Совершенствование конструкции опоры шарошечного бурового долота

А. Г. ИЩУК – к.т.н. NRB – New Rock Bits (Czech Republic) **А. М. НАЗАРОВ** – вице-президент NRB – New Rock Bits (Czech Republic) **М. А. ТИМЧЕНКО** – главный конструктор NRB – New Rock Bits (Czech Republic) **Д. Ю. СЕРИКОВ** – к.т.н., доцент РГУ нефти и газа имени И. М. Губкина

В статье представлены результаты работы, направленной на совершенствование конструкции опоры шарошечного бурового долота. На основе проведенных научно-исследовательских и конструкторскотехнологических работ была разработана новая конструкция подшипников скольжения, позволяющая существенно повысить надежность и эффективность работы опорных узлов шарошечных буровых долот. Оснащение шарошечных буровых долот подшипниками скольжения новой конструкции позволит не только повысить надежность и долговечность опорных узлов долота, но и увеличить эффективность бурового инструмента в целом.

дним из важнейших элементов шарошечных буровых долот, от работоспособности которого во многом зависит долговечность и эффективность работы инструмента в целом, является подшипниковый

узел [1]. Совершенствование подшипниковых узлов осуществляется по многим направлениям: разработкой новых конструкций опор, подбором наиболее работоспособных материалов, разработкой более совершенных систем фиксации шарошек, систем содержания и подачи смазки, а также повышением надежности герметизации [2,3].

На сегодняшний день существует огромное количество конструкций опорных узлов, разработанных для различных типов и размеров шарошечного бурового инструмента [4]. Однако, задача создания новых конструкций подшипников, способных надежно функционировать в процессе работы шарошечных буровых долот не только в начальный период бурения, но и в течение всего времени работы инструмента, является актуальной [5].

В связи с этим специалистами компании NRB и PГУ нефти и газа имени И. М. Губкина были проведены научно-исследовательские и конструкторско-технологические работы, направленные на создание подшипников скольжения, позволяющих существенно повысить надежность и эффективность работы опорных узлов шарошечных буровых долот.

Техническим результатом, проведенной работы, является создание новой конструкции опоры бурового шарошечного долота, содержащую, ступенчатую цапфу и шарошку, установленную на цапфе посредством замкового подшипника и радиальных подшипников скольжения, выполненных с винтовыми пазами, заполненными твердой смазкой, причем подшипники скольжения выполнены на двух ступенях цапфы, образуя большой и малый подшипники скольжения.

При этом радиальные подшипники скольжения на обеих ступенях цапфы выполнены в виде плавающих втулок, винтовые пазы которых расположены на наружной и внутренней поверхностях втулок, и в плоскости, перпендикулярной их оси, смещены один относительно другого. Для долот, работающих с вращением по часовой стрелке, винтовые пазы выполнены с правым подъемом винтовой линии, а для инструмента, работающего с вращением против часовой стрелки - с левым подъемом винтовой линии. причем винтовые пазы на наружной и внутренней поверхностях плавающей втулки большого подшипника скольжения в плоскости, перпендикулярной ее оси, смещены один относительно другого на величину – k_1 , определяемую по формуле: $\mathbf{k_1} = (0.25 - 0.75)~\mathbf{S_1}$, где $\mathbf{S_1}$ – шаг винтового паза на внешней стороне плавающей втулки большого подшипника скольжения, а винтовые пазы на наружной и внутренней сторонах плавающей втулки малого подшипника скольжения в плоскости, перпендикулярной ее оси, смещены один относительно другого на величину – k_2 , определяемую по формуле: $k_2 = (0.3 - 0.6) S_3$, где S_3 – шаг винтового паза на внешней стороне плавающей втулки малого подшипника скольжения.

Достижению указанного технического результата способствует также и то, что:

- шаги винтовых пазов S_3 и S_1 плавающих втулок соответственно малого и большого подшипников скольжения на их наружной поверхности связаны между собой следующим соотношением: $S_3 = (0,35-0,65) \ S_1$.
- винтовые пазы выполнены с переменным по ширине поперечным сечением, увеличивающимся в направлении от вершины к основанию цапфы в соотношении: I_O=(1,1-2,5)I_R.

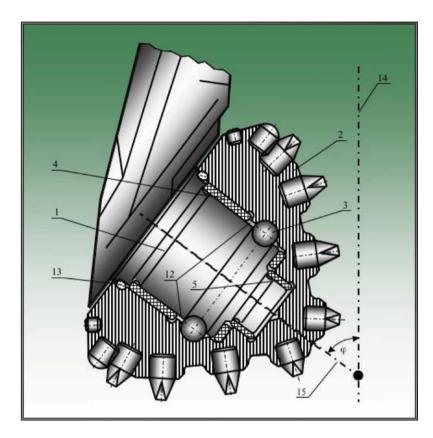


Рис. 1. Принципиальная схема опоры шарошечного бурового долота

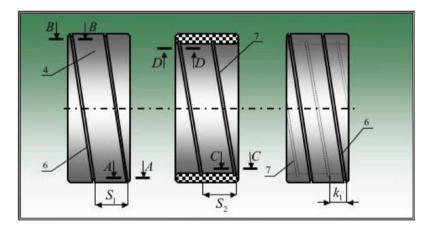


Рис. 2. Принципиальная схема втулки большого подшипника скольжения

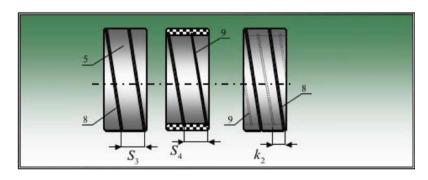


Рис. 3. Принципиальная схема втулки малого подшипника скольжения

Опора бурового шарошечного долота включает ступенчатую цапфу 1 и шарошку 2, установленную на цапфе посредством замкового подшипника качения 3, а также большого 4 и малого 5 подшипников скольжения. выполненных в виде плавающих втулок. При этом радиальные подшипники скольжения 4 и 5 на обеих ступенях цапфы 1 выполнены с винтовыми пазами 6, 7 и 8, 9 соответственно на наружных и внутренних поверхностях. Причем все пазы заполнены твердой смазкой 12, например, на основе графита, дисульфата молибдена. Возможно, также использование смазки на основе смеси парафиновых минеральных масел и синтетических добавок, сгущенных модифицированными синтетическими жирными кислотами. При этом винтовые пазы на внутренней и наружной стороне плавающей втулки 4 большого подшипника скольжения в плоскости, перпендикулярной ее оси, смещены один относительно другого на величину – k_1 , определяемую по формуле:

$$k_1 = (0.25 - 0.75) S_1$$

где S_1 – шаг винтового паза на внешней стороне плавающей втулки большого подшипника скольжения. В свою очередь винтовые пазы 8 и 9 на наружной и внутренней поверхностях плавающей втулки 5 малого подшипника скольжения в плоскости, перпендикулярной ее оси, смещены один относительно другого на величину – k_2 , определяемую по формуле:

$$k_2 = (0.3 - 0.6) S_3$$

где \mathbf{S}_3 – шаг винтового паза на внешней стороне плавающей втулки малого подшипника скольжения.

Геометрия поперечного сечения винтовых смазочных пазов может быть выполнена в различных вариантах (рис. 4 и рис. 5), в том числе и с переменным поперечным сечением, увеличивающимся в направлении от вершины к основанию цапфы 1. Для долот с небольшими размерами подшипниковых узлов рекомендуется использовать пазы с круглым радиусом r или элипсовидным поперечным сечением глубиной h, начальной (у вершины цапфы) и конечной (у основания цапфы) шириной – $l_{\rm R}$ и $l_{\rm O}$ соответственно (рис. 4 и рис. 5), а для долот больших диаметров, где подшипниковые узлы подвергаются значительным нагрузкам, предпочтительно использовать пазы с трапециидальным поперечным сечением (рис. 4 и рис. 5). Данная геометрия поперечного сечения винтового смазочного паза позволяет лучше удерживать и перемещать смазку в процессе работы подшипникового узла.



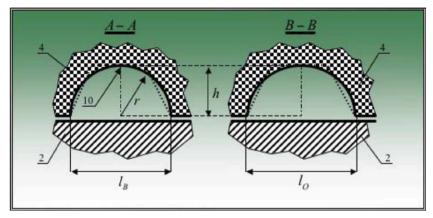


Рис. 4. Геометрия смазочных пазов наружной поверхности втулки

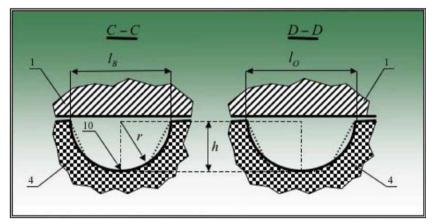


Рис. 5. Геометрия смазочных пазов внутренней поверхности втулки

Направление винтовых смазочных пазов 6, 7, 8 и 9 выбирается исходя из следующих соображений. Для долот, работающих с вращением по часовой стрелке, смазочные пазы выполняются с правым подъемом винтовой линии, а для инструмента, работающего с вращением против часовой стрелке — с левым подъемом винтовой линии. При этом шаг винтовой линии смазочных пазов зависит от рекомендуемой частоты вращения инструмента, размеров подшипникового узла и физико-механических характеристик смазки.

Выполнение винтовых смазочных пазов 6 и 7 с внешней и с внутренней стороны втулок большого подшипника скольжения должно обеспечивать следующее условие – вершины 10 (верхние поверхности 11) пазов (рис. 4 и рис. 5), в каждом конкретном поперечном сечении втулки должны быть смещены друг относительно друга на величину – \mathbf{k}_1 , находящуюся в диапазоне: $\mathbf{k}_1 = (0.25 - 0.75)~\mathbf{S}_1$, где \mathbf{S}_1 – шаг винтового паза на внешней стороне плавающей втулки большого подшипника скольжения.

Выполнение винтовых смазочных пазов 8 и 9 на внешней и внутренней поверхности втулок малого подшипника скольжения должно обеспечивать следующее условие – вершины (верхние поверхности) пазов (рис. 4 и рис. 5), в каждом конкретном поперечном сечении втулки должны быть смещены друг относительно друга на величину – \mathbf{k}_2 , находящуюся в диапазоне: $\mathbf{k}_2 = (0.3 - 0.6) \ \mathbf{S}_3$, где \mathbf{S}_3 – шаг винтового паза на внешней стороне плавающей втулки малого подшипника скольжения.

На основе экспериментальных исследований было установлено, что при величине смещения винтовых пазов k_1 менее чем на 0.25 S_1 наблюдается преобладающий вынос смазки по поверхности сопряжения шарошки с внешней поверхностью плавающей втулки, а при \mathbf{k}_1 более чем 0.75 S₁ наблюдается превалирующий вынос смазки по поверхности сопряжения цапфы лапы и внутренней поверхности плавающей втулки. И то и другое приводит к неравномерному нагреву смазки на внутренней и наружной сторонах плавающей втулки, что в конечном итоге приводит к неодинаковому проскальзыванию внутренней и внешней поверхностей плавающей втулки, соответственно к неравномерному ее износу, а так же снижению редукции, что отрицательно сказывается на ресурсе работы большого подшипника скольжения опоры долота.

Соответственно при величине смещения винтовых пазов k_2 менее чем на $0.3~S_3$ наблюдается чрезмерный вынос смазки по поверхности сопряжения шарошки с внешней поверхностью плавающей втулки, а при k_2 более чем $0.6~S_3$ наблюдается превалирующее перемещение смазки по поверхности сопряжения цапфы лапы и внутренней поверхности плавающей втулки. Это приводит к неравномерному нагреву смазки на внутренней и наружной сторонах плавающей втулки, что в конечном итоге приводит к неодинаковому проскальзыванию внутренней и внешней поверхностей плавающей втулки, соответственно к неравномерному ее износу, а также снижению редукции, что отрицательно сказывается на ресурсе работы малого подшипника скольжения опоры долота.

Указанные соотношения получены на основании проведенных экспериментальных исследований по определению оптимального объема подаваемой смазки с учетом диаметра породоразрушающего инструмента и скорости вращения долота. При этом учитывались следующие обстоятельства. Учитывая, что основная задача винтовых пазов – транспортирование смазки с нижней части (по отношению к горизонтальной плоскости) втулки наверх вдоль всей ее образующей, а ось 15 вращения шарошки всегда наклонена к оси вращения долота 14 под углом ϕ (рис. 1), который для различных долот находиться в диапазоне от 500 до 600, то для долот с меньшим углом ϕ необходимо выполнять винтовой паз с меньшей величиной шага, а для долот с большим углом ϕ – с большим. Т.е., чтобы поднимать смазку наверх при большем угле наклона втулки по отношению к горизонтальной плоскости, нужно уменьшать шаг винтовой линии смазочного паза, и наоборот.

При этом, учитывая, что винтовой паз на наружной поверхности каждой плавающей втулки расположен на большем удалении от оси вращения шарошки, чем винтовой паз на внутренней поверхности той же втулки, то чтобы уравнять скорости транспортировки смазки по обеим этим поверхностям необходимо винтовые линии обоих пазов смещать один относительно другого на величину — \mathbf{k}_1 , и — \mathbf{k}_2 определяемых по формулам: $\mathbf{k}_1 = (0.25-0.75)~\mathbf{S}_1$ и $\mathbf{k}_2 = (0.3-0.6)~\mathbf{S}_3$ соответственно.

В дополнении к этому должно выполняться условие, что шаги винтов S_3 и S_1 соответственно смазочного паза плавающей втулки малого и большого подшипников скольжения связаны следующим соотношением: $S_3 = (0.35-0.65) \ S_1.$

На основе экспериментальных исследований было установлено, что при величине шага винтового паза S_3 менее чем $0.35\ S_1$ наблюдается преимущественный нагрев трущихся поверхностей малого подшипника скольжения, а при S_3 более чем $0.65\ S_1$ происходит преимущественное нагревание большого подшипника скольжения. И то и другое приводит к неравномерному нагреву большого и малого подшипников скольжения и соответственно к неравномерному их износу, что отрицательно сказывается на ресурсе работы опоры долота.

Использование винтовых канавок с переменным по ширине поперечным сечением, увеличивающимся в направлении от вершины к основанию цапфы в соотношении: $I_O = (1,1-2,5)I_B$, обеспечивает наилучшее распределение смазки по всей длине плавающей втулки, то есть от минимума у вершины до максимума у основания шарошки. При величине I_O менее чем 1,1 I_B количество транспортируемой смазки не достаточно для компенсации вымываемой через уплотнение смазки, а при I_O больше чем $2.5\,I_B$ происходит переизбыточная концентрация смазки в районе уплотнительных элементом подшипникового узла, что приводит к интенсификации вымывания смазки. И то и другое приводит к снижению ресурса работы опоры долота.

Принцип работы опоры скольжения шарошечного долота, заключается в следующем. При вращении шарошечного долота шарошка 2 совершает вращательное движение вокруг оси цапфы 1 лапы долота. Так как цапфа 1 являемся частью лапы долота, и представляет собой жесткую конструкцию, внутренняя поверхность шарошки 2 осуществляет скольжение относительно внешней поверхности втулки 4, а внутренняя поверхность

втулки 4 в свою очередь проскальзывает по внешней поверхности цапфы 1 лапы. При скольжении корпуса шарошки 2 относительно внешних поверхностей втулок 4 и 5 наружные 6, 8 и внутренние 7, 9 винтовые пазы работают подобно шнекам, перемещая смазку из нижней части шарошки (в рабочем положении долота) вверх, тем самым равномерно и качественно смазывая и охлаждая подшипники скольжения. При этом эффективность шнековой подачи смазки в нижней части шарошки 2 выше, нежели в верхней, так как при нагрузке на долото в подшипниковом узле выбираются все конструктивные зазоры, и реальный зазор в верхней части становиться больше на величины допусков изготовления, нежели в нижней части. В связи с этим наличие винтового паза так же позволяет уменьшить вымывание смазки в этой зоне. В дополнение к этому, следует отметить, что наличие винтовых смазочных пазов 6, 7, 8 и 9, позволяет частично увеличить общий объем смазки в подшипниковом узле и одновременно обеспечить сбор абразивного шлама. являющегося основной причиной выхода опоры из строя. Кроме того, использование твердой смазки, заполняющей полость пазов 6,7, 8 и 9, кроме основной функции по смазке и охлаждению подшипников, позволяет менять коэффициент трения между трущимися парами шарошка: втулка – цапфа и втулка – шарошка в широких пределах и тем самым менять кинематику работы самого шарошечного долота и расширить область его применения путем увеличения или уменьшения подтормаживания или пробуксовки шарошек.

Эксплуатационные условия работы подшипников скольжения буровых шарошечных долот находятся в диапазоне температур от 400 до 1000. При этом ввиду различной нагруженности большого и малого подшипников скольжения, температуры нагрева в них различны. Соответственно, чем больше температура, тем меньше вязкость смазки и тем легче условия ее транспортирования. В связи с этим шаги винтовых смазочных пазов S_2 и S_1 плавающей втулки соответственно малого и большого подшипников скольжения на их наружной поверхности связаны следующим соотношением: $S_3 = (0.35 - 0.65) S_1$. При этом в случае S_3 менее чем 0.35 S₁ наблюдается преимущественный нагрев трущихся поверхностей малого подшипника скольжения, а при S_2 более чем 0.65 S₁ происходит преимущественное нагревание большого подшипника скольжения.

Выполнение опоры скольжения долота с пазами определенной геометрии, расположенных на наружных и внутренних поверхностях плавающих втулок, заполненных твердой смазкой, позволяет осуществлять равномерность и регулярность распределения смазки по рабочим поверхностям большого и малого подшипников скольжения, сбалансировать температурные режимы их работы, максимизировать редукцию, а также увеличить работоспособность опоры благодаря уменьшению вероятности попадания частиц абразивного шлама в наиболее нагруженную часть большого подшипника скольжения. При работе долота с предложенной опорой в случае попадания в ее полость абразивного материала, последний, собирается в пазах 6, 7, 8 и 9, вытесняя оттуда смазку 12, которая попадает на трущиеся поверхности между цапфой 1 и шарошкой 2, способствуя увеличению срока их службы. Герметизация опоры осуществляется уплотнительным элементом 13. размещенным у торца цапфы 1.





Рис. 6. Экспериментальное долото фирмы NRB серии – xRAT с новой опорой скольжения, предназначенное для бурения горизонтальных и наклонно-направленных скважин

Таким образом, оснащение шарошечных буровых долот подшипниками скольжения новой конструкции, позволит не только повысить надежность и долговечность опорных узлов долота, но и увеличить эффективность бурового инструмента в целом. Особенно эффективно использование предложенного технического решения при оснащении долот (рис. 6) работающих в сложных условиях горизонтального и наклонно-направленного бурения, а также на форсированных режимах бурения.

Литература:

- 1. Мокшин А. С., Владиславлев Ю. Е., Комм Э. Л. Шарошечные долота. М.: Недра. 1971.
- 2. Палий П. А., Корнеев К. Е. Буровые долота. Справочник. М.: Недра. 1971.
- 3. Богомолов Р. М., Носов Н. В. Энциклопедия изобретений (1916–2016 гг.). М.: Инновационное машиностроение. 2015.
- 4. Ясашин В. А., Сериков Д. Ю., Тютрин А. Ю. Новая конструкция герметизированной маслонаполненной опоры шарошечного долота // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море: науч.-техн. журн. М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 1995. № 12. С. 11–15.
- 5. Сериков Д. Ю., Панин Н. М., Агеева В. Н. Совершенствование систем герметизации подшипниковых узлов шарошечных долот // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море: науч.-техн. журн. М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2016. №4. С. 16–19. •