



Проектирование и сравнительный анализ динамических герметизирующих элементов, используемых в составе бурового инструмента

М.С. ГОЛОВКИН,
инженер-конструктор

Г.Г. ИШБАЕВ,
д.т.н., профессор,
генеральный директор
bit@burinteh.com

А.Г. БАЛУТА,
заместитель
генерального директора –
начальник Центра разработок

В.В. МЫКАЛКИН,
начальник отдела
шарошечных долот

И.С. ШЛЕНКИН,
инженер-конструктор

К.Р. ВАЛЯМОВ,
инженер-конструктор

ООО НПП «БУРИНТЕХ»

В.У. ЯМАЛИЕВ,
д.т.н., профессор

МОНП УГНТУ

**M. GOLOVKIN, G. ISHBAEV,
A. BALUTA, V. MYKALKIN,
I. SHLENKIN, K. VALIAMOV,
LLC SPE «BURINTEKH»,
V. YAMALIEV,
USPTU**

Описан принципиально новый подход к проектированию резиновых герметизирующих элементов для использования в составе подземного бурового оборудования. Данная статья посвящена разработанной нами методике, позволяющей осуществлять процесс компьютерного моделирования работы уплотнительных колец, оценивать их теоретический ресурс и выбирать лучшие решения еще на этапе проектирования инструмента. Методика позволяет получить показатель стойкости уплотнительного кольца, пригодный к сравнительному анализу. Описаны конструкция испытательного стенда RWM-2017 и принцип его действия. Информация, полученная по результатам стендовых испытаний, становится основой для дальнейших расчетов и анализа картины напряженно-деформированного состояния уплотнительных колец. На основании этих расчетов получена зависимость величины напряжения в зоне контакта от высоты проставок, эта зависимость в дальнейшем используется при оценке влияния напряжения на интенсивность изнашивания резины. Таким образом, получено понимание того, насколько интенсивным будет изнашивание уплотнительного кольца в том или ином напряженно-деформированном состоянии. Приведен пример поэтапного анализа четырех различных форм уплотнительных колец с помощью представленной методики. Сделаны выводы о наиболее перспективных из рассчитанных геометрических формах уплотнений.

Ключевые слова: проектирование уплотнений, ресурс бурового инструмента, долото шарошечное, уплотнения шарошечного долота

DESIGNING AND COMPARATIVE ANALYSIS OF DYNAMIC SEALING ELEMENTS RELATED TO BOREHOLE DRILLING EQUIPMENT

Described a fundamentally new approach to the design of rubber sealing elements for use in underground drilling equipment. This article deals we developed the technique allowing process computer simulation of the sealing rings, to assess their theoretical resources and choose best solutions at the stage of designing the tool. The method allows to obtain a measure of the resistance of the seal rings, suitable for comparative analysis. The design of a test stand RWM-2017 and the principle of its action. The information obtained in the bench test results, becomes the basis for further calculations and analysis of the pattern of the stress-strain state of the o-rings. Based on these calculations the dependence of the voltage in the contact zone of the height spacers, this dependence is then used when evaluating the influence of stress on the wear rate of the rubber. Thus, to get an understanding of how aggressive will wear the o-ring in a particular stress-strain state. Shows an example of phase analysis of four different shapes of the sealing rings with the help of the presented method. Conclusions about the most promising from the calculated geometric shape seals.

Keywords: seal designing, drilling tools durability, roller cone bit, rock bit seals

ООО НПП «БУРИНТЕХ» – это высокотехнологичная нефтесервисная компания и лидер российского рынка породоразрушающего инструмента. Успех компании неразрывно связан с постоянным внедрением новейших научно-технических разработок. Одна часть из них приводит к созданию

принципиально новых продуктов, позволяет нашему предприятию постоянно расширять продуктовую линейку и предоставлять наиболее полный сервис нашим заказчикам. Другая часть разработок повышает характеристики уже существующего инструмента и обеспечивает рост его производительности. Такая ра-



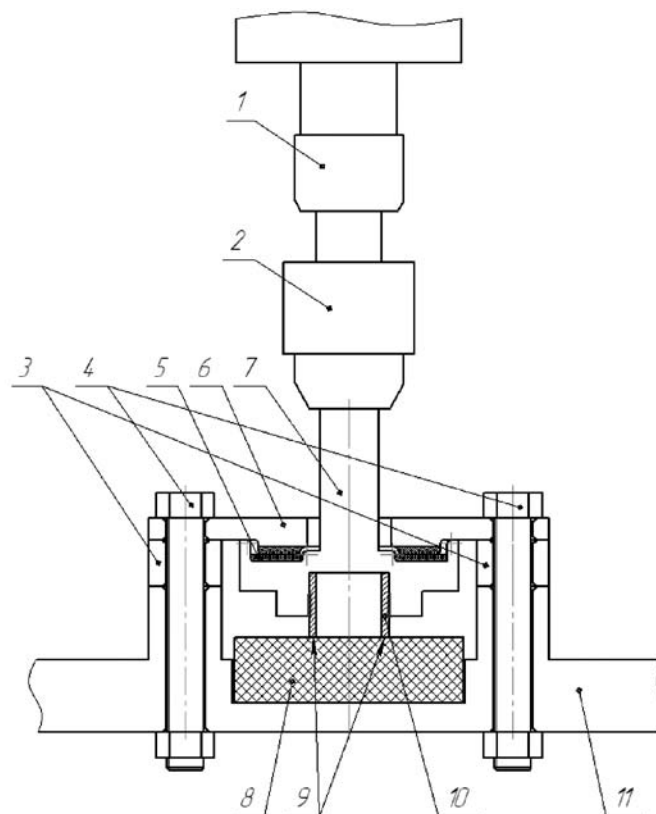


Процесс внедрения технологий идет непрерывно и становится более зрелым и целенаправленным по мере накопления опыта и специфических знаний, полученных в результате проведения исследовательских работ. Одним из примеров такого подхода к модернизации инструмента является работа, которую мы проводим для улучшения динамических герметизирующих элементов, используемых в составе бурового инструмента.

бота редко становится известной широкой публике, но ее осуществление позволяет нашим заказчикам постоянно снижать свои затраты, а компании – вот уже много лет находиться в числе мировых лидеров нефтесервисной отрасли. Процесс внедрения подобных технологий идет непрерывно и становится более зрелым и целенаправленным по мере накопления опыта и специфических знаний, полученных в результате проведения исследовательских работ.

Одним из примеров такого подхода к модернизации инструмента является работа, которую мы проводим для улучшения динамических герметизирующих элементов, используемых в составе бурового инструмента. Для большинства видов оборудования уплотнительный узел является важной составляющей сложного комплекса и может косвенно влиять на ресурс инструмента, но для некоторых, например, для шарошечного долота, уплотнительный узел является наиболее уязвимой частью конструкции и напрямую определяет стойкость всего изделия. При этом общими для всех видов бурового инструмента остаются условия, в которых работают герметизирующие элементы, — это повышенная абразивность отсекаемой среды, влияние высоких температур до 200 °С, повышенные частоты вращения до 400 об/мин., а самое главное – жесткие геометрические ограничения и отсутствие возможности для планового ремонта и замены без вывоза инструмента с месторождения. Такие условия являются исключительно тяжелыми и, по сравнению с наземным оборудованием, требуют совершенно иного подхода к методам проектирования и выбора оптимальной конструкции. Поэтому существующие методики [1, 2] подбора и проектирования уплотнений, как правило, не подходят либо являются неэффективными применительно к уплотнениям, используемым в составе бурового инструмента. Перед предприятием, выпускающим широкий спектр подземного бурового оборудования, всегда встает задача создания эффективной методики расчета и анализа конструкций уплотнительных элементов.

Данная статья посвящена разработанной нами методике, позволяющей осуществлять процесс компьютерного моделирования работы уплотнительных колец, оценивать их теоретический ресурс и выбирать лучшие решения еще на этапе проектирования инструмента. В одной из прошлых статей [3, 4] мы уже описывали ос-



1 – шпindelь, 2 – патрон, 3 – проставка, 4 – болтовые соединения, 5 – опора, 6 – плита поджимная, 7 – индентор, 8 – резиновый образец, 9 – зона трения «металл – резина», 10 – втулка индентора, 11 – плита несущая

Рис. 1. Стенд для истирания резин RWM-2017

новное противоречие, с которым сталкивается конструктор при проектировании уплотнительных колец, — это поиск баланса между потенциальной энергией упругого состояния, создающей резерв материала для изнашивания, и контактным напряжением, увеличение которого ведет к непропорциональному росту темпов износа кольца. Далее будет более подробно описан способ, который помогает нам учитывать особенности различных условий применения и находить для них наиболее подходящие решения.

Задача решается с помощью построения картины напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов, который является распространённым инструментом проектирования резиновых уплотнительных элементов. Существуют различные методики построения модели и анализа картины напряженно-деформированного состояния уплотнительных элементов [5], однако ни одна из них не предлагает способа ее обработки в информацию, годную к реальному сравнительному анализу, такую, как величина наработки на отказ уплотнительного кольца или ее эквивалента. Разработанная нами методика решает эту важную проблему.

Суть методики заключается в том, чтобы выбрать такую форму сечения кольца, которая будет обеспечивать наибольший резерв материала для изнашивания. Для этого величина упругой деформации, которая возникает в сечении нового кольца, сравнивается с ее остаточной деформацией, сохраняющейся на момент потери герметичности опоры. Величины деформаций нового и изношенного кольца рассчитываются на осно-

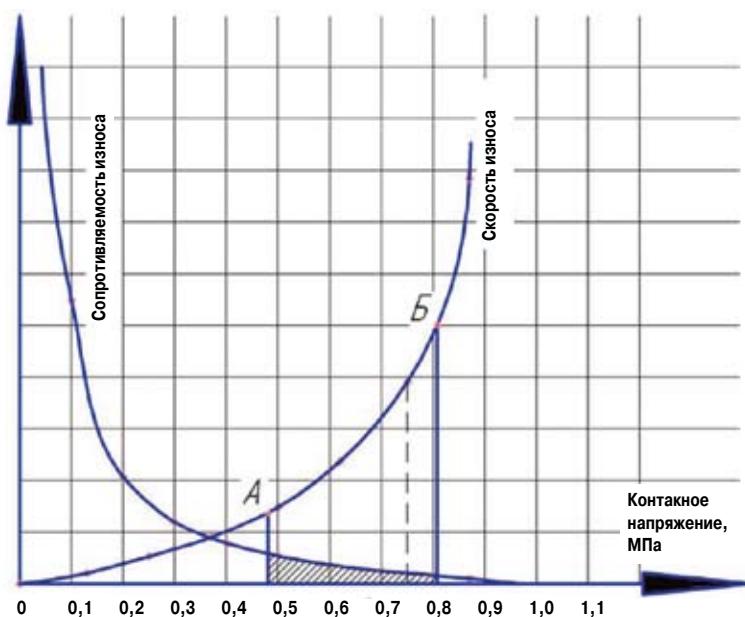


Рис. 2. График зависимости скорости и сопротивляемости абразивному изнашиванию от величины напряжения в зоне уплотнительного контакта

Площадь под графиком мгновенной сопротивляемости показывает величину ресурса уплотнительного кольца при износе, где критическими точками является момент начала работы уплотнительного кольца – точка «Б» и момент потери герметичности уплотнительного кольца – точка «А».

ве картины напряженно-деформированного состояния сечения уплотнительного кольца. Такой расчет требует знания критических точек – дополнительных входных данных относительно того, какая величина контактных напряжений является предельно допустимой для данного материала и какая является пороговой при потере герметичности опоры долота. Для получения такой информации мы используем результаты стендовых испытаний на истирание резиновых образцов, проведенных на нашем экспериментальном стенде RWM-2017, показанном на рис. 1.

Стенд RWM-2017 смонтирован на базе сверлильного станка, к шпинделю 1 которого посредством патрона 2 крепится вращающийся индентор 7. В его состав входит втулка 10, которая при вращении оказывает изнашивающее воздействие на резиновый образец 8, и опора 5, через которую на втулку передается осевая нагрузка. Осевая нагрузка создается затяжкой поджимных болтов 4 и прижатием поджимной плиты 6 к опоре. Контактные поверхности опор армируются твердосплавным материалом стеллит-190, а опора вращающегося индентора заполнена смазкой, что позволяет минимизировать износ опор, а значит, и погрешности, возникающие при проведении эксперимента. Подвергающийся изнашиванию образец, изготовленный из исследуемого материала, имеет форму цилиндра, усеченного с двух сторон хордами, что защищает его от проворота во время экс-

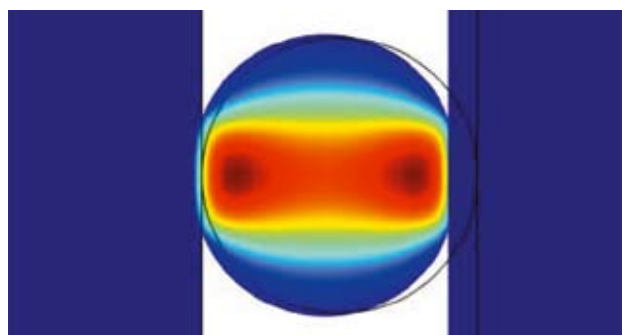
перимента. Слой смазки наносится на поверхность резинового образца и позволяет обеспечить условия испытания, схожие с теми, в которых работает уплотнительное шарошечного долота.

Испытательный стенд RWM-2017 позволяет исследовать влияние температуры, скорости скольжения и контактного напряжения на интенсивность истирания резины. Высота проставок определяет силу вдавливания, а значит, и величину напряжений в зоне контакта. Перед началом эксперимента работа стенда с различными наборами проставок моделируется в программном расчетном комплексе. При компьютерном моделировании используются те же свойства резины, что и при расчете уплотнительных колец, – это снижает погрешности, связанные с возможными неточностями в определении свойств материала. На основании этих расчетов получаем зависимость величины напряжения в зоне контакта от высоты проставок, эта зависимость в дальнейшем используется при оценке влияния напряжения на интенсивность изнашивания резины.

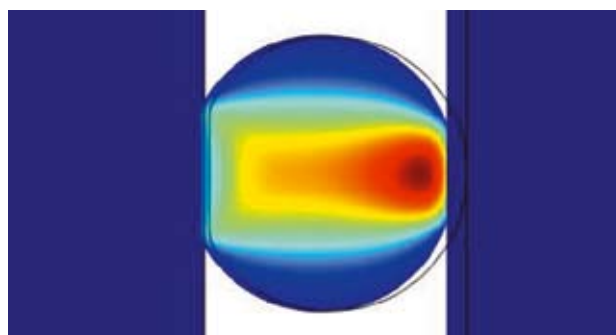
Далее, при расчете уплотнительных колец в программном расчетном комплексе, сопоставляя контактное напряжение, осуществляем поиск эквивалентного напряженно-деформированного состояния образца со стенда RWM-2017. Таким образом, мы получаем понимание того, насколько интенсивным будет изнашивание уплотнительного кольца в том или ином напряженно-деформированном состоянии. Соответственно, мы получаем возможность выбрать комбинацию геометрических параметров, наиболее выгодных с точки зрения ресурса герметизирующего узла.

Работа над уплотнительным кольцом начинается с определения точных свойств материала, а именно, выяснения степени влияния величины контактного напряжения на границе «металл – резина» на интенсивность его изнашивания. Для этого на испытательном стенде RWM-2017 проводятся эксперименты, суть которых состоит в кратковременном изнашивании резинового образца твердым индентором с заданными параметрами работы стенда, такими, как частота вращения, температура испытуемого образца, величина предварительного сжатия образца. Результатом эксперимента являются абсолютная масса изношенной резины и интенсивность изнашивания, выраженная в мг/с. Для измерения массы используются весы лабораторные «МАССА ВК-300», имеющие точность измерения $\pm 0,001$ г.

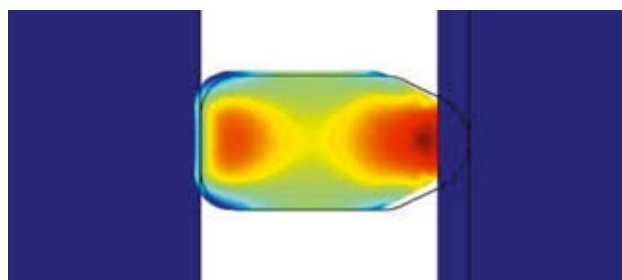
При проектировании новой геометрической формы кольца интерес представляет влияние напряжения в зоне контакта на интенсивность изнашивания. Проводится серия испытаний, для которой выбираются постоянная температура и скорость скольжения, соответствующие ожидаемым условиям работы уплотнительного кольца, а переменным фактором выбирается величина предварительного натяга, которая меняется в пределах возможных напряжений, возникающих при сборке и работе проектируемой опоры. Как правило, диапазон таких напряжений составляет 0,2 – 1,2 МПа, при этом напряжение непрерывно уменьшается по мере износа резины. По результатам проведенных экспериментов строится график зависимости скорости износа от величины контактного напряжения. Пример такого графика для одного из типов гидрированного бутадиен-нитрильного каучука, используемого в опорах шарошечных долот, приведен на рис. 2. Затем



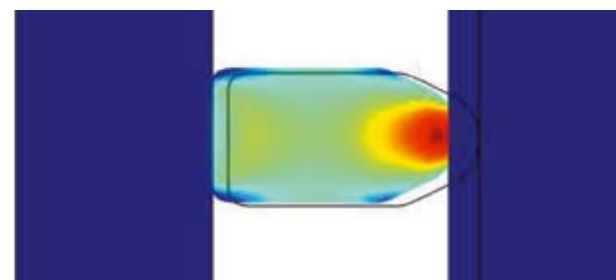
а – уплотнение круглого сечения



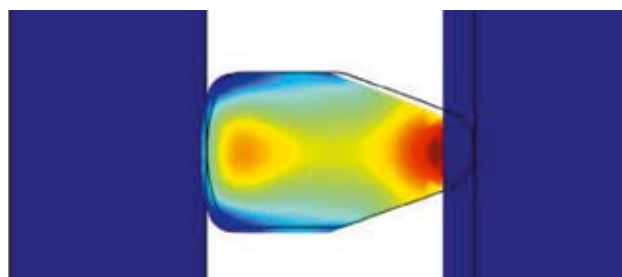
а – уплотнение круглого сечения



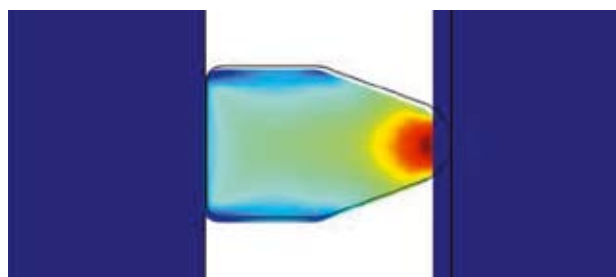
б – уплотнение пулевидного сечения



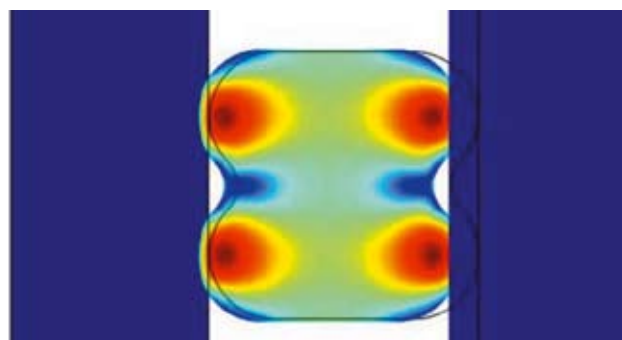
б – уплотнение пулевидного сечения



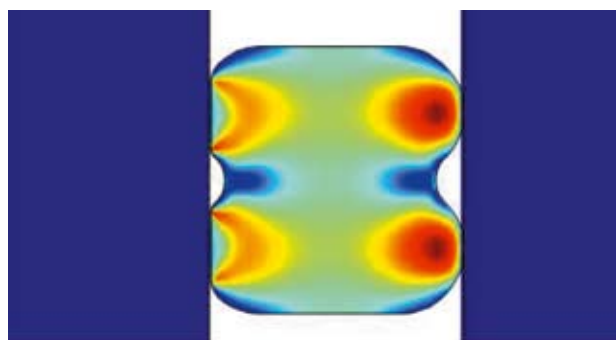
в – уплотнение пулевидного сечения, с заостренной вершиной



в – уплотнение пулевидного сечения, с заостренной вершиной



г – уплотнение H-образного сечения



г – уплотнение H-образного сечения

Рис. 3. Картина напряженно-деформированного состояния для различных форм уплотнительных колец с целевым контактным напряжением 0,81 МПа

Рис. 4. Картина напряженно-деформированного состояния для различных форм изношенных уплотнительных колец с целевым контактным напряжением 0,48 МПа, соответствующим потере герметичности

строится график, показывающий мгновенную величину сопротивляемости изнашиванию, обратный скорости износа, показанный на том же рисунке. Площадь под графиком мгновенной сопротивляемости показывает величину ресурса уплотнительного кольца при износе, где критическими точками являются момент начала работы уплотнительного кольца – точка «Б» и момент потери герметичности уплотнительного кольца – точка «А». Величина напряжения в точке «А» рассчитывается исходя из опыта работы долот и испытания уплотнений и равняется 0,48 МПа – усредненно эта точка является моментом потери герметичности опоры. На-

чиная от этой точки, измеряется величина фигуры под графиком вправо, в сторону увеличения контактного напряжения. Далее отмеривается 90 % площади фигуры – окончанию этой фигуры соответствует точка «Б». 80 – 90 % – это диапазон оправданных величин контактных напряжений. Дальнейшее увеличение контактного напряжения лишено смысла, т.к. приводит к галопирующему росту интенсивности изнашивания и локальным повреждениям поверхности уплотнения. В приведенном на рис. 2 примере точка Б приходится на диапазон 0,77 – 0,81 Мпа (для расчетных целей принимаем большее значение – 0,81 Мпа).

Наша методика дает возможность при проектировании уплотнений находить оптимальные решения с учетом особенностей каждого конкретного типа резины и специфических условий ее применения. Методика отличается от уже существующих тем, что принимает в расчет не только новое, но и изношенное состояние колец, и дает конструктору реальный инструмент для сравнения ресурса различных геометрических форм уплотнений еще на этапе проектирования.

Далее для наиболее перспективных концепций уплотнительных колец производится расчет картины напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов, с целевым показателем величины контактного напряжения равным 0,81 МПа. На рис. 3 приведены результаты расчета для четырех различных форм уплотнительных колец: типа «а» — кольца круглого сечения; типа «б» — кольца пулевидного сечения; типа «в» — кольца пулевидного сечения с зауженной вершиной; типа «г» — кольца Н-образного сечения. Контактная поверхность на всех рисунках находится по левую сторону от уплотнения. Все кольца имеют одинаковый высотный габаритный размер 7 мм (при расчетном целевом контактном напряжении, равном 0,81 МПа). Для кольца типа «а» напряжение 0,81 в зоне контакта достигается при величине сжатия 0,74 мм, типа «б» — 0,80 мм, типа «в» — 0,82 мм; типа «г» — 0,75 мм. Как видно из рис. 3, это различие обуславливается отличиями в распределение напряжений по сечению кольца. В том случае, когда сечение несимметрично и имеются зоны сужений, удаленные от контактной поверхности, — это позволяет обеспечивать больший запас упругости при сохранении того же контактного напряжения.

После этого происходит второй этап расчета, который заключается в построении картины напряженно-деформированного состояния тех же уплотнительных колец, но в изношенном состоянии. Для этого строится набор моделей изношенных колец с различной глубиной износа. Далее выбираются те же величины сжатия, что и для нового кольца (0,74; 0,80; 0,82; и 0,75 мм соответственно), при этом целевое контактное напряжение для расчета равняется 0,48 МПа (рис. 2). Проводится серия итерационных расчетов вплоть до достижения целевой величины контактного напряжения.

Результаты расчетов для исследуемых в данной работе 4-х форм уплотнений показаны на рис. 4. Потеря герметичности наступает при величине износа, равной 0,46 мм для уплотнения типа «а», 0,40 мм — типа «б», 0,44 мм — типа «в», 0,37 мм — типа «г». Полученная в результате расчета величина износа является искомым сравнительным показателем, эквивалентным ресурсу уплотнительного кольца. Это оз-

начает, что уплотнение круглого сечения имеет наибольший запас упругости при изнашивании. При этом оно имеет самые большие поперечные геометрические размеры, что осложняет его установку в опору ограниченных габаритов. Также видно, что дополнительное сужение кольца типа «в» дает прибавку в ресурсе, по сравнению с приближенным к прямоугольной форме типа «б». Кольцо типа «г» имеет две контактные поверхности, что может стать преимуществом, по сравнению с аналогами, но имеет значительно меньший запас упругости на изнашивание.

Таким образом, наша методика дает возможность разрешать основное противоречие, возникающее при проектировании уплотнений, а также находить оптимальные решения с учетом особенностей каждого конкретного типа резины и специфических условий ее применения. Методика отличается от уже существующих тем, что принимает в расчет не только новое, но и изношенное состояние колец, и дает конструктору реальный инструмент для сравнения ресурса различных геометрических форм уплотнений еще на этапе проектирования.

Внедрение таких разработок позволяет нам обеспечивать непрерывный рост качества нашего инструмента и успешно конкурировать с мировыми лидерами на стремительно развивающемся рынке нефтесервиса.

Литература

1. Бродский Г.И. Истирание резин / Г.И. Бродский, В.Ф. Евстратов, Н.Л. Сахановский, Л.Д. Слюдииков. М.: Химия, 1975. 240 с.
2. Salakhov T.R., Yamaliev V.U., Dubinsky V.A. field-proven methodology for real-time drill bit condition assessment and drilling performance optimization// В сборнике: Society of Petroleum Engineers – SPE Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition 2008. Сеп. «SPE Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition 2008», 2008. С. 281 – 288.
3. Головкин М.С. Повышение ресурса опор герметизированных шарошечных долот с помощью применения современных методик расчета и лабораторных испытаний уплотнительного узла / М.С. Головкин, А.Г. Балута, В.В. Мыкалкин, И.С. Шленкин, В.У. Ямалиев // Бурение и нефть. 2016. № 10. С. 40 – 44.
4. Головкин М.С., Ямалиев В.У., Исследования уплотнительных узлов и оценка остаточного ресурса шарошечного долота // Известия Самарского научного центра РАН. 2017. № 1(2). С. 220 – 224.
5. Daniel Alexander Matus. Improved seal design based on minimizing strain energy. The University of Minnesota, 2010. 88 с.

Literature

1. Brodsky G.I. Rubbers abrasion / G.I. Brodsky, V.F. Evstratov, N.L. Sachanovskiy, L.D. Sludikov. M.: Chemistry, 1975. P.240.
2. Salakhov T.R., Yamaliev V.U., Dubinsky V.A. a field-proven methodology for real-time condition assessment drill bit and drilling performance optimization// In proceedings: Society of Petroleum Engineers – SPE Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition 2008. Сеп. «SPE Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition 2008», 2008. Pp. 281 – 288.
3. Golovkin, M.S. improving the resource supports a sealed roller cone bits through the use of modern methods of calculation and laboratory testing of seal Assembly / M.S. Golovkin, A.G. Baluta, V.V. Makalkin, I.S. Sinkin, V.W. Yamaleev // Drilling and oil. 2016. №. 10. Pp. 40 – 44.
4. Golovkin M.S., Yamaleev V.U., Studies of the sealing units and the estimation of residual resource of rolling cutter bits // Izhvestia of the Samara scientific center of RAS. 2017. №. 1(2). Pp. 220 – 224.
5. Daniel Alexander Matus. Improved seal design based on minimizing strain energy. The University of Minnesota, 2010. P. 88. ■