

УДК 622.236:622.001.12

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НЕРАЗБОРНЫХ И РАЗБОРНЫХ БУРОВЫХ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ

Н. В. Грибенников, Г. А. Боярских, И. Г. Боярских

Разработаны вероятностные модели предельного состояния неразборных серийных и разборных опытных трехшарошечных буровых долот, позволяющих реализовать предупредить или сократить в первой конструкции преждевременные отказы конструктивных элементов, во второй создать равнопрочную и равноизносную конструкцию долот с гарантированным ресурсом.

Ключевые слова: вероятностная модель; буровое долото; конструкция; преждевременный отказ; предельное состояние; критичность отказа и предельного состояния.

Специфика работы буровых шарошечных долот серийного производства заключена в том, что конструктивные элементы этих долот не подлежат восстановлению (замене), следовательно, квалиметрическая оценка их безотказности и долговечности является недостаточно информативной и эффективной, так как из-за неразборности серийных долот реальную долговечность можно установить только за счет многочисленных испытаний, требующих значительных материальных затрат.

Буровое трехшарошечное долото является сложной технической системой, состоящей из отдельных функциональных блоков, и оно может быть представлено как комплекс, состоящий из элементов деталей, связанных последовательными или параллельными соединениями. Отказ одного из блоков, входящих в комплекс, влечет за собой мгновенное возникновение отказа всего долота в целом, такое соединение элементов носит название последовательного. Параллельное соединение характеризуется параметрическим отказом долота при отказе какого-либо отдельного элемента.

В таких сложных технических системах отдельные элементы или блоки имеют друг с другом комплексные соединения: параллельные и последовательные. Чтобы создать блок-

схему для расчета вероятности безотказной работы бурового долота, необходимо на первом этапе расчленить объект (долото) на детали или элементы или, точнее, реализовать принцип декомпозиции. Фернет Бэкон еще в XVI в. заметил, что если мы хотим изучить предмет, необходимо разделить его на отдельные составные части.

Надежность невозстанавливаемого и ремонтируемого серийного секционного шарошечного долота можно оценивать следующими показателями: вероятностью безотказной работы $P(t)$; частотой отказов $d(t)$; интенсивностью отказов $\lambda(t)$; средней наработкой до отказа T_{cp} .

Вероятность безотказной работы $P(t)$ – коэффициент надежности – представляет собой вероятность того, что в заданном интервале времени $t = T$ (или в пределах заданной наработки), при конкретных рассматриваемых условиях бурения отказ бурового шарошечного долота не наступит.

В этом случае показатель $P(t)$ находится в пределах $0 \leq P(t) \leq 1$. Полная группа вероятностей событий складывается из вероятности безотказной работы $P(t)$ и вероятности отказа $F(t)$, представляющей собой вероятность того, что в заданных условиях эксплуатации в течение заданного промежутка времени произойдет хотя бы один

отказ долота или фактическое время исправного состояния долота окажется меньше нормативного:

$$P(t) + F(t) = 1.$$

В практике нормирования надежности принята вероятность безотказной работы в пределах 0,9...0,95. Однако несовершенство конструкции опоры бурового секционного шарошечного долота и работа подшипников без смазки в абразивной среде значительно снижают этот показатель.

Реализуя принцип декомпозиции, отметим, что безотказность вооружения и опор как подсистем связана с показателями надежности составных элементов и что опоры нескольких шарошек представляют собой параллельно соединенные блоки, а вооружение шарошек - последовательно соединенные блоки.

Опора со схемой *ролик-шарик-ролик* (РШР) представляет собой два периферийных подшипника (большой и малый), которые призваны воспринимать радиальную нагрузку на опору. При достижении предельного износа одного из радиальных подшипников (упорного) отказ всей опоры не наступает, однако при этом происходит увеличение нагрузки на второй подшипник блока, что ускоряет процесс его изнашивания и способствует возникновению предотказного состояния опоры в целом.

Таким образом, радиальные и упорные подшипники представляют собой блоки, связанные между собой последовательно, однако подшипники внутри каждого блока имеют параллельное соединение, означающее возможность параметрического отказа.

Вооружение шарошек с позиции надежности рассматривается как функционально резервированная система, так как отказ отдельных зубьев на венцах не только не повлечет за собой возникновение отказа в долоте, но и незначительно отразится на функциональных свойствах долота, так как зубья соседних венцов, расположенных на других шарошках, возьмут на себя часть функций отказавшего зуба.

Следовательно, зубья одноименных венцов на различных шарошках связаны в параллельное соединение, а блоки одноименных венцов на шарошках - в последовательное соединение.

На основе этих предпосылок в работе

[1] составлена блок-схема вероятности безотказной работы для трехшарошечного долота с фрезерованными зубьями шарошек (рис. 1).

При условии, что долговечность вооружения и опорных узлов будут равны между собой, вероятность безотказности работы долота будет иметь вид:

$$P_d(t) = \left\{ 1 - \left[1 - P_{б.п}^I(t) \right] \left(1 - P_{м.п}^I(t) \right) \right\} \left\{ 1 - \left[1 - P_{з.п}^I(t) \right] \left[1 - P_{у.п}^I(t) \right] \right\} \left\{ 1 - \left[1 - P_{б.п}^{II}(t) \right] \left(1 - P_{м.п}^{II}(t) \right) \right\} \times \left\{ 1 - \left[1 - P_{з.п}^{II}(t) \right] \left[1 - P_{у.п}^{II}(t) \right] \right\} \left\{ 1 - \left[1 - P_{б.п}^{III}(t) \right] \left(1 - P_{м.п}^{III}(t) \right) \right\} \left\{ 1 - \left[1 - P_{з.п}^{III}(t) \right] \left[1 - P_{у.п}^{III}(t) \right] \right\} \times P_{в1}^I(t) \left\{ 1 - \left[1 - P_{в2}^I(t) \right] \left[1 - P_{в2}^{II}(t) \right] \left(1 - P_{в2}^{III}(t) \right) \right\} \times \left\{ 1 - \left[1 - P_{в3}^I(t) \right] \left[1 - P_{в2}^{II}(t) \right] \left[1 - P_{в2}^{III}(t) \right] \right\} \left\{ \left[1 - P_{б.п}^I(t) \right] \right\} \left[1 - P_{б.п}^{II}(t) \right] \left[1 - P_{б.п}^{III}(t) \right], \quad (1)$$

где $P_d(t)$, $P_{б.п}^I(t)$, $P_{м.п}^I(t)$, $P_{з.п}^I(t)$, $P_{у.п}^I(t)$ - соответственно вероятности безотказной работы долота, большого, малого, замкового, упорного подшипников I, II, III секций; $P_{в1}^I$, $P_{в2}^I$, $P_{в3}^I$ - вооружения первого венца соответственно первой, второй, третьей шарошек.

Когда отказ долота связан с отказом опорных узлов, т. е. $T_{оп} \leq T_B$, выражение (1) принимает следующий вид (без дальнейших преобразований):

$$P_d = P_{оп}(t) = P_{оп}^I(t) P_{оп}^{II}(t) P_{оп}^{III}(t).$$

Если же выход долота из строя обусловлен отказом вооружения ($T_{оп} \leq T_B$), то

$$P_d = P_B(t). \quad (2)$$

В связи с тем, что зубья различных венцов вооружения при условии обеспечения рациональной характеристики вооружения должны изнашиваться в одинаковой степени, т. е. обладать одинаковой надежностью, выражение (2) преобразуется так:

$$P_d(t) = P_B(t) \left[1 - (1 - P_B(t))^i \right]^m,$$

где i – число шарошек у долота; m – число венцов на шарошках, выделенных в автономные блоки.

Приведенные преобразования свидетельствуют о том, что на основании информации о

безотказности отдельных элементов шарошечных долот, получаемой в результате натурных испытаний и промысловой наработки, появляется возможность оценить вероятность безотказности долота, что вносит существенный

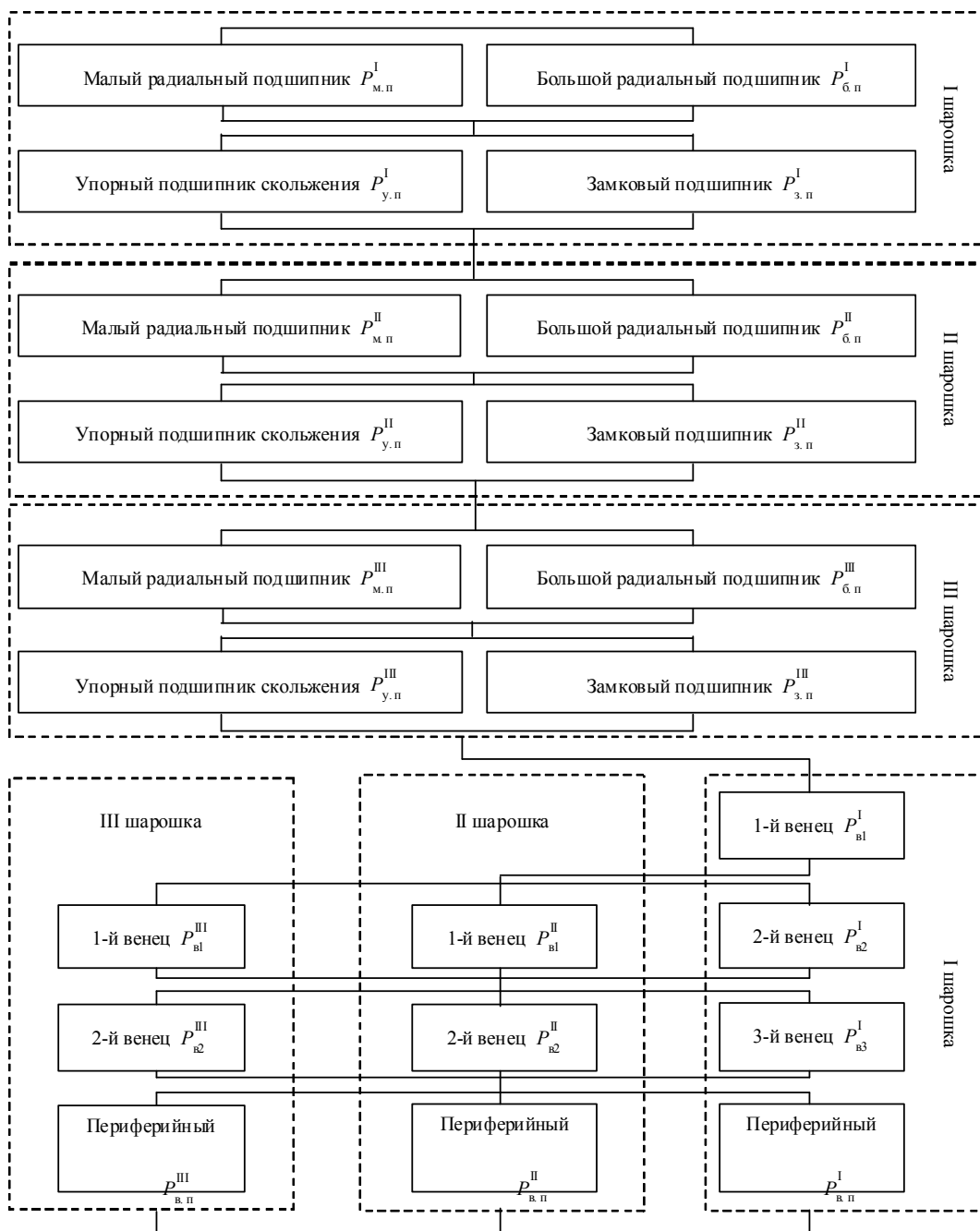


Рис. 1. Блок-схема вероятности безотказной работы трехшарошечного долота [1]

вклад в формирование представления о надежности долота. Исследованиями С. А. Посташа установлено, что факт наступления отказа долот одной партии, эксплуатирующихся практически в идентичных условиях, не сопровож-

дается абсолютно одинаковыми по величине значениями износа элементов трибосопряжений.

Примерно так же можно оценить характеристики изнашивания вооружения. Величина износа отдельных венцов (и зубьев) суще-

ственно отличается от долота к долоту.

В представленной блок-схеме расчет вероятности безотказной работы трехшарошечного (секционного) долота начинается с шарошки в общем виде. При этом перечень рассматриваемых деталей ограничен внутренним содержанием шарошки и ее зубьев (вооружения).

В блок-схеме не показаны конкретные критерии допустимого износа $P_{м.п.}$, $P_{б.п.}$, $P_{у.п.}$, $P_{з.п.}$, $P_{ш.}$, где $P_{м.п.}$ – критерии малого подшипника; $P_{б.п.}$ – большого подшипника; $P_{у.п.}$ – упорного подшипника; $P_{з.п.}$ – замкового подшипника; $P_{ш.}$ – шарошки.

Из практики бурения долотами диаметром 214 мм (2К-214 СГ) износ трибосопряжений не одинаков: для одних долот отказ в сопряжении больших роликов наступает при износе 4...6 мм, для других – 1...2 мм, вместе с тем отмечены случаи, когда отказ этого сопряжения не достигал 0,5 мм [1].

Примерно такая же картина рассеяния величин износа наблюдается при работе вооружения. Величины износа отдельных венцов (долота или зубьев) значительно отличаются для разных долот одной партии изготовления. Катастрофическое изнашивание, например долота ГК-214СГ, наступает при достижении суммарного радиального люфта в подшипниках от износа беговых дорожек цапф и тел качения 1,5 мм и беговых дорожек шарошек – 0,5 мм, т. е. суммарный радиальный люфт подшипника – 2 мм. Именно этот люфт обуславливает возникновение разворотов роликов в большом роликовом подшипнике. Следовательно, суммарный износ 2 мм может быть критерием в качестве предельно допустимого.

Известно, что для негерметизированной опоры режим изнашивания цапфы роликового подшипника ограничен 100 тыс. оборотов при установившемся режиме изнашивания, а к концу третьего периода катастрофического изнашивания (150 тыс. оборотов) начинается интенсивное выкрашивание.

Анализ статистических данных свидетельствует о том, что в подавляющем большинстве случаев именно отказ опоры приводит к отказу долота в целом, т. е. критичным узлом серийного долота следует считать подшипниковую опору, определяющую его безот-

казность:

$$P_d(t) = P_{оп}(t),$$

где $P_d(t)$ – вероятность безотказной работы долота; $P_{оп}(t)$ – вероятность отказа опоры.

Отказ вооружения также является причиной отказа долота $P_d(t) = P_{в}(t)$. Отказ вооружения носит характер параметрического, он не носит мгновенного характера и отражается на функционировании долота - в ухудшении его рабочих характеристик. Таким образом, сочетание блоков опорного узла и вооружения имеет последовательное соединение $P_d(t) = P_{оп}(t) P_{в}(t)$.

Из этого следует, что при создании буровых долот необходимо, чтобы элементы или блоки, входящие в состав комплекса, обладали равной долговечностью. Однако в указанных работах не определены условия и способы обеспечения равнопрочности блоков (подшипниковых опор при различии их конструкции).

Рассмотренная блок-схема вероятности безотказной работы трехшарошечных долот применима для серийных неразборных, неремонтопригодных долот. В основе всех расчетов времени безотказной работы долота должна лежать допустимая величина износа отдельных элементов долота, при достижении которой наступит катастрофическое изнашивание. Для этого необходимо провести анализ критичности и модели отказов конструктивных элементов долота.

Статистические данные показывают, что наиболее критичными элементами в серийных долотах являются большие подшипники шарошек, и среди них – подшипники первой шарошки. В целом наименее надежны подшипники первой шарошки, наиболее – третьей. Большие роликовые подшипники эксплуатируются в более тяжелых условиях, чем малые роликовые и замковые подшипники. Вероятность безотказной работы больших роликовых подшипников в целом ниже, чем у замковых [1].

На рис. 2 показаны типичные разрушения деталей опоры долота, когда вооружение изношено всего на 30 %. С 1960 до 1980 г. наблюдался бум в подаче заявок на изобретение по замене шарикового подшипника на другие конструкции замковых устройств в виде

различных по геометрической форме подшипников скольжения [2].

Некоторые из подшипников скольжения представлены на рис. 3–10. Прошло время, а предложенные виды опор и заменители зам-

кового шарикоподшипника остались нереализованными.

В разборных долотах конструкции Н. В. Грибенникова [3, 4] можно на любой стадии испытаний или эксплуатации провести дефек-

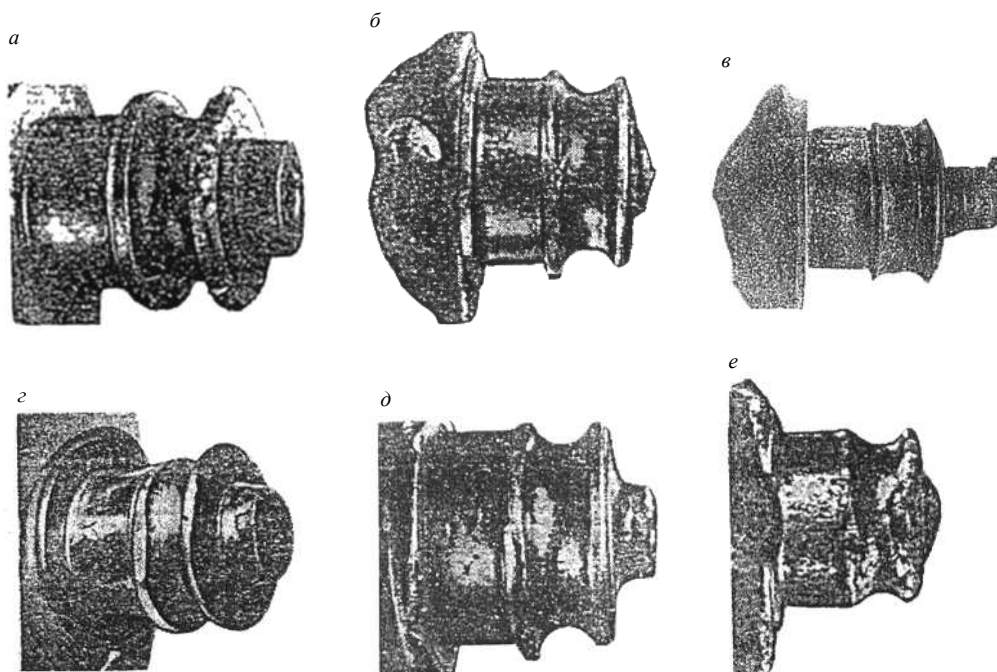


Рис. 2. Наиболее типичные разрушения деталей опоры долота: *a* – выкрашивание бурта цапфы; *б* – разрушение малой шариковой дорожки цапфы долота 1В-145Т; *в* – износ опоры со смятием и сколом; *г* – износ поверхности подшипника скольжения путем «схватывания»; *д* – осповидное выкрашивание на цапфе; *е* – пластическое деформирование цапфы

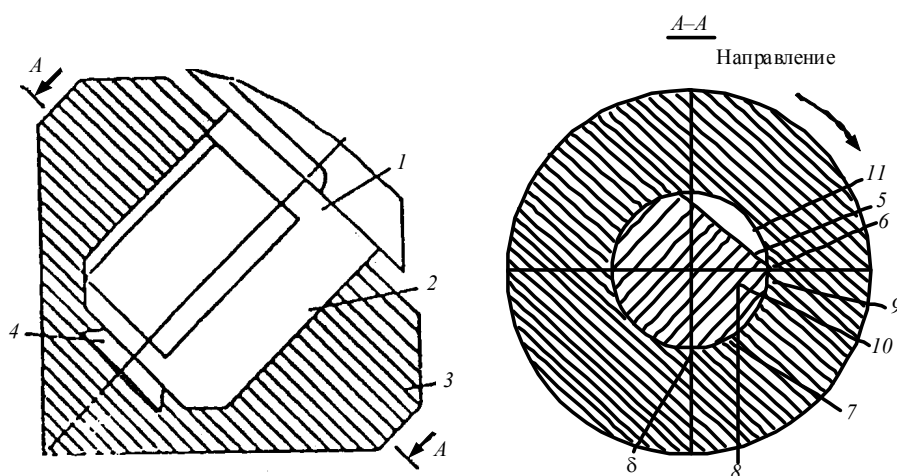


Рис. 3. Конструкция опоры шарошечного долота (А. с. 1484899 А1 от 07.06.89):

1 – цапфа; 2 – опорная поверхность; 3 – шарошка; 4 – замковый узел; 5 – выемка на ненагруженной части опорной поверхности 2; 6 – кромка; 7 – граница нагруженной части цапфы; 8 – упругий элемент; 9 – пластина; 10 – паз; 11 – плотность

тацию любого элемента как внутренних деталей, так и наружных.

Выделив несколько наиболее нагружен-

ных деталей, по которым в перспективе или по ходу испытаний можно будет проследить влияние факторов на степень износа или нача-

ла разрушения, мы получим последовательную цепь выхода из строя обозначенных деталей.

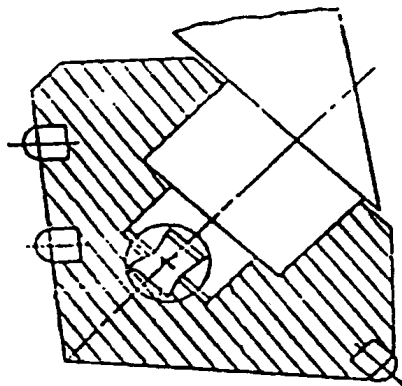


Рис. 4. Конструкция опоры шарошечного долота (А. с. 1539305 А1 от 30.01.90)

Так, для наружного наблюдения критичными элементами могут быть замковая резьба

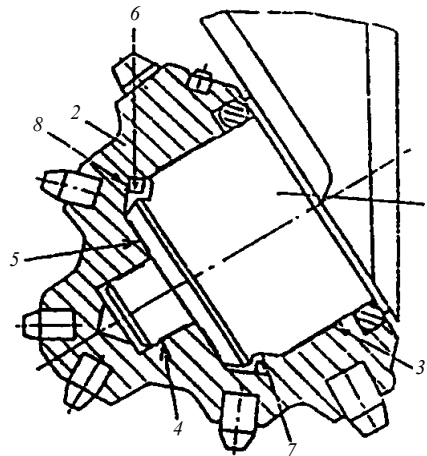


Рис. 5. Конструкция опоры шарошечного долота (А. с. 1509504 А1 от 23.09.89): 1 – цапфа; 2 – шарошка; 3, 4 – подшипники скольжения радиальные; 4, 5 – упорные подшипники скольжения; 6 – стопорное кольцо (замковый узел); 7, 8 – посадочные канавки

ба, венцы зубьев шарошек, а также места крепления устройства фиксации. Обозначим

эти детали буквами: *A* – замковая резьба; *B* – венцы зубьев шарошек; *C* – винты крепления

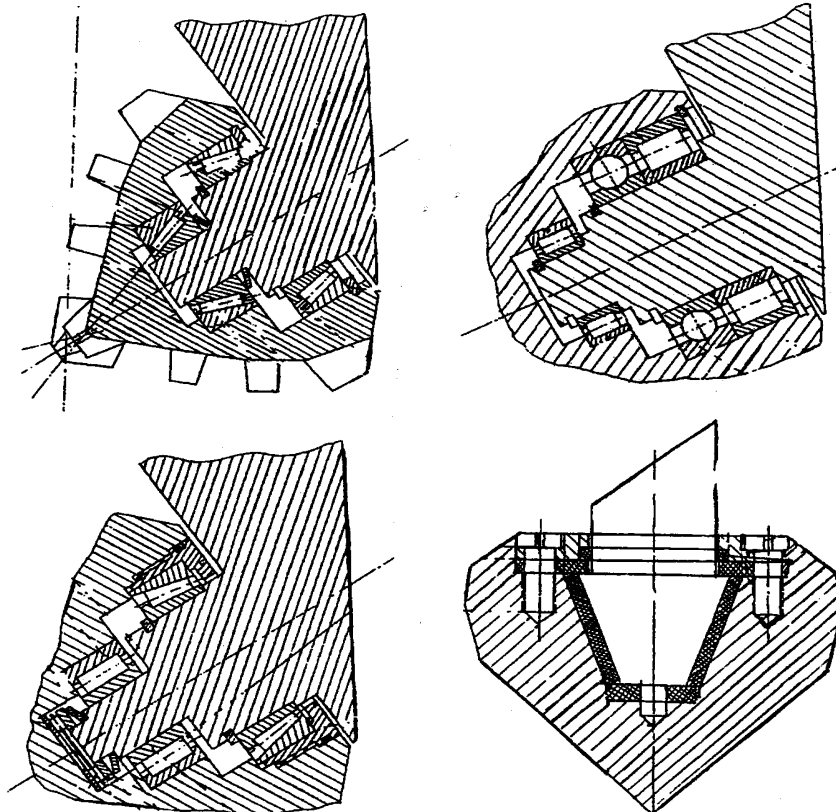


Рис. 6. Разновидности опор шарошек с различным расположением подшипников качения

устройства фиксации.

Как было доказано в работе [3], замковая

резьба деформируется и срезается почти полностью на ниппельной части шарошечного

долота.

Причинами подобного явления могут быть: высокая частота соударения долота о

забой a_1 ; наличие большого зазора или люфта между зубьями a_2 ; недостаточная прочность примененного материала a_3 ; влияние абразив-

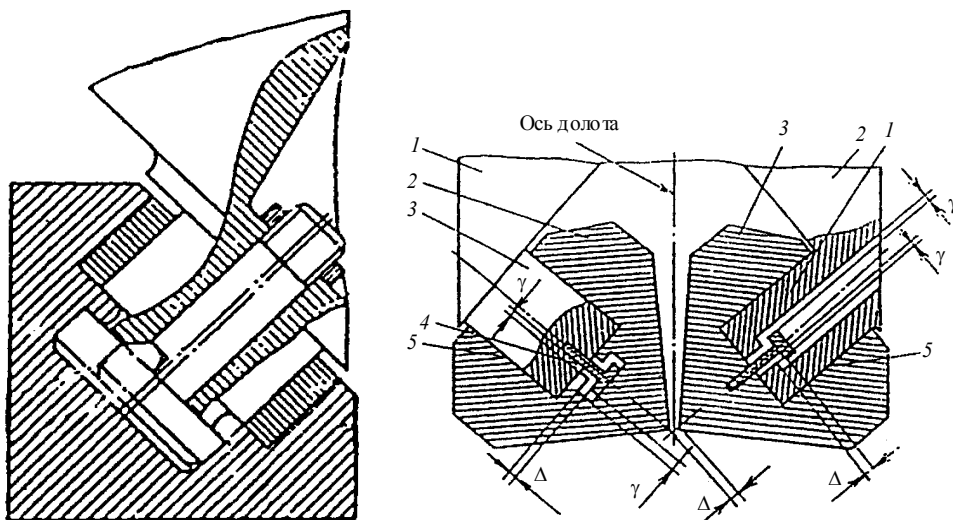


Рис. 7. Конструкция опоры шарошечного долота (а. с. 1432178 А1 от 23.10.88):
1 – лапа; 2 – цапфа; 3 – шарошка; 4 – замковый элемент; 5 – опорные поверхности

ной среды a_4 ; перекосы в сопряжении *долото-колонки* a_5 ; большая нагрузка от осевого усилия a_6 ; частая замена наддолотника a_7 .

Обозначив сопутствующие факторы или возможные причины разрушения замковой резьбы буквенными индексами, их можно представить в виде функции

$$A = f(a_1, a_2, a_3, \dots, a_n).$$

Тогда замковая резьба и ее отказ или выход из строя могут быть представлены в виде функции

$$A = f(a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7).$$

По ходу испытаний или эксплуатации величины от a_1 до a_7 будут соотноситься между

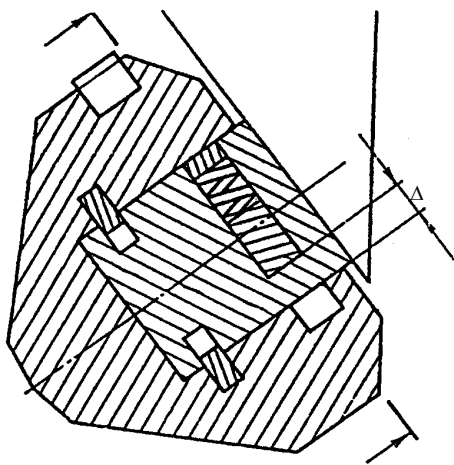


Рис. 8. Опора шарошек с фиксацией пружинным кольцом (А. с. 1357531 А1 от 07.12.87)

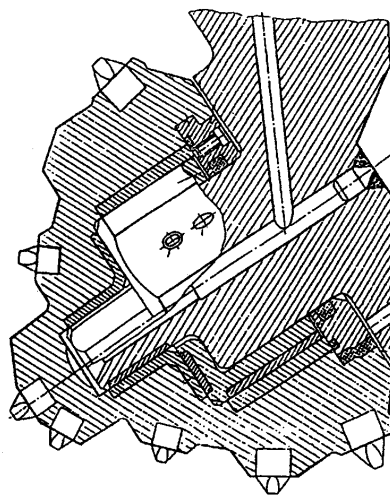


Рис. 9. Конструкция опоры шарошечного долота (А. с. 1194990 А от 30.11.85)

собой в зависимости от скорости износа в другой последовательности:

$$A = a_1 > a_2 < a_3 > a_4 < a_5 > a_6 > a_7.$$

В зависимости от того, какой из обозна-

ченных или действующих факторов окажется критичным, т. е. который вызовет преждевременный выход из строя замковой резьбы, будет элементом, определяющим ресурс опо-

ры. Выявляя и устраняя по ходу испытаний слабые звенья, мы тем самым в конце испытаний получим надежную и долговечную замковую резьбу и, возможно, определим новые материалы и технологии, а также конструкцию профиля трапецеидальной резьбы. Подобная схема применима и для венцов зубьев шарошек [4].

Причинами разрушения зубьев могут быть: недостаточная прочность материала b_1 ; несоблюдение технологии упрочнения (или

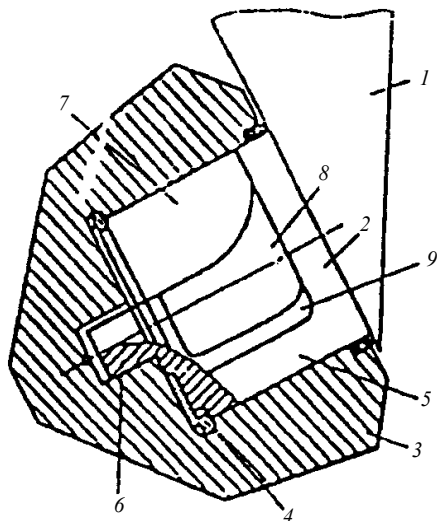


Рис. 10. Конструкция опоры шарошечного долота (А. с. 1465534 А1 от 15.03.89): 1 – лапа; 2 – цапфа; 3 – шарошка; 4 – стопорное кольцо; 5, 6 – большой и малый подшипники скольжения; 7 – карман; 8 – вырезы боковые; 9 – переход выреза по ходу вращения ролика

термообработки) b_2 ; неправильное применение вооружения (несоответствие породы) b_3 ; резкое погружение долота (соударение звеньев с вооружением) b_4 ; превышение осевой нагрузки на долото b_5 ; неправильное исполнение профилей зубьев b_6 ; отсутствие промывки скважин b_7 и многое другое.

По ходу испытаний факторы разрушения, износа или отказа систематизируются, затем устраняются. В конечном виде соотношение факторов будет иметь следующий вид для зубьев шарошек:

$$B = f(b_1, b_2, b_3, \dots, b_n).$$

Для устройства фиксации с винтовым креплением причинами отказа могут быть:

– несоблюдение допусков при нарезании резьбы c_1 ;

– разрушение сварных швов для удержания винтов от развинчивания c_2 и другие причины.

Соотношение факторов возможного отказа примет вид:

$$C = f(c_1, c_2, \dots, c_n).$$

Равнонадежность долота по внешним факторам должна иметь следующий вид:

$$A = B = C$$

или

$$Af(a_1, a_2, a_3, \dots, a_n) = Bf(b_1, b_2, b_3, \dots, b_n) = Cf(c_1, c_2, \dots, c_n).$$

С учетом, что вооружение является основным исполнительным органом долота, соотношение должно иметь вид:

$$A \leq B \geq C.$$

По подобной схеме рассмотрим внутреннее содержание долота или устройство опоры шарошек.

Надежность и долговечность опоры шарошек определяют: шейка цапфы в местах посадки подшипников E ; ролик (или подшипник) $Ж$; бурты, удерживающие ролики от максимального их перемещения, $З$; антифрикционная шайба или прокладка; упорная пята U ; внутренняя полость шарошки K .

Сопутствующими причинами или факторами, влияющими на долговечность опорного узла шарошечного долота, могут быть: шейка цапфы E (место посадки подшипника); момент изгиба $l1$; сила трения $l2$; термообработка (упрочнение) $l3$; односторонний износ (цапфа условно неподвижна относительно тел качения и шарошки) $l4$; задиры от аксиального перемещения ролика $l5$; наличие смазки $l6$ и др.

Подобные факторы или сопутствующие причины отказа роликов: отсутствие смазки $Ж_1$; сила трения $Ж_2$; задиры от аксиального смещения $Ж_3$; недостаточная поверхностная прочность $Ж_4$; износ и соударение торцов ролика о бурты $Ж_5$; потеря размера (износ) по диаметру, завихрения, вращения в обратную сторону $Ж_6$ и др.

Факторы или сопутствующие причины от-

каза пята: осевое усилие Z_1 ; трение от аксиального усилия Z_2 ; отсутствие смазки Z_3 ; прочность на сжатие Z_4 ; наличие абразива Z_5 и др., соотношение будут иметь вид:

$$Z = f(Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_n).$$

Факторы или сопутствующие причины отказа внутренней полости шарошки (корпуса): влияние абразива U_1 ; отсутствие смазки U_2 ; недостаточная поверхностная (или вынужденная) прочность U_3 и другие, соотношение будет иметь вид:

$$U = f(U_1, U_2, U_3, \dots, U_n).$$

Равнонадежность опоры шарошек должна обеспечиваться при условии:

$$E = Ж = З = U.$$

В общем виде детали шарошечного долота должны быть выполнены или соотноситься в следующей зависимости:

$$A \leq B \geq C = E = Ж = З = U$$

Если условно обозначить вооружение или внешние детали долота $A, B, C = \Phi$, а внутренние детали опоры шарошек буквой $O = E, Ж, З, U$, то условие равнодолговечности будет иметь вид:

$$\Phi = O.$$

Однако известно, что 70 % причин отказов приходится на опору O , тогда $O = O, З, \Phi$, т. е. вооружение современных серийных шарошечных долот недорабатывает 70...80 %. Точнее, сегодня долговечность опоры шарошек составляет 2/3 долговечности вооружения. Десятилетними исследованиями выявлены и установлены математические зависимости состояния отдельных деталей при различных режимах бурения (нагружения, частоты вращения, степени износа, вибрации, абразивности, температуры, твердости породы и многих других факторов, включающих зависимость сечения цапфы от физико-механических свойств ее материалов).

Так, нагрузочная способность подшипников сухого, граничного и полужидкостного трения зависит от интегрального параметра ре-

жима работы – мощности, расходуемой на трение:

$$P_f = \omega T_f = P v f l d,$$

где P – удельная нагрузка на подшипник; f – коэффициент трения; v – окружная скорость; l – длина цапфы; d – диаметр цапфы.

Условие надежности для плоского подпятника выполняется по зависимости

$$P = \frac{F_a}{A} \leq [P],$$

где A – площадь опорной поверхности пята; F_a – часть осевой нагрузки на долото, приходящейся на торцовые подшипники скольжения,

$$P v_m \leq [PV],$$

где v_m – средняя расчетная скорость.

Степень износа антифрикционной шайбы замкового устройства фиксации зависит от осевой нагрузки и величины прижатия трущихся деталей:

$$P = P_{ст} \pm p C n F \frac{v_{np}}{2} \leq [P],$$

где P – действительная величина удельного прижатия, МПа; $P_{ст}$ – удельное статическое прижатие трущихся поверхностей, МПа; v_{np} – предельная (часть осевой нагрузки) составляющая скорости волнового движения детали волновода, МПа; C – скорость изгибной волны.

Так, для сухого трения сила F от сухого трения зависит от нормального усилия P и коэффициента трения f закон Ш. Купона и А. Амонтона:

$$F = fP.$$

С точки зрения Б. И. Костецкого, процесс трения разделен на нормальный и патологический, тогда работа внешнего трения может быть представлена в виде первого закона термодинамики

$$A = Q + \Delta E,$$

где Q – тепловой эффект, связанный с деформацией при внешнем трении; ΔE – изменение внутренней поглощенной энергии.

Соотношение между осевой нагрузкой на

долото и радиальной и тангенциальной ее составляющими также известно:

$$T = 0,7\tau + 0,3R,$$

где T – общая осевая нагрузка; τ , R – тангенциальная и радиальная нагрузки.

Частота вращения долота соотносится с частотой вращения шарошки

$$n_d = 3n_{ш}.$$

Долговечность, работоспособность или динамическая грузоподъемность определяются зависимостями:

$$C = Q(nh)^{10/3},$$

для роликов

$$C = KZ^{0,7}d_p l \cos \beta.$$

Известны также и другие зависимости. Так, величина напряжений в зубьях шарошек определена зависимостью

$$\sigma = \frac{P \cos \alpha}{l^2 \left(\gamma + \frac{\sin 2\gamma}{2} \right)},$$

где σ – расстояние от вершины клина до элементарной площадки, в которой определяются напряжения, мм; l – длина зуба, мм; 2γ – угол заострения зуба; P – сила, действующая на зуб.

Прямые конструктивные параметры, определяющие конструкцию разборного шарошечного долота, его надежность и долговечность, оцениваются соотношением

$$d/D = 0,2...0,3,$$

где d – диаметр сечения цапфы; D – диаметр долота.

При определении диаметра цапфы, от которого зависит внутреннее устройство опоры долота, используется зависимость

$$[\sigma] = P/F,$$

где σ – допустимое напряжение, МПа; P – осевое усилие; F – площадь сечения цапфы, см².

У всех современных опор шарошек цапфа имеет сплошное сечение круга

$$\sigma = \frac{P}{\pi d^2 / 4} = \frac{4P}{\pi d^2}.$$

Из теории сопротивления материалов известно, что момент сопротивления круглого сечения цапфы связан с диаметром сечения, т. е. упрощенно

$$W = 0,2d^3.$$

Проверяем цапфу на изгиб: $M_{изг} = \sigma W$, получаем

$$M_{изг} = \frac{P}{F} 0,2d^3.$$

Для конкретной стали шарошки с пределом текучести 70 кН (сталь 20ХН3А) определяем сначала $[\sigma]$ по $d/D = 0,2...0,3$, затем сводим до минимума $d_{ц}$. Используя корпус шарошки как защитный кожух от излома или изгиба, принимаем минимальный диаметр цапфы, при котором можно получить максимальные размеры тел качения.

В последующем используем известные конструктивные зависимости, например, высота долота равна $1,5D$ долота, а D – диаметр долота, зависит от $d = 0,2...0,3D$ или

$$D = \frac{10}{3}d.$$

Определив основные размеры опоры шарошек и размеры всего долота, уточняем нагрузочную способность тел качения и беговых дорожек по известным зависимостям прочности на смятие тел качения по формуле

$$\sigma_{н} = \sqrt{\frac{E_1 E_2 F_o}{\pi [E_1 (1 - \mu_1^2) + E_2 (1 - \mu_2^2)] LR_{ш}}} \leq [\sigma]_{н},$$

где $E_1 = E_2$ – модули упругой стали; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона; F_o – осевая нагрузка на долото; L – рабочая длина ролика; R – радиус желоба.

Здесь следует добавить, что математическую зависимость между долговечностью и различными факторами исследовали специалистами, исходя из допущения, что шарошечное долото представляет собой неделимое изделие без уточнения количества входящих в него деталей.

Так, в работе [1] приводится зависимость долговечности T шарошечного долота от динамичности нагрузки, свойств породы и температуры в забое, а также от частоты вращения и состава промывочной жидкости:

$$T = \frac{A_1}{G^m K_d^p n B K_T}, \quad (3)$$

где A_1 – коэффициент работоспособности опоры (совокупный для подшипников качения); G – осевая нагрузка на долото; B – коэффициент, зависящий от свойств промывочной жидкости; K_T – коэффициент, зависящий от температуры среды; n – частота вращения долота, об/мин; m, p – показатели степени влияния осевой нагрузки и динамичности работы; K_d – коэффициент динамичности.

Чтобы доказать предлагаемую зависимость (3), необходимо большое количество экспериментов для установления коэффициентов и показателей степеней.

Из предложенных зависимостей интерес представляет определение групп долговечности конструктивных элементов в серийных неразборных долотах. Предшествующий анализ показал, что долговечность всего долота определяется стойкостью или долговечностью опорного узла шарошек, т. е. можно условно записать, что долговечность долота равна долговечности опоры шарошек (или подшипников опорного узла шарошек).

Зная долговечность долота (3) и долговечность подшипников качения (как наиболее нагруженного в опоре шарошек большого роликового подшипника первой шарошки), запишем:

$$h = (C/Q)^{10/3}, \quad (4)$$

где C – динамическая грузоподъемность роликового подшипника или коэффициент работоспособности, $C = KZ^{0,7} d_p l \cos \beta$; Q – приведенная нагрузка, МПа.

Связь между долговечностью и динамической грузоподъемностью определяется формулой

$$C = Q(nh)^{10/3},$$

где n – частота вращения, об/мин; h – долговечность, ч;

$$\lg h = \frac{10}{3} (\lg C - \lg Q - \lg n). \quad (5)$$

Из формул (3) и (5) видно, что при увеличении коэффициента C вдвое долговечность подшипника увеличивается в десять раз. Поэтому при проектировании подшипников качения следует получить наибольшую динамическую грузоподъемность путем увеличения размеров тел качения (см. формулу (4)).

Приравнявая долговечность долота и опоры, получим

$$T = h = \frac{A_1}{G^m K_d^p n B K_T} = \left(\frac{C}{Q} \right)^{10/3} = \left(\frac{KZ^{0,7} d_p l \cos \beta}{Q} \right)^{10/3} = \frac{(KZ^{0,7} d_p l \cos \beta)^{10/3}}{G^m K_d^p n B K_T Q^{10/3}}.$$

Из формулы общей долговечности долота видно, что максимальная долговечность может быть достигнута за счет диаметра и длины роликов d и l , а также от динамической стойкости K , зависящей от типа подшипника, материала и точности его изготовления, частоты вращения долота n , температуры нагрева K_T , общей нагрузки (осевой) на долото G и свойств промывочной жидкости.

Многие из перечисленных факторов известны и выражены в математических зависимостях. Например, предельная или критическая величина частоты вращения для многих долот известна и составляет примерно 280 000 об/мин, после чего наступает выкрашивание поверхностного слоя. Если предположить, что каждому обороту шарошки соответствует одно соударение (соударяются тела с цапфой и шарошкой), то в этом случае количество циклов соударения или нагружения будет зависеть от прочности поверхностного слоя соударяющихся элементов, амплитуды соударения и приложенной нагрузки. Для каждой стали количество циклов нагружения определяется по ГОСТ 21354-75. В 1980-х гг. была сделана попытка определить режимы бурения исходя из известных осевых нагрузок и частоты вращения (ТУ 26-02-874-80). Сегодня эти данные отсутствуют в действующем ГОСТ 20692-2003. В результате заявленные или указанные в проспектах и паспортах долот режимы бурения не соблюдаются и практически при эксплуатации значительно занижаются.

Это стало ясно еще до выхода ГОСТ 20692-75, в котором были в два раза завышены допускаемые осевые нагрузки по сравнению с нормалью Н554-61.

Однако известно и то, что режимы бурения по нормали Н554-61, допускаемая осевая нагрузка и частота вращения долота при эксплуатации занижались в три раза. Это снижение увеличивало проходку на долото в 1,5...2,0 раза.

После введения ГОСТ 20692-75, в котором осевая нагрузка была увеличена в два раза по сравнению с рекомендуемой по нормали Н554-61, долота, изготовленные уже по американской технологии и на американском оборудовании, поставляемом американской фирмой «Dresser», испытывались совместно с иностранными фирмами «Hughes», «Tsukamoto», «Security PBS» и др. [5].

Несмотря на то, что применяемые долота типа 2000М-ГАУ-R97, 215,9МСЗ-ГАУ-R11М и др. на российском рынке были вне конкуренции, в сравнительном испытании (бурении) они показали худший результат или уступали иностранным фирмам. Здесь следует добавить, что бурение долотами, изготовленными ОАО «Волгабурмаш», производилось с заниженной осевой нагрузкой и частотой вращения долота [5].

Из изложенного следует, что показатели равной надежности и долговечности конструктивных элементов современных серийных шарошечных долот пока недостижимы. Это связано с перекосами беговых дорожек, неодновременным нагружением подшипников, неоднородностью свойств материалов, невозможностью замены изношенных деталей, отсутствием обоснованных режимов бурения, ограниченностью совершенствования и многим другим.

Разборность шарошечных долот позволит исследовать и испытывать последовательно все узлы и их элементы на изнашивание и разрушение, определять ресурс каждой детали и выявлять критичность элементов конструкции для типовых горнотехнических условий бурения.

Есть основания предполагать, что в каждой группе долот по назначению будут свои специфические отказы. Эти особенности будут проявляться также по типоразмерному ряду, что позволит для всех долот наметить

схему или методику расчета и проектирования и, соответственно, установить долговечность для групп долот по назначению и типоразмерам.

В настоящее время можно лишь условно оценить долговечность разборных шарошечных долот, рассматривая составные части долота. Так, например, состояние ниппельной резьбы и ее долговечность зависят от частоты соударения профилей резьбы, или от частоты вращения долота и перекачивания шарошек по забой, а также от осевой нагрузки на долото. Проявляются также сопутствующие факторы: точность изготовления, физико-механические свойства материалов, конструкция наддолотников, воздействие абразива и агрессивной среды и т. п. Как было отмечено ранее, наблюдаются случаи, когда резьба на ниппельной части долота полностью срезана или деформирована, хотя в трубной части и наддолотнике она не повреждена. Вооружение (фрезерованное или твердосплавное) сегодня достаточно изучено и значительно долговечнее остальных частей долота. Как известно, вооружение изнашивается на одну пятую часть, а опора – полностью.

Из анализа видно, что для разборной конструкции долота можно обеспечить необходимые свойства ее ремонтпригодности за счет получения структурных элементов с долговечностью, кратной или равной наиболее критичным из них.

Опорный узел в разборных долотах конструкции Н. В. Грибенникова состоит из механизма фиксации, внутренней полости шарошки, тел качения, цапфы. Если в секционных долотах к элементам, определяющим надежность, относился замковый шарикоподшипник, от которого зависело, выпадет ли шарошка в забой, то в разборных долотах этот отказ исключен благодаря устройству фиксации. Оно состоит из разъемного (или неразъемного) фланца, антифрикционной шайбы и винтов крепления. Устройство фиксации одновременно выполняет роль уплотняющего или аградительного устройства от проникновения абразивных частиц в опору шарошек.

Запас или толщина антифрикционной прокладки и толщина разъемного фланца в пределах 8 мм предохраняют шарошку от выпадения ее в забой скважины. Если износ тел

качения в замковом шарикоподшипнике в 2,0 мм является критическим с учетом одно-временного смятия тел качения при износе в 2,0 мм, то в разборных долотах конструкции Н. В. Грибенникова этот износ может достигать 8 мм, что обеспечивает многократный запас износостойкости.

Таким образом, долговечность и износостойкость опорного узла и вооружения долота становятся равными благодаря применению нагрузочного, временного, структурного и функционального резервирования надежности критических элементов долота. Из этого следует, что долговечность с заданной вероятностью

критических элементов конструкции шарошечных долот Н. В. Грибенникова с новым заявленным патентом на устройство фиксации № 2166607 может существенно увеличиться.

Как считают ведущие специалисты В. Я. Кершенбаум и В. А. Торгашов, в этом случае создаются новые предпосылки и возможности совершенствования шарошечных долот уже в двух направлениях: по опоре шарошек и вооружению. В этом состоит перспектива развития шарошечных ремонтпригодных долот и создания новых конструкций серийного породоразрушающего инструмента с гарантированным ресурсом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Долговечность шарошечных долот / Н. А. Жидовцев [и др.]. М.: Недра, 1992.
2. Грибенников Н. В. Опора шарошечного долота и перспективы ее развития. Екатеринбург: Изд-во УрО РАН. 105 с.
3. Грибенников Н. В. Новые пути повышения долговечности шарошечных долот. Екатеринбург: Изд. дом «Автограф», 2009. 315 с.
4. Грибенников Н. В. Разборные шарошечные долота и их проектирование. Екатеринбург: Изд. дом «Автограф», 2012. 240 с.
5. Кершенбаум В. Я., Торгашов В. А. Шарошечные долота: междунар. транслятор-справочник. М.: МИНГ, 2000.

Поступила в редакцию 10 апреля 2013 г.

Боярских Геннадий Алексеевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой эксплуатации горного оборудования. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30. E-mail: Gennadiy.Boyarskih@m.ursmu.ru

Боярских Илья Геннадьевич – ассистент кафедры эксплуатации горного оборудования. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30. E-mail: gmf.ego@m.ursmu.ru

Грибенников Николай Васильевич – генеральный директор НПП «Долото». 620102, г. Екатеринбург, ул. Пальмиро Тольятти, д. 7, к. 44.