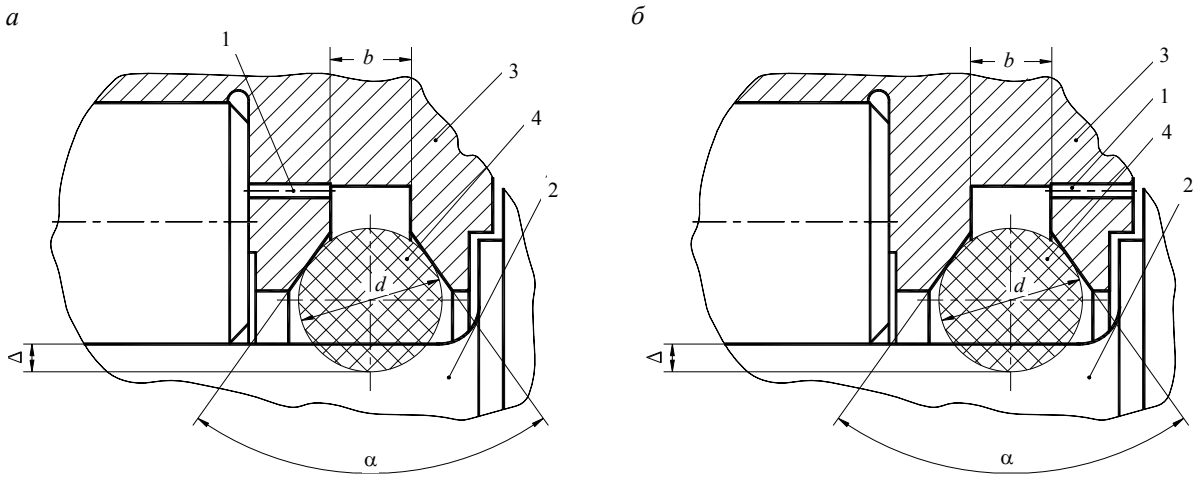
Разработана конструкция радиального уплотнения опор долот с улучшенной деформационной характеристикой. Экспериментально определены зависимости показателей работы уплотнения от основных, определяющих режим его работы факторов и подобраны геометрические параметры уплотнения для долот диаметром 215,9 мм. Установлено, что предложенные уплотнения могут надежно работать при средних и высоких частотах вращения долота с компенсационной системой смазки, а также могут быть использованы в опорах с циркуляционной и расходной системами смазки.

The Construction is designed of the radial compaction with perfected springy characteristic. The Compaction allows to use it drilling bit with two and more frictionless bearing. Laboratory tests have shown more low factors of the abrasion of the seal assembly than serial. The Compaction can be used in the system of forced lubrication of the drill bit it will allow else more reduce the velocity of the abrasion and provide the working-off of bit under raised frequency of the rotation.

Специфика отечественного бурения на нефть и газ характеризуется тем, что более 3/4 от общего объема буровых работ приходится на высокооборотное бурение. Трехшарошечные долота остаются преобладающим породоразрушающим инструментом. Для высокооборотного бурения используются шарошечные долота с открытыми опорами. Открытая опора шарошки, хотя и дает возможность отводить тепло от подшипников опоры посредством прокачки через нее промывочной жидкости, остается не защищенной от абразивного и коррозионного воздействия промывочного раствора. Применение герметизации маслонаполненных опор позволило увеличить долговечность и проходку долот. Однако существенным недостатком долот с герметизированными опорами является возможность их отработки только при низкой частоте вращения из-за повышенного тепловыделения в опорах от трения подшипников и узлов герметизации опор и плохого теплоотвода. Основной причиной низкой стойкости герметизированных маслонаполненных опор в условиях повышенного тепловыделения является несовершенство систем герметизации и смазки.

Простейшие радиальные уплотнения широко применяются в опорах типа АУ при низкой частоте вращения долот. Для обеспечения герметичности и создания запаса на износ уплотнительные кольца в серийных опорах типа АУ устанавливают с радиальным натягом около 15 % от диаметра сечения кольца. Такой натяг обусловливает значительный момент трения в уплотнительном контакте и, как следствие, повышение скорости изнашивания уплотнительного элемента.

Радиальное уплотнение (см. рисунок) опоры шарошечного долота представляет собой взаимодействующее с цилиндрической поверхностью цапфы 2 уплотнительное кольцо 4 круглого сечения, размещенное с радиальным натягом Δ в канавке, выполненной в шарошке 3. Канавка имеет прямоугольное сечение со снятыми фасками под углом $\alpha/2$, точнее сечение канавки имеет прямоугольную и трапецеидальную части. Ширина прямоугольной части канавки значительно меньше диаметра кольца. Тра-



Предлагаемая конструкции радиального уплотнения для опоры шарошки с врезным роликом

пецеидальная часть сечения является основной, а прямоугольная – дополнительной, в которую вдавливается часть кольца при его деформировании. Это обеспечивает уменьшение жесткости кольца при его радиальном деформировании со стороны цапфы. В варианте уплотнения для использования его в составе компенсационной системы смазки (см. рисунок, *а*) осевые отверстия 1 соединяют прямоугольную часть канавки с полостью опоры. При использовании уплотнения в составе расходной принудительной системы смазки опор (см. рисунок, *б*) отверстия 1 соединяют прямоугольную часть канавки с внешней средой, а при бурении – с затрубным пространством скважины.[*]

Проверка работоспособности уплотнения и обоснование геометрических размеров места установки уплотнительного кольца проводились на основании стендовых испытаний.

Эксперименты выполнены на стенде[**] применительно к долоту диаметром 215,9 мм, в серийных конструкциях которых применяются уплотнительные кольца с диаметром сечения d = 5,3 мм. В качестве диаметром сечения d = 5,3 мм. В качестве показателей работоспособности представленной конструкции уплотнения были выбраны следующие показатели:

- момент трения M в уплотнительном контакте;
- поверхностная температура трения T в контакте трения;
- расход Q смазочного материала через уплотнительный контакт уплотнительное кольцо – цапфа.

Применительно к радиальному уплотнению угла α были выбраны в качестве возможных допустимых значений углы 60º; 80º и 100º при ширине проточки b 3,0; 3,5 и 4 мм соответственно. Ширина проточки в аналитических исследованиях задавалась через отношение

$$s = b/d,$$

где d – диаметр сечения уплотнительного кольца.

В качестве смазочного материала использовалось трансмиссионное масло Тад-17и. В качестве промывочной жидкости применялась техническая вода.

Для уменьшения количества опытов был применен дробно-факторный эксперимент с варьированием пяти определяющих факторов на трех уровнях. Момент трения M, температура T и расход смазочного материала Q рассматривались как зависимости

[*] Пат. 2236541 РФ. E21 B10/24. Уплотнение опоры шарошечного долота (варианты) / Ю.Г.Матвеев, А.Н.Попов, Р.А.Исмаков и др. // Открытия. Изобретения. 2004. № 26.

[**] А.с. 662838 СССР. МКИ G01 M13/04, E21 B9/08. Стенд для испытания герметизирующих устройств шарошечных долот / Е.А.Митюрев, А.Н.Попов, А.И.Спивак // Открытия. Изобретения. 1979. № 18.

$$M = f(\alpha, s, e, v, P_и); \; T = f(\alpha, s, e, v, P_и);$$

$$Q = f(\alpha, s, e, v, P_и),$$

где e – эксцентриситет оси шарошки и оси цапфы, появляющийся в процессе износа подшипников опоры шарошки и приводящий к одностороннему защемлению уплотнительного кольца; v – скорость скольжения уплотнительного кольца относительно цапфы; $P_и$ – избыточное давление смазочного материала в шарошке.

На основе экспериментальных данных получены следующие уравнения регрессии:

$$M = 0{,}84 + 0{,}92\alpha - 1{,}04s - 3{,}57P_и, \text{ Н·м}; \quad (1)$$

$$T = 101{,}8 + 81{,}2\alpha - 263{,}2s + 67666{,}7e + $$

$$+ 47{,}51v - 202{,}3P_и, \text{ градусы}; \quad (2)$$

$$Q = (-1{,}3 + 2{,}1s)P_и \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3)$$

Проверка по критерию Фишера показала адекватность уравнений (1)-(3) экспериментальным данным с вероятностью 0,95.

На основании расчета частных зависимостей показателей работы уплотнения от определяющих факторов, расчета по формулам (1)-(3), а также экспериментального определения давления разгерметизации уплотнений при различной частоте вращения шарошки в зависимости от геометрических параметров расточки были определены оптимальные параметры профилированной расточки: угол $\alpha = 1{,}222$ рад (70°); отношение $s = 0{,}7$.

Таким образом, предложенное нами уплотнение позволяет снизить момент его трения о цапфу при нулевом избыточном давлении почти в 2 раза, а при избыточном давлении, вдвое меньшем допустимого давления раскрытия уплотнения, в 3 раза. В случае применения расходной системы смазки опор момент трения может снижаться в 20 раз.

Известно, что опоры с уплотнениями, содержащие резиновые уплотнительные элементы, эксплуатируются при частоте вращения долот до 250-300 мин$^{-1}$ (при частоте вращения шарошек 350-420 мин$^{-1}$). Опоры с разработанными нами уплотнениями можно эксплуатировать при частоте вращения долот до 500-600 мин$^{-1}$ при нулевом избыточном давлении в опорах, а при создании избыточного давления этот диапазон можно увеличить до 750 мин$^{-1}$.

Научный руководитель доц. *А.И.Могучев*