

РЕЖИМНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ШАРОШЕЧНЫХ БУРОВЫХ ДОЛОТ

Шигин А.О.¹, Шигина А.А.¹

¹ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», Красноярск, Россия (660025, Красноярск, пр. Красноярский рабочий 95), e-mail: shigin27@rambler.ru

Определены особенности, влияющие на наибольшее количество циклов до разрушения опоры шарошек. Выявлена проблема отсутствия формализованной методики, показывающей нелинейную зависимость скорости бурения от частоты вращения бурового става. Исследованы различные методики определения скорости бурения. Определен подход к определению частоты вращения шарошечного долота, при которой время контакта зубцов будет достаточным для передачи энергии, приводящей к разрушению заданного объема горной породы. Найдены условия максимальной эффективности разрушения породы. Определен эффективный способ снижения временных и циклических нагрузок на отдельные тела качения подшипников и зубцы. Разработаны методики расчета оптимальной частоты вращения шарошечного долота, максимально допустимого усилия подачи и стойкости трехшарошечных долот при бурении массивов с различными физико-механическими характеристиками. Показана необходимость применения в качестве адаптивного механизма подачи бурового станка линейного трехфазного электродвигателя для сглаживания ударных нагрузок, вызывающих гармоники.

Ключевые слова: режимные параметры, шарошечное долото, скорость бурения, стойкость долота, линейный трехфазный электродвигатель.

OPERATIONAL PARAMETERS AND CHARACTERISTICS OF ROLLING CUTTER DRILL BIT

Shigin A.O.¹, Shigina A.A.¹

¹Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia (660025, Krasnoyarsk, Krasnoyarskiy rabochiy avenue, 95), e-mail: shigin27@rambler.ru

The features that affect the greatest number of cycles to failure bit legs are defined. Identified the deficiency problem of a formalized methodology that shows the nonlinear dependence of drilling speed on rotation frequency of drill bit. Investigated various methods of determining the drilling speed. Defined approach to determining the rotation frequency of the roller bit, which implies that the time of contact of the teeth will be sufficient for energy transfer, leading to the destruction of the set-aqueous volume of rock. Found the conditions of maximum destruction efficiency of rock. Defined effective way to reduce transient and cyclic loads on the individual rolling element bearings and teeth. The developed design procedures an optimum rotation frequency of the roller bit, the maximum allowable feed force and hardness of tricone drill bits when drilling of rock with different physical-mechanical characteristics. Presented the necessity of use as drilling rig adaptive mechanism of the linear three-phase electric motor to iron out the shock loads causing harmonics.

Keywords: operational parameters, roller bit, drilling speed, hardness of roller bit, linear three-phase electric motor.

В результате сложного циклического нагружения тела качения опор шарошечных долот выдерживают определенное количество циклов нагружения [9]. На наибольшее количество циклов до разрушения опоры шарошек конструктивно могут влиять такие особенности, как тип подшипника, его герметизация, наличие козырька, выбор материала тел качения и других элементов.

Для тел качения ресурс подшипника с учетом дополнительной циклической нагрузки [9]

(1)

где σ_{lim} – предел выносливости материала, МПа; σ_a – амплитуда

переменных напряжений цикла, МПа; σ_{lim} – предел прочности материала, МПа;

σ_m – среднее напряжение цикла, МПа.

Для большей проходки долот при одинаковых режимных параметрах бурового станка важно правильно подобрать вооружение шарошек. К особенностям вооружения относится материал, форма зубьев шарошки, относительное положение венцов зубьев, их частота расположения в каждом ряду, выступание зубьев из тела шарошки.

В настоящее время существует большое количество методик для определения производительности буровых станков шарошечного бурения. При этом нет достаточно формализованной методики, однозначно показывающей нелинейную зависимость скорости бурения от частоты вращения бурового става. Экспериментальные и опытные данные наглядно показывают, что скорость бурения возрастает до некоторых пор почти линейно, но постепенно она перестает увеличиваться [10]. Это объясняется следующим образом. Шарошечное долото в принципе своей работы имеет механизм циклического воздействия отдельных зубьев на забой скважины. Горная порода характеризуется рядом физико-механических характеристик, которые с точки зрения механики разрушения можно объединить в две группы: структурные и прочностные. Горная порода в конкретной точке массива имеет определенный набор свойств, которые определяют некоторое количество механической работы, которую необходимо совершить буровому станку, посредством очередного зубца шарошки, чтобы разрушить некоторый объем этой породы. При этом

исполнительный орган бурового станка имеет определенную мощность, с которой нужно воздействовать на объем горной породы определенный промежуток времени, чтобы ее разрушить, совершив работу:

$$, \tag{2}$$

где $t_{\text{раз}}$ – время, необходимое для разрушения некоторого объема горной породы посредством одного зубца шарошки; N – мощность исполнительного органа бурового станка, передаваемая посредством бурового инструмента для разрушения породы:

$$, \tag{3}$$

где $P_{\text{ос}}$ – осевое усилие; v – скорость бурения.

Шарошечные долота, как правило, эффективно работают при бурении твердых, но хрупких пород. В случае значительной упругости материала, существенной будет доля потери энергии на деформацию и преобразование ее в тепло. Однако при крепости более 6 по шкале Протодяконова породы в большинстве случаев не имеют значительной упругости и позволяют работать шарошечному долоту в режиме хрупкого разрушения породы.

При данных условиях, по сведениям Цуприкова А.А. [5], скорость бурения, без учета потерь энергии на деформацию породы и выделение тепла, можно определить из выражения:

$$, \tag{4}$$

где $n_{\text{вр}}$ – частота вращения шарошечного долота, с^{-1} ; D_1 – диаметр шарошечного долота, м; $P_{\text{ос}}$ – осевое усилие, Н; $k_{\text{ш}}$ – коэффициент пропорциональности, равный радиусу шарошек долота, м; $k_{\text{об.раз}}$ – коэффициент объемного разрушения, характеризующий трещиноватость породы, её способность раздробливаться на куски, вплоть до порошкообразного состояния; $\sigma_{\text{пов}}$ –

поверхностная плотность свободной энергии вещества материала породы, Н/м².

; $F_{\text{раз}}$ – сила структурного разрушения породы, Н; S – площадь поперечного сечения разрушаемой породы, м². Физический смысл величины $\sigma_{\text{пов}}$ соответствует пределу прочности материала с учетом уже имеющихся повреждений.

По сведениям Подэрни Р.Ю. [3], скорость бурения можно определить из выражения

$$v, \text{ м/ч.}, \quad (5)$$

где $P_{\text{ос}}$ – осевое усилие, МН; $n_{\text{вр}}$ частота вращения бурового става, с⁻¹, D_l – диаметр долота, м;

P_6 – показатель буримости,

$\sigma_{\text{сж}}$ – предел прочности горной породы при одноосном сжатии, МПа, $\sigma_{\text{сдв}}$ – предел прочности горной породы при сдвиге, МПа, γ – плотность горной породы, т/м³

$$(6)$$

где $\sigma_{\text{пов}}$ – поверхностная плотность свободной энергии вещества материала породы, МПа

Исходя из условия хрупкого разрушения работа одного зубца [5]

$$V_{\text{раз}}, \quad (7)$$

где $V_{\text{раз}}$ – объем разрушенной породы одним зубцом в результате одного воздействия, м³. При этом максимальный объем породы ограничивается размером выступающей части одного зубца h в зубчатом ряду шарошки [4], расстоянием между зубцами в одном ряду и

расстоянием между рядами зубцов шарошки.

Отсюда промежуток времени, необходимый для совершения работы разрушения породы $A_{\text{раз}}$ одним зубцом шарошки, при мощности N исполнительного органа бурового станка, можно определить из выражения:

$$, \tag{8}$$

С учетом выражения (6) получим

$$\text{или} , \tag{9}$$

где v – механическая скорость бурения, полученная при установленном усилии подачи и частоте вращения рабочего органа.

Для определения частоты вращения шарошечного долота, при которой время контакта зубцов достаточно для передачи энергии, приводящей к разрушению заданного объема породы, необходимо сравнить время разрушения этого объема со временем контакта зубца с породой при данных кинематических законах движения с учетом диаметра шарошек и количества зубьев в рядах. Тогда время контакта зуба определяется следующим образом:

$$, \tag{10}$$

где $D_{\text{ш}}^{\text{max}}$ – максимальный диаметр шарошки; k – количество зубцов всех рядов шарошки.

Для трехшарошечных долот

$$. \tag{11}$$

Максимальная эффективность разрушения соответствует равенству:

Если $\omega < \omega_{opt}$, то неэффективно тратится время работы бурового станка и

необходимо увеличить частоту вращения бурового става. Если $\omega > \omega_{opt}$, то неэффективно расходуется ресурс бурового инструмента и необходимо снизить частоту вращения. Таким образом, для эффективной работы шарошечного долота необходимо стремиться к выполнению следующего условия:

$$\omega = \omega_{opt} \quad (12)$$

где $k_{эф.вр}$ – коэффициент эффективности бурения шарошечным долотом в зависимости от частоты вращения.

Для трехшарошечного долота:

$$\omega_{opt} = \frac{1}{k_{эф.вр}} \quad (13)$$

Из условия максимальной эффективности работы шарошечного долота

$$\omega_{opt} = \frac{1}{k_{эф.вр}} \quad (14)$$

максимальная частота вращения трехшарошечного долота будет найдена из выражения:

, или

В случае одного полного оборота шарошки и поражения забоя всеми ее зубцами, максимальная частота вращения долота при бурении массива определяется из выражения:

(15)

где h – высота зубца, выступающая за профиль зубчатого венца, м (рис. 1).

При бурении сложноструктурного горного массива прохождение долотом различных нарушений сплошности и однородности сопровождается значительными нетехнологическими ударами и вибрацией. В результате этого ресурс долота снижается до двух и более раз [9]. Естественный физический способ снижения реактивных нагрузок на отдельные тела качения подшипников и зубцы заключается в снижении передачи количества энергии в данную точку материала и горной породы. Данный способ эффективен в отношении временных и циклических нагрузок. Для перекачиваемой с зуба на зуб шарошки очевидная реализация данного способа представляется в виде увеличения частоты вращения шарошечного долота. Таким образом, частота вращения из выражения (15) должна быть увеличена в случае бурения трещиноватой породы на величину, зависящую от степени увеличения нагрузок вследствие ударов при прохождении трещин и других нарушений сплошности и однородности массива.

Напряжение в ролике опор качения шарошечных долот можно найти из выражения [8]

(16)

где F_r – радиальное усилие, прилагаемое к подшипнику, Н; z – количество тел качения в подшипнике; D_p – диаметр ролика, мм; L_p – длина ролика, мм; $D_{ш}$ – диаметр шарика, мм; v_6 – скорость бурения горной породы м/с; v_s – скорость опускания зубца шарошки на забой, м/с; P_6 – показатель буримости; ΔP_6 – величина изменения показателя буримости массива горных пород, при изменении прочностных характеристик, нарушении сплошности и однородности;

$k_{инд}$ – коэффициент формы индентора.

С учетом выражения (16) частота вращения при бурении сложноструктурного массива горной породы может быть найдена следующим образом:

(17)

Как видно из выражения (17), частота вращения при бурении массива горных пород зависит от изменения их прочностных характеристик, нарушения сплошности и однородности. При этом с увеличением перепада прочностных характеристик, трещиноватости, слоистости, оптимальная частота вращения увеличивается, снижая общую нагрузку на отдельные тела качения шарошечного долота. Конструктивно оптимальная частота вращения может быть уменьшена путем снижения коэффициента индентора $k_{инд}$ за счет большего заострения зубьев шарошки и увеличения диаметра долота. Породы с более высоким средним значением показателя буримости также необходимо бурить при меньшей частоте вращения по сравнению с менее крепкими породами.

Максимально допустимое усилие подачи рабочего органа бурового станка определяется из допустимых нагрузок на тела качения шарошечных долот. С учетом выражения (16) допустимое максимальное усилие подачи при бурении массивов с различными физико-механическими характеристиками

(18)

где $[\sigma_{р,ш}]$ – допустимое напряжение материала тел качения шарошечных долот [8].

Из анализа выражения (18) следует, что при бурении массива горных пород усилие подачи зависит от изменения их прочностных характеристик, нарушения сплошности и однородности. При этом с увеличением перепада прочностных характеристик, трещиноватости, слоистости, оптимальное значение усилия уменьшается, снижая общую нагрузку на тела качения шарошечного долота. Конструктивно оптимальное значение усилия может быть увеличено путем повышения количества и размеров тел качения шарошечного долота, а также уменьшения коэффициента индентора $k_{инд}$ за счет большего заострения зубьев шарошки. Кроме того, оптимальное значение усилия подачи рабочего органа может быть

увеличено за счет увеличения предела прочности материала тел качения шарошечных долот.

Непосредственно в процессе бурения скважины, свойства пород в горном массиве изменяются. Поэтому максимально допустимое усилие подачи рабочего органа бурового станка становится величиной переменной. Соответственно изменению показателя буримости и структуры массива по мере углубления долота меняется максимально допустимое усилие подачи. В современных отечественных и зарубежных буровых станках исключить внезапную ударную нагрузку практически невозможно. На изменение свойств породы уже позже реагирует машинист. Поэтому для предотвращения разрушения опор шарошечных долот вследствие единичного удара, машинист заранее устанавливает заниженное усилие подачи. Величина заниженного усилия подачи определяется опытным путем индивидуально машинистом. Эта величина всегда меньше значения, которое можно определить из выражения (16).

Электромагнитный линейный привод [2, 7] сглаживает все гармоники ударной нагрузки длительностью более 0,01 с при прохождении долотом трещин и пограничных зон пород с разной крепостью. При использовании в качестве адаптивного механизма подачи бурового станка линейного трехфазного электродвигателя с частотой напряжения сети 50 Гц, гармоники длительностью более 0,01 с, вызванные ударными нагрузками, сглаживаются. Амплитуда сглаженной гармоники ударной нагрузки зависит от времени распространения импульса удара от места контакта зуба с породой до поверхности тел качения шарошки [6].

(19)

где l – путь, пройденный ударным импульсом, м; E – модуль упругости материала, по которому распространяется ударный импульс, Па; ρ – плотность материала, по которому распространяется ударный импульс, кг/м³.

Исходя из представленных выражений ударная составляющая в выражении (16) уменьшится. Напряжение в телах качения

(20)

В случае применения адаптивного привода подачи и бурения трехшарошечным

долотом с твердосплавными запрессованными зубьями, максимально допустимое усилие подачи может быть увеличено на 30 – 35 %. При бурении долотом с фрезерованными зубьями, данный параметр может быть увеличен на 35 – 40 % в связи с большим вылетом зуба. Приблизительно на такую же величину может быть увеличена техническая скорость бурения в случае применения адаптивного электрического привода, по отношению к станкам, оснащенным жестким гидравлическим приводом подачи рабочего органа.

Стойкость трехшарошечных долот, с учетом выражения (1):

(21)

В результате расчетов можно сделать вывод, что при бурении горных массивов со средней трещиноватостью и слоистостью буровыми станками с адаптивным вращательно-подающим механизмом стойкость трехшарошечных долот увеличивается более чем в 2 раза. При бурении горных массивов с высокой слоистостью буровыми станками с адаптивным вращательно-подающим механизмом стойкость трехшарошечных долот увеличивается до 65 %. При бурении горных массивов с высокой трещиноватостью буровыми станками с адаптивным вращательно-подающим механизмом стойкость трехшарошечных долот увеличивается более чем в 5 раз.

НИР выполнена в рамках реализации Гранта Президента МК-2531.2014.8

Список литературы

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 2. 8-е изд., перераб. и доп. / под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
2. Гилев А.В., Шигин А.О. Теория рабочего процесса электромагнитного привода вращательно-подающего механизма бурового станка при бурении сложноструктурных горных массивов // *Фундаментальные исследования*. – 2012. - № 9-2. – С. 375-380.
3. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ: Учебное пособие. – 4-е изд. – М.: изд-во МГГУ. 2001. – 422 с.
4. Ступина А.А., Шигина А.А., Шигин А.О. Анализ эффективности функционирования многопараметрической системы // *Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева*. – 2013. - № 2 (48). – С. 94-100.

5. Цуприков А.А. Анализ процесса разрушения породы долотом при бурении скважин // Научный журнал КубГАУ. – 2011. - № 10. – С. 1-10.
6. Шелковников И.Г. Использование энергии удара в процессах бурения. – Л.: Недра, 1977. – 159 с.
7. Шигин А.О. Адаптивный вращательно-подающий механизм бурового станка для снижения непрогнозируемых нагрузок при бурении сложноструктурных пород // Горный журнал. – 2013. - № 7. – С. 84-89.
8. Шигин А.О., Гилев А. В. К вопросу о нагрузках на породоразрушающий инструмент при бурении сложноструктурных горных пород // Горное оборудование и электромеханика. – 2012. - № 6.– С. 16-20.
9. Шигин А.О., Гилев А.В. Методика расчета усталостной прочности как основного фактора стойкости шарошечных долот Вестн. Иркутск. гос. техн. ун-та.– 2012. - № 3. – С. 22-27.
10. Шигин А.О., Гилев А.В. Разработка идеализированной модели бурения горных пород с различными физико-механическими свойствами // Фундаментальные исследования. – 2012. -№ 3-3. – С. 665-667.

Рецензенты:

Ступина А.А., д.т.н., профессор кафедры системного анализа и исследования операций ФГБОУ ВПО «Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева», г. Красноярск;

Гилев А.В., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Горные машины и комплексы» ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», г. Красноярск.