

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНО-ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ НА РЕСУРС ШАРОШЕЧНОГО ИНСТРУМЕНТА

Шигин А.О.¹, Шигина А.А.¹, Бовин К.А.¹

¹ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», Красноярск, Россия, e-mail: shigin27@rambler.ru

Представлены варианты решения проблемы снижения стойкости долот при частых изменениях свойств породы в процессе бурения горных пород со сложной структурой. Проведен анализ существующих систем подачи рабочих органов буровых станков. Обоснована необходимость снижения ударных нагрузок на тела качения опор шарошечных долот, возникающих в процессе бурения. Показана необходимость применения адаптивных вращательно-подающих механизмов при построении принципиальных схем буровых станков, осуществляющих бурение сложноструктурных горных массивов. Представлен анализ влияния конструктивных особенностей вращательно-подающих механизмов на ресурс шарошечного инструмента. Показан сравнительный анализ влияния смягчающих адаптивных связей на уровень ударных нагрузок. Представлена методика для вычисления напряжений, возникающих при ударе шарошечного долота. Определены требования к электромагнитному приводу для исследования и разработки адаптивной системы подачи бурового станка.

Ключевые слова: вращательно-подающий механизм, ударная нагрузка, адаптивная связь, стойкость долот, динамическая реакция.

COMPARATIVE ANALYSIS OF STRUCTURAL FEATURES INFLUENCE OF THE ROTARY FEED MECHANISMS TO ROLLER TOOL RESOURCE

Shigin A.O.¹, Shigina A.A.¹, Bovin K.A.¹

¹Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia, e-mail: shigin27@rambler.ru

Presents solutions to the problem of the bits resistance reducing with frequent changes of rock properties while drilling rocks with a complex structure. The analysis of existing systems supply of workers drilling rigs. The necessity of reducing shock loads on the rolling elements bearings roller bits encountered in the boring process. The necessity of applying adaptive rotary feeder when building schematics of drilling rigs engaged in drilling of complex mountain ranges. The influence analysis of the rotary feeder design features to a roller tool resource. Shows the comparative analysis of the impact mitigation and adaptive relations to the level shock loads. Presents a methodology for calculating stresses generated upon impact of a roller bit. Defines requirements for electromagnetic actuator for research and development of an adaptive system feed drilling machine.

Keywords: rotary feed mechanism, impact load, adaptive communication, endurance roller bit, dynamic reaction.

В настоящее время в горной промышленности применяются буровые станки с различными типами вращательно-подающих механизмов. Их особенности характеризуются величиной усилия подачи, частотой вращения бурового става и др. Но при бурении сложноструктурных массивов горных пород, характеризующихся колебанием физико-механических свойств по глубине, часто возникают значительные ударные нагрузки и вибрация, результатом которых является увеличение циклических напряжений во всем буровом органе. При этом 80% случаев отказов приходится на разрушение опор качения шарошек буровых долот [9]. Из анализа наработок на отказ шарошечных долот следует вывод о значительном снижении их стойкости (до 2-х раз) в случае бурения породы со сложной структурой. Проблема снижения стойкости долот при частых изменениях свойств породы имеет следующие решения:

- увеличение прочности и надежности путем усовершенствования конструкции долота и

применения материалов с более высокими прочностными характеристиками;

- введение в структуру бурового става элемента, компенсирующего ударные нагрузки;
- применение адаптивного вращательно-подающего механизма, способного своевременно определять различные изменения свойств породы и реагировать, корректируя режим бурения.

В конструкции современных шарошечных долот, имеющих опоры качения, часто применяются подшипники по схеме ролик-шарик-ролик. Предел прочности сталей тел качения составляет 1 900–2 300 МПа и выше. При значительных колебаниях физико-механических свойств породы напряжение доходит до 2 250 МПа [3] и выше, что соответствует коэффициенту запаса прочности 1,04. Как правило, тела качения, имеющие дефекты, первыми выходят из строя. Поскольку высокопрочные стали являются малопластичными, то решение проблемы снижения стойкости долот потребует коэффициента запаса прочности 1,7–2,3 [9].

Введение в структуру бурового става элемента, компенсирующего ударные нагрузки, является известным способом [5]. Возможно применение как надежных, так и предварительно ослабленных элементов, сохраняющих целостность бурового инструмента при критических нагрузках.

Применение адаптивного вращательно-подающего механизма [2; 7] позволит использовать узкий промежуток между уровнем напряжения в телах качения и предельными прочностными показателями материала. Интеллектуальная система управления бурением [10] позволяет оптимизировать режимные параметры и повысить производительность при наиболее эффективном использовании конструктивных и прочностных характеристик долота.

Существующие вращательно-подающие механизмы в большинстве своем не имеют специальной системы, адаптивно реагирующей на изменения свойств породы. Полностью отсутствуют такие свойства у механизмов с гидравлической системой подачи. Станки группы СБШ-200 [5] имеют роторно-патронную схему ВПМ с нижним стационарным расположением вращателя, передачей осевого усилия и крутящего момента на образующую буровой штанги через зажимной патрон.

Вращательно-подающие механизмы, оснащенные канатно-полиспастной системой, способны в некоторой степени компенсировать ударные нагрузки за счет упругости каната. Станки группы СБШ-250 [5] имеют схему передачи осевого усилия и крутящего момента на торец штанги от шпинделя (с гидромуфтой) редуктором вращателя, который перемещается вдоль мачты канатным полиспастом. Усилие подачи создается от двух гидроцилиндров.

Более благоприятны системы подачи с тяговой лебедкой, как это имеет место на станках СБШ-250/270 (РД-10) и СБШ-320. Стойкость буровых долот при системе подачи с тяговой лебедкой оказывается более высокой.

В станке СБШ-320 усилие подачи создается лебедками и передается на опорный узел через канат, огибающий последовательно несколько раз приводные барабаны лебедки. В период бурения усилие подачи создается гидромотором. Тяговое усилие в канатах возникает за счет их трения о барабаны. При спуско-подъемных операциях лебедка работает от электродвигателя. Принятая система подачи имеет большую эластичность, чем у станков СБШ-200 и СБШ-250.

Из представленного анализа видно, что станки шарошечного бурения имеют в системе подачи нерегулируемые гидроприводы. И при изменении свойств горной породы исключить внезапную ударную нагрузку практически невозможно. На изменение свойств породы уже позже реагирует машинист. Но в течение указанного переходного процесса буровой инструмент испытывает сложнейшие по характеру и величине нагрузки. Вследствие чего стойкость буровых долот значительно снижается. Решение проблемы высокой стоимости бурения лежит в плоскости изменения привода подачи в сторону более адаптивного и способного своевременно изменять технологические параметры.

Существующие системы подачи рабочих органов буровых станков часто не имеют возможности быстро и своевременно реагировать на изменение свойств горной породы и корректировать режим бурения. Это связано с применением в системе подачи нерегулируемых гидроцилиндров и канатных систем. Поэтому бурение сложноструктурных массивов сопровождается толчками и ударами.

Основная ударная нагрузка приходится на рабочий орган и непосредственно на буровой инструмент. Характер разрушений отработавших шарошек указывает на их причины [8]. Компенсировать ударные нагрузки, возникающие по границе изменения крепости пород, можно с помощью адаптивной системы подачи. Ключевым в адаптивной системе является наличие одного или нескольких элементов, способных, во-первых, принимать на себя динамическую нагрузку, смягчая реакцию опоры со стороны породы с изменяющейся крепостью, во-вторых, быстро и своевременно корректировать подачу, используя обратные связи для силовых органов.

При бурении сложноструктурных массивов горных пород буровой инструмент и буровой став испытывают спектр сложных нагрузок. Стойкость шарошечных долот в среднем на 90% и более зависит от количества циклов до разрушения подшипников качения [3; 9]. Подшипники качения шарошек испытывают сложную циклическую нагрузку:

- циклическую нагрузку на тело качения подшипника при качении шарошки по забою;
- циклическую нагрузку при перекачивании шарошки с зубка на зубок;
- циклическую нагрузку, характеризующуюся изменением физико-механических свойств горной породы.

При эксплуатации буровых станков с различными схемами вращательно-подающих механизмов отмечается закономерное различие в стойкости шарошечных долот [8; 10]. По

данным ООО «УГМК Рудгормаш-Воронеж», стойкость однотипных шарошечных долот, эксплуатируемых на станках СБШ 160/200-40 с жесткой гидравлической системой подачи рабочего органа, ниже стойкости долот, эксплуатируемых в схожих условиях бурения на станках СБШ-250МНА-32, оснащенных более мягкой канатно-полиспастной системой и шинно-зубчатой муфтой. Анализ динамики работы шарошечных долот показывает, что более мягкая канатно-полиспастная система и адаптивные элементы [7] в механизме подачи позволяют создавать постоянное усилие подачи, сглаживая при этом пиковые нагрузки [9], возникающие при прохождении трещин, пограничных зон, несплошностей и др.

Для наиболее эффективного функционирования бурового станка необходимо своевременное регулирование режимных параметров и снижение критических нагрузок, приводящих к отказу шарошечного инструмента. При этом для каждой условий бурения, включающих различные физико-механические характеристики горных пород, существуют оптимальные режимы бурения [8]. При условии создания одной производительности буровых станков при оптимальных режимных параметрах, оснащенных одинаковым шарошечным инструментом, но имеющих различные вращательно-подающие механизмы, ресурс долот будет существенно отличаться. Это связано с существенной зависимостью стойкости долот от величины пиковых ударных нагрузок [9]:

$$L = 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_g}{\sigma_n} \right)^{10/3} \cdot \frac{\sigma_{-l}}{\sigma_a + \frac{\sigma_{-l}}{\sigma_g} \cdot \sigma_m}, \quad (1)$$

где σ_{-l} – предел выносливости материала, МПа;

σ_a – амплитуда переменных напряжений цикла, МПа;

σ_g – предел прочности материала, МПа; σ_m – среднее напряжение цикла, МПа.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (2)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (3)$$

где σ_{\max} и σ_{\min} – максимальное и минимальное напряжение, возникающее при ударах при увеличении крепости горной породы либо при перекатывании зубьев шарошки, МПа.

Максимальное напряжение можно найти из выражения:

$$\sigma_{p,уд}^{\Sigma} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p} \cdot \frac{2(v_g + v_s/2)}{2(v_g + v_s/2) - v_s/2} \cdot \frac{2\Pi_g^1 + 2\Delta\Pi_g}{2\Pi_g^1 + \Delta\Pi_g} \cdot k_{инд}}, \quad (4)$$

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;

v_b – скорость бурения при имеющихся свойствах горной породы, усилием подачи и скоростью вращения бурового органа, м/с;

v_s – скорость опускания зубца шарошки на забой, м/с;

Π_b – показатель буримости [5];

$\Delta\Pi_b$ – средняя разница показателя буримости смежных слоев в массиве горной породы;

$k_{\text{инд}}$ – коэффициент формы индентора; $k_{\text{инд}} = 0,79$ для индентора, имеющего форму закругленного цилиндра; $k_{\text{инд}} = 0,47$ для индентора, имеющего форму правильного конуса; $k_{\text{инд}} = 0,7$ для индентора, имеющего форму выпуклого конуса.

Выражение (4) отражает динамическую реакцию, возникающую при жестком ударе в процессе прохождения шарошечным долотом трещин, слоев и др. Однако вращательно-подающие механизмы, оснащенные смягчающими, демпфирующими, адаптивными элементами [1], способствуют снижению динамической реакции от пиковых ударных нагрузок. При этом энергия технологических ударов зубьев шарошек по забою скважины остается на том же уровне по причине их равномерного циклического возникновения.

Для сравнительного анализа стойкости шарошечных долот необходимо произвести расчет динамической реакции [4; 6] при возникновении критического удара в процессе прохождения долотом трещины.

Напряжение, возникающее в результате удара σ_δ , в теоретической механике определяется из выражения:

$$\sigma_\delta = \sigma_c \cdot K_\delta,$$

где σ_c – напряжение в элементе, возникающее при статическом нагружении, МПа;

K_δ – динамический коэффициент.

$$K_\delta = 1 + \sqrt{1 + \frac{2W_0 \cdot E \cdot F}{P^2 \cdot l}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2W_0 \cdot E}{\sigma_c^2 \cdot F \cdot l}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2W_0 \cdot l}{\Delta l_c^2 \cdot E \cdot F}}, \quad (5)$$

где W_0 – энергия удара к моменту начала удара, Дж;

E – модуль упругости, МПа;

F – площадь поверхности передачи энергии удара, м²;

P – усилие, Н; l – длина упругого элемента, воспринимающего напряжение, м;

Δl_c – изменение длины упругого элемента при статическом нагружении, м.

Приближенная формула для вычисления напряжений в данном частном случае получает такой вид:

$$K_\delta = \frac{l}{\sigma_c^2} \sqrt{\frac{2W_0 \cdot E}{F \cdot l}}. \quad (6)$$

Таким образом, напряжение, возникающее при ударе шарошечного долота,

установленного на станке, оснащенный упругим или адаптивным элементом, определяется из выражения:

$$\sigma_{\text{р.уд.}}^{\Sigma} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p} \cdot \frac{2(v_{\sigma} + v_s/2)}{2(v_{\sigma} + v_s/2) - v_s/2} \cdot \frac{2\Pi_{\sigma}^l + 2\Delta\Pi_{\sigma}}{2\Pi_{\sigma}^l + \Delta\Pi_{\sigma}} \cdot k_{\text{инд}} \cdot \frac{K_{\sigma}^a}{K_{\sigma}}}, \quad (7)$$

где K_{σ}^a – динамический коэффициент механизма с адаптивным элементом.

Вращательно-подающий механизм бурового станка состоит из нескольких механических элементов, характеризующихся своим модулем упругости и геометрическими параметрами. Таким образом, динамический коэффициент вращательно-подающего механизма любой конструкции необходимо находить для цепочки последовательных механических элементов.

С учетом выражения (5) отношение динамических коэффициентов из выражения (7) можно определить:

$$\frac{K_{\sigma}^a}{K_{\sigma}} = \frac{I + \sqrt{I + \frac{2W_0}{P^2} \cdot \left(\frac{l_{1,a}}{E_{1,a} \cdot F_{1,a}} + \frac{l_{2,a}}{E_{2,a} \cdot F_{2,a}} + \dots + \frac{l_{n,a}}{E_{n,a} \cdot F_{n,a}} \right)}}{I + \sqrt{I + \frac{2W_0}{P^2} \cdot \left(\frac{l_1}{E_1 \cdot F_1} + \frac{l_2}{E_2 \cdot F_2} + \dots + \frac{l_n}{E_n \cdot F_n} \right)}}, \quad (8)$$

где E_1, E_2, \dots, E_n – модули упругости материалов всех механических элементов вращательно-подающего механизма бурового станка от привода до зубьев шарошечного долота;

F_1, F_2, \dots, F_n – площади поперечного сечения всех механических элементов вращательно-подающего механизма бурового станка от привода до зубьев шарошечного долота;

l_1, l_2, \dots, l_n – длины всех механических элементов вращательно-подающего механизма бурового станка по направлению действия нагрузки от привода до зубьев шарошечного долота;

$E_{1,a}, E_{2,a}, \dots, E_{n,a}, F_{1,a}, F_{2,a}, \dots, F_{n,a}, l_{1,a}, l_{2,a}, \dots, l_{n,a}$ – то же для адаптивного ВПМ.

Таким образом, добавление во вращательно-подающем механизме только канатной системы расстоянием между полиспадами 8 м уменьшает пиковые критические нагрузки на 15,5%.

Для обеспечения требуемых характеристик бурового станка необходимы специальный линейный электромагнитный двигатель и созданная на его основе система продольной подачи шарошечного бурового станка. Для исследования и разработки адаптивной системы подачи необходим привод, отвечающий следующим требованиям:

- обеспечивать показатели, обусловленные технологией бурения;
- динамические нагрузки должны восприниматься мягкой адаптивной связью;
- воспринимать сигналы обратной связи за промежуток времени, сопоставимый со временем возникновения ударной нагрузки;

- обеспечивать улучшение качественных и (или) количественных показателей процесса.

К числу смягчающих адаптивных связей можно отнести: электромагнитную связь,

пневматическую связь, механические пружины, рессоры. Механические связи, смягчающие ударные нагрузки, широко применяются при компенсации колебательных и смягченных ударных нагрузок. В случае прямых ударных нагрузок и при возникновении колебательного резонанса механические связи быстро разрушаются. Пневматическая связь выдерживает прямые ударные нагрузки, а также нагрузки, возникающие при колебательном резонансе без значительных повреждений и с достаточным ресурсом бурового инструмента и бурового става в целом. К недостаткам можно отнести сложности, вызванные созданием подачи, обеспечивающей необходимые технологические параметры. В частности, возникают сложности создания осевого усилия 200–300 кН, приходящегося на буровой став. Для этого необходимо или обеспечить высокое давление в пневматической системе, что снижает экономичность, или использовать пневматические цилиндры с поршнями большого диаметра. В последнем случае неизбежно возникают неравномерность хода, перекосы, значительное трение уплотнителей, снижение давления из-за неплотности. Кроме того, пневматический цилиндр с поршнем большого диаметра не обеспечивает требуемую скорость реагирования на сигналы обратной связи о возникновении удара.

Электромагнитная связь обеспечивает требуемые технологические параметры, смягчает и выдерживает прямые ударные и резонансные нагрузки широкого спектра. Кроме того, в магнитно-индукционных машинах плотность потока энергии практически на порядок выше плотности потоков энергии в прочих машинах. При этом могут изменяться мгновенные характеристики напряжения, тока и мощности. Данные изменения должны закладываться при выборе источника электроэнергии и элементов электрической схемы. Особенность электромагнитных устройств заключается, с одной стороны, в возможности реагировать на ударные нагрузки вследствие естественного изменения характеристик электрической машины при ударе, с другой - в возможности автоматического регулирования характеристик двигателя, в частности с использованием сигналов обратной связи при ударе.

Список литературы

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. - 8-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. - М. : Машиностроение, 2001. - Т. 2. - 912 с.
2. Гилёв 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. Гилёв А.В., Шигин А.О., Доронин С.В., Гилёва Н.Н. Методы расчетов прочности при проектировании рабочих органов буровых станков // Современные наукоемкие технологии. - 2011. - № 1. - С. 132-134.
4. Манжосов В.К., Новикова О.Д., Новиков А.А. Теоретическая механика. Часть II. Динамика. Аналитическая механика : учебное пособие // Ульян. гос. техн. ун-т. – Ульяновск : УлГТУ, 2011. – 194 с.
5. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ : учебное пособие. – 4-е изд. – М. : Изд-во МГГУ, 2001. – 422 с.
6. Шелковников И.Г. Использование энергии удара в процессах бурения. - Л. : Недра, 1977. - 159 с.
7. Шигин А.О., Гилев А.В. Исследование режимов работы электромагнитного привода подачи бурового станка // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. - 2013. - № 4. - С. 101-111.
8. Шигин А.О., Гилёв А.В. Разработка идеализированной модели бурения горных пород с различными физико-механическими свойствами // Фундаментальные исследования. - 2012. - № 3-3. - С. 665-667.
9. Шигин А.О., Гилев А.В., Шигина А.А. Напряжения и стойкость шарошечных долот при бурении сложноструктурных массивов горных пород // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2013. - № 4. - С. 325-333.
10. Шигина А.А., Шигин А.О., Ступина А.А. Сравнительная оценка методов анализа эффективности функционирования буровых станков // Современные проблемы науки и образования. - 2012. - № 6. - С. 117.

Рецензенты:

Гилев А.В., д.т.н., профессор кафедры горных машин и комплексов ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», г. Красноярск;

Михайлов А.Г., д.т.н., ФГБУН «Институт химии и химической технологии» СО РАН (ИХХТ СО РАН), г. Красноярск.