

Секция 12

ГОРНОЕ ДЕЛО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ШПУРОВ ПРИ ПРОХОДКЕ ГОРНОРАЗВЕДОЧНЫХ ВЫРАБОТОК

Ю.В. Григорьева, В.П. Григорьев

Научный руководитель профессор В.Г. Лукьянов
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Ежегодно в Министерстве природных ресурсов России проходится около 500 тыс м подземных выработок.

Существенное влияние на трудоемкость буровзрывных работ оказывают такие параметры, как количество, глубина, диаметр шпуров и их расположение в плоскости забоя, способ бурения.

Бурение шпуров осуществляется перфораторами типа ПП–54, ПП–63, устанавливаемыми на пневмоцилиндрах.

Применение бурильных установок затруднено или невозможно из-за значительных размеров при небольших средних сечениях (около 5, 6 м²) и интенсивной искривленности большинства выработок. Диаметр шпуров 40–42 мм и глубина от 1,3 до 2 м (средняя 1,5–1,6 м). Применяется вертикально-клиновой вруб. Применяются также призматические и спиральные врубы. При составлении технических проектов и паспортов буровзрывных работ количество шпуров определяется по одной из общеизвестных формул (М.М. Протодяконова, Н.М. Покровского, А.Ф. Суханова, Л.И. Барона, Э.О. Мидели и др.).

В горноразведочной практике нашли широкое распространение формулы М.М. Протодяконова и Н.М. Покровского. Однако, количество шпуров, рассчитанное по формуле М.М. Протодяконова, превышает удельный расход шпуров на 25–30 % от фактического, а по формуле Н.М. Покровского – примерно в два раза.

Рассмотрим формулу для определения количества шпуров, которая дает минимальное расхождение между расчетным и фактически необходимым количеством шпуров N.

Из многолетних наблюдений за ведением взрывных работ в экспедициях ПГО «Севостгеология» при проведении выработок сечением от 4,0 до 6,4 м² в коренных породах и россыпях с коэффициентом крепости $f = 10–18$ по шкале проф. М.М. Протодяконова следует

$$N = S \cdot n, \quad (1)$$

где S – сечение выработки, м²; n – удельный расход шпуров, шп/м²; $n = 2,5 \dots 4,5$.

Сопоставление количества шпуров, вычисленных по формулам (1),

$$\text{Н.М. Протодяконова} \quad N = 2,7S \sqrt{\frac{f}{S}}, \quad (2)$$

$$\text{Б.И. Богомолова} \quad N = 2,3S \sqrt{f/S} \quad (3)$$

С данными практики фактически показало, что предлагаемая формула (1) дает наиболее близкие к фактически необходимым значениям шпуров.

При проведении горизонтальных горноразведочных выработок сечением 4,0 до 6,4 м² рекомендуется применять следующие значения величины n в зависимости от крепости пород: $f = 10 \dots 11$; $n = 2,5$; $f = 12 \dots 16$; $n = 3 \dots 3,5$; $f = 17$; $n = 3,6 \dots 4,5$.

При проведении выработок по крепким вязким породам формулу (1) можно записать в упрощенном виде: $N = 4S$.

При подборе значения n следует учитывать улучшение условий взрывания пород по мере увеличения сечения выработки.

Выводы. При определении количества шпуров предпочтительнее производить расчет шпуров по формулам М.М. Протодяконова и Н.М. Покровского.

ЭЛЕКТРОИМПУЛЬСНЫЙ СПОСОБ РЕЗАНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

С.Ю. Дацкевич, М.Ю. Журков

Научный руководитель доцент В.Ф. Важов
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

В настоящее время существует множество разновидностей способов резания горных пород. Электроимпульсное (ЭИ) резание – один из перспективных, принципиально новых способов. Он основан на внедрении разрядного канала в твердое тело, находящееся под слоем жидкости и создании поля разрушающих усилий при быстром выделении энергии в плазме канала.

Канал пробоя может внедряться в твердое тело при расположении электродов на одной поверхности твердого диэлектрика, помещенного в трансформаторное масло или воду, при длительности воздействия импульса напряжения до пробоя не более единиц микросекунд. При пробое, если в образовавшемся канале разряда будет достаточно быстро выделено необходимое количество энергии, произойдет микроэлектровзрыв в твердом теле, разрушение материала с образованием откольной воронки. Разрушение твердого тела происходит за счет суммарного действия напряжений, создаваемых вокруг канала электрического пробоя вследствие высокого давления, развиваемого в

нем, и напряжений, возникающих в среде при распространении ударных и акустических волн. Инструментом, разрушающим твердое тело, является расширяющаяся плазма канала пробоя.

Различными авторами [3] были проведены исследования, показавшие принципиальную возможность ЭИ резания горных пород и диэлектрических материалов, и в свою очередь выявившие ряд недостатков: а) необходимы большие энергии для проведения единичного акта разрушения, и как следствие мощные крупногабаритные генераторы импульсных напряжений (ГИН); б) изоляция электроимпульсных режущих устройств малонадежна; в) имеет место значительное снижение амплитуды напряжения при резании в воде из-за несовершенств предлагаемых многоэлектродных систем. Для уменьшения влияния указанных негативных явлений нами была предложена идея двухстержневого электродного рабочего инструмента (резака) с непрерывным его перемещением вдоль траектории реза. В литературе отсутствуют сведения, характеризующую подобную электродную систему.

В таблице приведены результаты, полученные разными авторами при резании ЭИ способом в соляровом масле и в воде, где S – расстояние между электродами, $W_{\text{разр}}$ – энергия, запасаемая генератором импульсов, $W_{\text{уд}}$ – удельные энергозатраты при резании. При использовании пластинчатых и многоэлектродных стержневых резаков при резании горных пород в воде требуется большая запасаемая энергия ГИН. В работах [2, 4, 5] величина энергии, запасаемой генератором, составляет сотни джоулей на импульс, что приводит к значительным массогабаритным параметрам источника импульсов.

Таблица

Результаты электроимпульсного резания

| | Электродные системы | S , мм | $W_{\text{разр}}$, Дж | $W_{\text{уд}}$, Дж/см ³ | Материал | Среда | Авторы |
|---|-------------------------------|----------|------------------------|--------------------------------------|---------------------------------|-----------------------|--|
| 1 | Пластинчатые | 5–25 | 200–500 | 2150–1660 | Песчаник, мрамор, гранит | Соляровое масло | [Краснятов, 1982; Синябрюхов, 1984] |
| 2 | Многостержневые | 20–50 | 800–1500 | 1440–590 | Песчаник, гранит, мрамор, бетон | Соляровое масло, вода | [Семкин и др., 1995; Синябрюхов, 1984] |
| 3 | Двухстержневые с перемещением | 20–28 | 44,5–50 | 250–350 | Песчаник, гранит, габбро | Вода | |

При ЭИ резании большое значение имеет глубина внедрения (разрушения) канала разряда в горную породу. Зависимость средней глубины разрушения \bar{H} от числа импульсов для песчаника при $W_{\text{разр}} = 44,5$ Дж приведена на рис. 1. Для неподвижных электродов (кривые 1, 2) \bar{H} достигает максимума при определенном числе импульсов $n \approx 7$ и 12 и не превышает его, как и в [3]. При многоимпульсном воздействии энергия, выделяемая ГИН W_{Σ} , определяется $W_{\Sigma} = n \cdot W_{\text{разр}}$, где n – число импульсов. Эксперименты для непрерывно перемещаемой двухэлектродной системы проводились с энергией, запасаемой ГИН, $W_{\text{разр}} = 44,5 \div 50$ Дж. Шаг перемещения m , всегда был меньше S . От m зависит количество воздействующих импульсов при перемещении электродов на длину S , т.е. количество энергии, выделенное в межэлектродном промежутке, $W_{\text{мэп}}$. Формально $W_{\text{мэп}} = W_{\Sigma}$. Для перемещающихся электродов в первую очередь изменяется средняя глубина разрушения \bar{H} (рис. 1, кривая 3). По сравнению с неподвижными электродами (кривая 2) \bar{H} уменьшается практически в 2 раза при одинаковом значении S и $W_{\text{разр}}$. Максимального значения $\bar{H} \approx 0,25S$ достигает при числе импульсов $n \approx 25$, что в 2,5 раза больше, чем для неподвижных электродов. На рис. 2 приведены зависимости $W_{\text{уд}}$ от $W_{\text{мэп}}$ при непрерывном перемещении двух стержневых электродов для песчаника (кривая 1) и гранита (кривая 2). Для всех материалов имеет место оптимальное значение энергии, выделенной в межэлектродном промежутке $W_{\text{мэп}}^{\text{опт}}$, при которой удельные энергозатраты минимальны $W_{\text{уд}}^{\text{мин}}$. При этом при одинаковых S значения $W_{\text{уд}}^{\text{мин}}$ при перемещении электродов в 1,4 раза больше, чем при неподвижных электродах [1]. Увеличение удельных энергозатрат при перемещении электродов, в первую очередь, связано с уменьшением глубины разрушения прорезаемой щели при одном и том же числе импульсов.

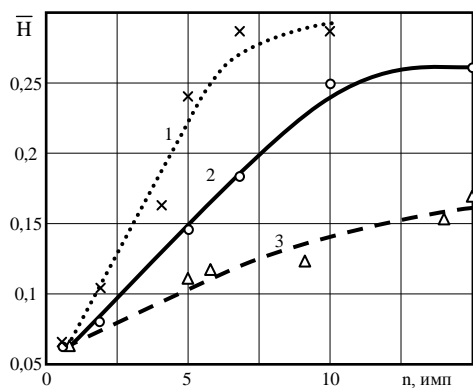


Рис. 1. Изменение относительной глубины разрушения от числа импульсов для песчаника
1 – $S = 20$ мм; 2 – $S = 28$ мм (электроды неподвижны);
3 – $S = 28$ мм (с перемещением электродов)

Передвижной двухэлектродной системой были прорезаны щели в граните и песчанике. Результаты резания приведены в табл. 1, п. 3. Сравнение п. 3 с п. 1, 2

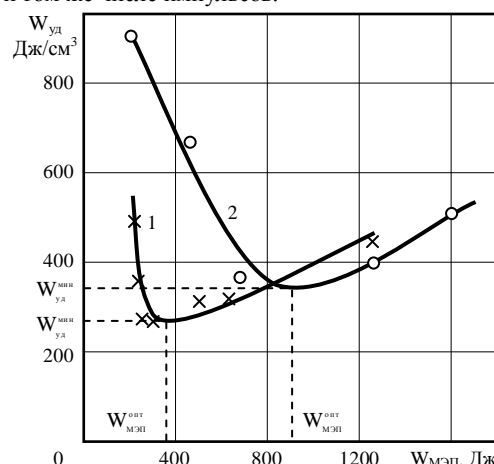


Рис. 2. Изменение удельных энергозатрат от энергии, выделенной в разрядном промежутке
1 – песчаник, $S = 28$ мм; 2 – гранит, $S = 23$ мм

показывает, что удельные энергозатраты при одинаковой длине разрядных промежутков для п. 3 значительно (в $4,7 \div 5,7$ раза) меньше. При этом снижение энергии в разряде составило $10 \div 16$ раз. Лучшие показатели резания по п. 3, таблицы обусловлены уменьшением ширины щели в $2,5 \div 2,7$ раза; отсутствием “зависаний” электродной системы на стенках щелей; увеличением вероятности внедрения канала разряда в горную породу; а также значительным уменьшением потерь энергии в предпробивной стадии, особенно в воде, что определяется конструктивными особенностями двух- и многоэлектродных систем.

Рассмотренные выше результаты исследований по разрушению горных пород ЭИ способом при малой энергии, запасаемой генератором импульсов, и непрерывном перемещении электродной системы позволяют сделать заключения: с точки зрения общих удельных энергозатрат $W_{уд}$ эффективность резания значительно возрастает по сравнению с неподвижной электродной системой при большей запасаемой энергии генератора; энергия, запасаемая ГИН, может быть снижена в 10 и более раз по сравнению с разработанными ранее ЭИ устройствами, что во много раз уменьшает капиталоемкость установки и повышает надежность ее работы; энергозатраты и скорость резания зависят от шага перемещения электродной системы, оптимальное значение которого определяется длиной разрядного промежутка и энергией, запасаемой ГИН; производительность и скорость резания при заданном шаге определяется частотой следования импульсов и соответствующей скоростью перемещения электродной системы.

Литература

1. Важов В.Ф., Журков М.Ю. Муратов В.М. Резание горных пород электрическими импульсными разрядами подвижной электродной системой в воде. Труды V Международной конференции «Электромеханика, электротехнологии и электроматериаловедение». – М.: ИЭ МЭИ, Ч. II, 2001. – С. 122 – 125.
2. Краснятов Ю. А. Разработка и исследование электроимпульсных режущих устройств для проходки щелей и траншей в горных породах и бетонах. Автореф. дисс... канд. техн. наук. Томск, 1982. – 172 с.
3. Семкин Б. В., Усов А. Ф., Курец В. И. Основы электроимпульсного разрушения материалов. СПб.: Наука, 1995. – 276 с.
4. Синебрюхов А. Г. Исследование энергетических характеристик импульсного разряда в твердых диэлектриках и электроимпульсное резание горных пород. Автореф. дисс... канд. техн. наук. Томск, 1964. – 152 с.
5. Усов А. Ф. Исследование условий использования проводящих сред в электроимпульсной технологии. Автореф. дисс... канд. техн. наук. Томск, 1966. – 239 с.

ЗАВИСИМОСТЬ РАБОТЫ БУРОВОЙ КОЛОННЫ ПРИ ВРАЩАТЕЛЬНОМ БУРЕНИИ ОТ КОНСТРУКЦИИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ШТАНГ

А.А. Казанцев

Научный руководитель профессор Л.А. Саруев
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Как известно, бурение скважин различного назначения, в т.ч. на твердые и жидкие полезные ископаемые, сдерживается поломкой става штанг в месте их соединения. Это можно объяснить тем, что соединительные элементы штанг и сами штанги имеют по большей части усложненную конструкцию, что при возникновении изгибных напряжений вызывает поломку в самом слабом месте.

В 2000 году вышел новый ГОСТ Р 51510–99 “Трубы бурильные геологоразведочные. Типы и основные размеры”. Согласно новому стандарту для традиционного вращательного бурения предусмотрены трубы бурильные стальные универсальные с приварными замками (ТБСУ), легкосплавные (ТБЛ) и утяжеленные (ТБУ).

ФГУП СКБ “Геотехника” разработало и совместно с ОАО “Завод бурового оборудования” широко внедряет в геологоразведочное и другие виды колонкового и бескернового бурения новые бурильные стальные универсальные с приварными замками и легкосплавные трубы. Эти трубы не уступают, а по долговечности в 2–3 раза превосходят лучшие аналоги зарубежных фирм, к тому же эти трубы в 3–4 раза дешевле зарубежных.

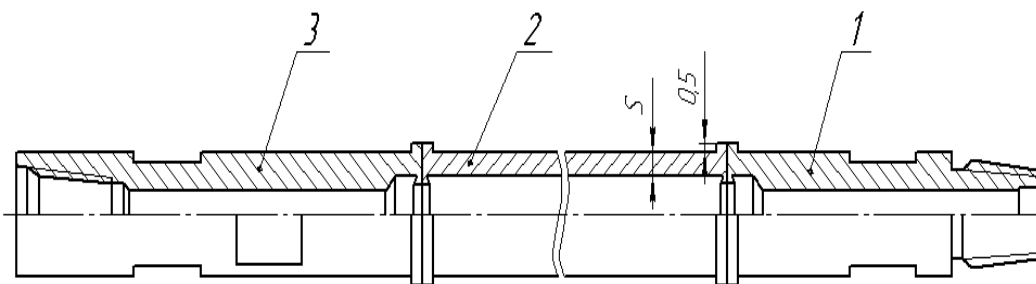


Рис. Конструкция буровых штанг, предлагаемая «Заводом бурового оборудования», г. Оренбург
1 – ниппель, 2 – труба, 3 – муфта

ОАО «Завод бурового оборудования», г. Оренбург, предлагает буровые штанги и их соединения разработанные СКБ «Геотехника» «Трубы бурильные стальные универсальные (ТБСУ) ТУ 3668–700–01423949–01 (ГОСТ Р 51245–99)», основанные на ниппельно–замковом соединении (рис.). Причем замок соединяется со штангой посредством сварки трением. Такая конструкция, безусловно, имеет много преимуществ, по сравнению с муфто–замковыми соединениями, которые до сих пор еще используются.

Трубы ТБСУ созданы взамен стальных труб муфтово–замкового (СБТМ) и ниппельного (СБТН) соединения и сочетают в себе преимущество первых (замковая резьба) и вторых (гладкоствольная снаружи колонна). В то же время они лишены недостатков замененных труб.

У труб СБТМ:

- необходимость многократной замены замков, так как ресурс их в 2,5–3 раза меньше ресурса трубы;
- трубная резьба в 1,5 раза уступает по прочности сварному шву труб ТБСУ, что соответственно снижает допустимые нагрузки на забой и частоты вращения – об этом свидетельствуют частые обрывы колонны из-за усталостных разрушений;
- трубная резьба склонна к заеданиям при замене замков, что влечет за собой преждевременную отбраковку трубы;
- отклонения параметров трубной резьбы (по конусности, натягам, длине резьбы как на трубе, так и на деталях замка), которые особенно часты на замках, изготавливаемых многочисленными поставщиками в кустарных условиях, приводят к частым “вырывам” труб из деталей замков в процессе бурения, т.е. к обрывам буровой колонны;
- значительный зазор между буровой трубой и стенкой скважины приводит к поперечным колебаниям колонны, к возрастанию потребной мощности и, как следствие, к ограничению частоты вращения и осевой нагрузки.

У труб СБТН: невозможность применения механизированного свинчивания и развинчивания буровой колонны из-за разрушений трубооборотом цилиндрических резьб (из труб ниппельного соединения были внедрены только легкосплавные трубы типа ЛБТН, благодаря введению в резьбовое соединение центрирующих цилиндрических поясков).

Новые легкосплавные трубы (ТБЛ) разработаны взамен труб ЛБТН и, в основном отличаются от них тем, что цилиндрические резьбы с поясками заменены на замковые резьбы с полной унификацией с резьбами стальных труб ТБСУ и утяжеленных ТБУ.

Кроме отмеченных преимуществ новые трубы ТБСУ с приварными замками и ТБЛ имеют более расширенный ассортимент как по диаметрам, так и по толщинам стенок. Замковые резьбы всех типоразмеров труб упрочнены карбонитрацией, что исключает их заедание и отказ труб по причине износа резьб. Поверхность замков и стальных труб упрочнена закалкой с нагревом ТВЧ, сварной шов стальных труб нормализован.

Легкосплавные трубы наиболее эффективны при высокочастотном бурении и преимущественно в условиях малых зазоров со стенками скважины, т.е. применения коронок минимально возможных диаметров для данного размера трубы в условиях малой разработки стенок скважины. При этом, несмотря на то, что трубы ТБЛ на 30 % дороже труб ТБСУ, расход их на 1 м бурения практически одинаков, а механическая скорость и, следовательно, производительность бурения с легкосплавными трубами, существенно выше.

При вращательном бурении скважин поломка соединений, особенно замковых, соединяемых со штангой сваркой трением, происходит в местах наибольшего напряжения (по шву), которые определяются стрелой прогиба буровой колонны в скважине. Следовательно, чем глубже скважина, тем больше стрела прогиба, тем больше напряжения в инструменте. Так как спектр напряжений распределяется по штанге неравномерно – амплитуда его больше у наружного диаметра, чем у внутреннего – то замковые соединения испытывают большую деформацию, чем предлагаемое соединение. Преимущество здесь заключается в том, что ниппель находится полностью внутри штанги, а, следовательно, испытывает напряжения значительно меньшие, чем штанга.

В данном случае поломки можно избежать такими методами: 1) если заменить деформацию перемещением за счет конструкции соединения 2) создать принципиально новую конструкцию бурового станка, которая исключит плечо силы давления податчика или ударника на хвостовую часть штанг. Следует отметить, что в настоящее время большинство моделей буровых станков имеют этот недостаток. Возможно, его можно устранить за счет переноса опор узлов податчика или ударника на одну ось с хвостовиком штанги или хвостовой частью става.

Таким образом, в конструкции бурового инструмента нужно стремиться избегать концентраторов напряжения или заменять деформацию перемещением соединительного элемента относительно штанги при вращательном бурении, а в конструкции буровых станков для устранения плеча изгибающего момента стремиться переносить опору податчика или ударника на одну ось с хвостовиком штанги.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ШТАНГ ПРИ ПРОДОЛЬНОМ УДАРЕ

А.А. Казанцев

Научный руководитель профессор Л.А. Саруев
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

При вращательно-ударном нагружении резьбовых соединений штанг возникают нормальные и касательные напряжения, а также напряжения изгиба.

Максимальные нормальные напряжения в буровой штанге при продольном ударе можно определить по методике, изложенной в работе Ф. Арндта [1].

В случае, если предударная скорость бойка неизвестна, например, при проектировании новых ударных узлов, то формулу Ф. Арндта (для бойка двухступенчатой цилиндрической формы) можно привести к виду

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{2K_1 P_0 A_y S_k}{m_\delta}} * \frac{E_{\text{шп}}}{2a_{\text{шп}}} [1 + g_1 + (1 - g_1^2)g_2], \quad (1)$$

где P_0 – давление сжатого воздуха в сети;

A_y – сечение полости ствола ударного узла;

S_k – ход бойка, представляющий разность между длиной полости цилиндра (за вычетом длины хвостовика инструмента) и длиной ударника;

m_δ – масса бойка;

K_1 – коэффициент потерь энергии, учитывающий степень наполнения цилиндра сжатым воздухом, механические и др. потери при оптимальных режимах работы пневматического ударного узла, который для приближенных расчетов можно принимать равным 0,5... 0,55;

$E_{ум}$ – модуль упругости;

$a_{ум}$ – скорость звука в материале штанги;

$$g_1 = \frac{A_{1\delta} - A_{ум}}{A_{1\delta} + A_{ум}}, \quad (2)$$

$A_{1\delta}$ – сечение первой ступени бойка;

$A_{ум}$ – сечение штанги;

$$g_2 = \frac{A_{2\delta} - A_{1\delta}}{A_{2\delta} + A_{1\delta}}, \quad (3)$$

$A_{2\delta}$ – сечение второй ступени бойка.

Для упрощения расчетов параметров новых пневматических ударных узлов и максимальных напряжений сжатия в буровых штангах при продольном ударе по формуле (1) построены номограммы.

Максимальные нормальные напряжения, возникающие в нарезанной части штанги, в муфте (ниппеле) при вращательно-ударном бурении, можно определить по формулам:

а) в нарезанной части штанги (для бойка двухступенчатой цилиндрической формы)

$$\sigma_{p.ум} = \sigma_{ст} + \sigma'_{ст} + \sigma''_{ст} + \sigma_{дин} = \frac{P}{A_{p.ум}} + \frac{P_{ос}x}{A_{p.ум}} + \frac{xV_{\delta}E_{ум}K}{2a_{ум}}(1 + g_1) + \frac{xV_{\delta}E_{ум}K}{2a_{ум}}[1 + g_1 + (1 - g_1^2)g_2], \quad (4)$$

где $\sigma_{ст}$ – максимальные статические напряжения, возникающие в резьбовой части штанги от действия крутящего момента;

$\sigma'_{ст}$ – максимальные статические напряжения, возникающие в резьбовой части штанги от действия осевого усилия подачи;

$\sigma''_{ст}$ – максимальные статические напряжения, возникающие в резьбовой части штанги при довинчивании штанг в результате нанесения ударов и действия крутящего момента;

$\sigma_{дин}$ – максимальные динамические напряжения, возникающие в нарезанной части штанги при продольном ударе бойка;

P – осевое усилие, возникающее в резьбовом соединении от действия крутящего момента, определяемого по формуле

$$P = \frac{T}{\frac{1}{3}a_1 \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} + \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\Psi + \rho)}; \quad (5)$$

T – внешний крутящий момент;

a_1 – коэффициент трения на опорном торце штанг (принимается $a_1 = 0,2$);

D – наружный диаметр опорного торца штанги;

d – внутренний диаметр опорного торца штанги;

d_{cp} – средний диаметр резьбы;

Ψ – угол подъема винтовой линии;

$\rho = \operatorname{arctg} M$ – приведенный угол трения;

μ – приведенный коэффициент трения в резьбе (для резьбы круглого профиля $\mu = 0,59...0,62$);

$A_{p.ум}$ – сечение в месте резьбы штанги;

$P_{ос}$ – осевое усилие подачи;

$x = \frac{C_{ум}}{C_{ум} + C_n}$ – коэффициент основной нагрузки штанги;

$C_{ум}, C_n$ – соответственно, коэффициенты жесткости штанги и ниппеля (муфты);

$x_1 = 1 - x$ – коэффициент основной нагрузки ниппеля (муфты);

K – коэффициент, учитывающий отношение максимальной силы, определенной опытным путем, к максимальной силе, полученной при расчете. По нашим опытам $K = 0,68...0,73$.

Причем, равенство (4) справедливо при

$$\frac{P_{ос}x_1}{A_{м(н)}} + \frac{x_1V_{\delta}E_{ум}K}{2a_{ум}}(1 - g_1^2)g_2 < \frac{P}{A_{м(н)}}, \quad (6)$$

а) в случае, если

$$\frac{P_{ос}x_1}{A_{м(н)}} + \frac{x_1V_{\delta}E_{ум}K}{2a_{ум}}(1 - g_1^2)g_2 > \frac{P}{A_{м(н)}},$$

максимальные нормальные напряжения в нарезанной части штанги необходимо рассчитывать по формуле

$$\sigma_{p,um} = \frac{P_{oc}}{A_{p,um}} + \frac{V_{\delta} E_{um} K}{2a_{um}} [1 + g_1 + (1 - g_1^2) g_2] \quad (7)$$

б) в муфте или ниппеле (для бойков двухступенчатой цилиндрической формы)

$$\sigma_{M(n)} = (\sigma_{ct}^0 + \sigma_{ct}^{01}) * \gamma = \left[\frac{P}{A_{M(n)}} + \frac{x_1 V_{\delta} E_{um} A_{um} K}{2a_{um} A_{M(n)}} (1 + g_1) \right] \gamma \quad (8)$$

где σ_{ct}^0 – максимальные статические напряжения, возникающие в муфте (ниппеле) от действия крутящего момента;

σ_{ct}^{01} – максимальные статические напряжения, возникающие в муфте при довинчивании штанг в результате нанесения ударов и действия крутящего момента;

$A_{M(n)}$ – сечение муфты (ниппеля);

γ – опытный коэффициент, учитывающий отношение максимальной растягивающей силы, возникающей в ниппеле (муфте) при продольном ударе, к максимальной статической растягивающей силе, возникающей в ниппеле (муфте) при довинчивании буровых штанг в процессе нанесения ударов и действия крутящего момента, полученной расчетным путем.

По нашим опытам коэффициент γ для ниппельного соединения с круглым профилем резьбы равен 0,85, для муфтового соединения с круглым профилем резьбы равен 0,8.

Литература

1. Arndt F. K. Der Schlagablauf in Kolben und Stange beim Schlagenden Bohren // Gluckauf – 1960. – Heft №24. – S.1516 – 1524.

ОХРАНА СОПРЯЖЕНИЙ СКИПОВЫХ СТВОЛОВ С ДОЗАТОРНЫМИ КАМЕРАМИ В СОЛЕВЫХ ПОРОДАХ НА РУДНИКЕ «ИНТЕРНАЦИОНАЛЬНЫЙ» АК «АЛРОСА»

С.А. Куимов

Научный руководитель доцент В.А. Соловьёв

Пермский государственный технический университет, г. Пермь, Россия

Крупнейшая в мире алмазодобывающая компания «АЛРОСА» переходит на подземный способ добычи кимберлитовых руд. В настоящее время она ведет добычу кимберлитовых руд подземным способом на единственном в Российской Федерации подземном руднике «Интернациональный». Ведется строительство подземного рудника «Мир».

Одной из основных и наиболее важных проблем добычи алмазов, связанных с подземным способом разработки кимберлитовых месторождений является проблема обеспечения устойчивости вертикальных стволов и, особенно, их сопряжений с горизонтальными выработками и камерами загрузочных устройств, располагаемых в солевых породах.

В эксплуатационном отношении стволы шахт относятся к долговременным и главным сооружениям в комплексе горных выработок, обеспечивающим связь всех подземных выработок с поверхностью. Поэтому к ним предъявляются повышенные требования по устойчивости стволов в процессе их эксплуатации. Стволы первыми из всего комплекса капитальных выработок испытывают отрицательное влияние высокого горного давления. Основными причинами потери устойчивости стволов являются:

- высокий уровень горного давления на большой глубине;
- несоответствие выбранного типа крепи горно-геологическим условиям;
- неравномерность давления пород на крепь.

В процессе 10 лет эксплуатации стволов на руднике «Интернациональный» и подходящих выработок отмечено интенсивное разрушение монолитной железобетонной крепи. Особенно большую проблему представляет опасность разрушения сопряжения скипового ствола с дозаторной камерой на глубине 801 м.

Задачей данных исследований является разработка мер по предотвращению дальнейшей деформации сопряжения ствола с дозаторной камерой на руднике «Интернациональный».

Закономерности формирования нагрузки на крепь ствола наиболее полно и достоверно можно установить в результате инструментальных наблюдений за смещением контура горных выработок. Для измерения конвергенции и смещения породного массива горных пород окружающих горные выработки используют реперные станции.

Контурные реперные станции состоят из пары реперов, забиваемых при их установке в деревянные пробки, располагаемые в шпурах глубиной около 250 – 300 мм. Измерения конвергенции породного контура и смещения породного массива производят с использованием рулетки ВНИМИ, оснащенной нониусом. Периодичность измерений 3 – 4 раза в год.

Для измерения смещения пород горного массива в глубине предназначены глубинные реперы, закрепляемые в глубине шпура и имеющие гибкую тягу до его устья. В качестве гибкой тяги используют геодезический провод со стальной жилой.

Автор данной публикации совместно с научными сотрудниками ОАО «Галургия» производил инструментальные наблюдения за смещением приконтурных пород горных выработок на Березниковских и Соликамских рудниках.

В работе [4] профессора С.А. Константиновой приводятся результаты инструментальных наблюдений за конвергенцией контура стенок дозаторной камеры скипового ствола на руднике «Интернациональный», которая составляет 17,5 мм/год, что говорит о необходимости принятия мер по предотвращению опасных деформационных процессов, которые неизбежно приведут к необходимости остановки скипового ствола и, соответственно, рудника на капитальный ремонт. Необходимо срочно предпринять профилактические меры по предотвращению дальнейшей деформации сопряжения ствола с дозаторной камерой.

Предотвращение дальнейшего деформирования сопряжения ствола с дозаторной камерой и подходными выработками возможно только по одному известному методу, предложенному профессором П.К. Гаркушиным применительно к рудникам Прикарпатья, приведенное в работах [1, 2, 3]. Данное решение предполагает разгрузку узла сопряжения системой разгрузочных скважин. Применительно к условиям рудника «Интернациональный» данное техническое решение, направленное на прекращение дальнейшей деформации сопряжения стволов с дозаторными камерами включает бурение вокруг них системы разгрузочных скважин. Скважины бурятся в пределах 7 м от ствола.

Автор произвел расчет параметров системы разгрузочных скважин в зависимости от их диаметра, количества, скорости конвергенции боковых пород на сопряжении скипового ствола с дозаторной камерой (17,5 мм/год) и оставшегося срока службы рудника (25 лет). Расчеты показали, что наиболее предпочтительным вариантом является бурение вертикальных деформационных скважин диаметром 250 мм.

Расчет параметров бурения деформационных скважин основывается на равенстве площадей сжатия горизонтального сечения ствола с дозаторной камерой и суммарной площади сжатия поперечного сечения скважин. Результаты расчетов приводятся в таблице.

Для обеспечения сохранности ствола от воздействия ползучести солевых пород на срок 25 лет необходимо пробурить вокруг ствола 100 – 110 скважин диаметром 250 мм. Возможно получить тот же эффект в результате бурения 50 – 60 скважин, но с их повторным разбуриванием через 10 лет эксплуатации ствола. Скважины рекомендуется разбуривать в два ряда по шахматной схеме их расположения.

Таблица

Параметры разгрузки массива скважинами диаметром 250 мм, располагаемых вокруг сопряжения ствола с дозаторной камерой

| | | | | | |
|---|------|-------|-------|-------|-------|
| Общее количество скважин | 38 | 42 | 70 | 80 | 110 |
| Срок службы системы скважин, год | 9,14 | 10,28 | 18,28 | 20,57 | 28,57 |
| Суммарная площадь системы скважин, м ² | 1,86 | 2,06 | 3,43 | 3,93 | 5,39 |

Литература

1. Константинова С.А., Соловьев В.А., Кульминский А.С. Результаты натурных наблюдений за смещением пород в окрестности капитальных выработок // Известия вузов. Горный журнал. – 2005. - № 4.
2. Обручев Ю.С. и др. Охрана вертикальных стволов, сооружаемых в породах, обладающих ползучестью // Шахтное строительство. – 1983. - № 9.
3. Парфенов А.П., Гаркушин П.Г. О сооружении околоствольных выработок на рудниках Калуш-Гольинского месторождения калийных солей // Шахтное строительство. – 1982. - № 3.
4. Тарасов Б.Г. и др. Геомеханические аспекты устойчивости горных выработок на калийном руднике «Пийло» // Шахтное строительство. - 1989. - № 8.

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ НАБРЫЗГБЕТОННОЙ КРЕПИ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК В МЕРЗЛЫХ ПОРОДАХ

В.В. Мярин

Научный руководитель доцент М.М. Иудин
Якутский государственный университет, г. Якутск, Россия

В основу современных методов проектирования и расчета параметров крепи вертикальных стволов положены обобщения результатов аналитических и экспериментальных исследований процессов деформирования породного массива и крепи выработки. Эти обобщения сделаны по принципу совместного деформирования системы крепь выработки – массив горных пород, который дает возможность учитывать влияние различных геомеханических ситуаций, возникающих при эксплуатации вертикальных стволов, на расчет параметров крепи [3].

Кимберлитовая трубка «Интернациональная» открыта в июле 1969 года. Она расположена в 16 км юго-западнее города Мирный. Месторождение трубки "Интернациональная" характеризуется сложными горно-геологическими условиями, не имеющими аналогов в мировой практике. К основным факторам, осложняющим строительство рудника, относятся [4]:

- наличие мощного водоносного комплекса, характеризующегося значительными водопритоками, высокими гидростатическими напорами и содержанием минерализованных токсичных вод;
- наличие ниже водоносного горизонта галогенно-карбонатных пород с чередованием пластов каменной соли и карбонатных пород;
- наличие нефтегазопроявлений и жидких битумов во вмещающих породах, что регламентирует ведение горных работ по специальным мероприятиям газового режима.

В разрезе горизонта выделяются три мощных пласта карбонатных пород под условными номерами 1, 2 и 3. Мощность их колеблется в широком диапазоне от 9 до 39 м.

Физико–механические свойства карбонатных пород: плотность – $2,68 \text{ т/м}^3$; прочность на сжатие – 34 МПа ; прочность на растяжение – 8 МПа ; крепость породы по шкале проф. Протоdjeяконова – $3 - 4$; угол внутреннего трения – 35 град .

К расчетным параметрам набрызгбетонной крепи, как и в монолитных бетонных конструкциях, относится толщина крепи. Особенностью набрызгбетонной крепи является то, что распределение толщины крепи по поперечному сечению весьма неравномерно, на что влияет профиль выработки после ее проведения. Поэтому все существующие методы расчета ориентированы на определение средней толщины крепи. В строительстве горных выработок нашли применение конструкции из набрызгбетонной и анкер–набрызгбетонной крепи. Методы расчета таких конструкций основываются на положениях строительной механики и механики деформируемых тел. Рассмотрим расчет конструкции из анкер–набрызгбетонной крепи. В данной конструкции считаются заданными параметры анкерной крепи, а определению подлежит расчет толщины набрызгбетонного покрытия. Существующие методы расчета толщины покрытия основываются на различных предложениях [1, 2].

Для горно–геологических условий месторождения воспользуемся методикой расчета параметров набрызгбетонной крепи [2].

1. Определяем значение безразмерного параметра $\frac{\gamma H}{R}$; который для данных условий составит

$$\frac{\gamma H}{R} = \frac{2,68 \times 675}{340} = 0,53,$$

где $\gamma = 2,68 \text{ т/м}^3$ – объемный вес; $H = 675 \text{ м}$ – глубина залегания выработки (штрек); $R = 340 \text{ кгс/см}^2$ – прочность вмещающих выработку пород.

2. Устанавливаем размер зоны разрушения пород

$$b = 1,3 \times a \times \left(0,2 \times \frac{\gamma H}{R} - 5,38 \times 10^{-4} \times \tau - \frac{2,96 \times 10^{-2}}{\frac{\gamma H}{R}} - \frac{1,33}{\tau} + 0,21 \right),$$

где $a = 5400 \text{ мм}$ – ширина выработки в черне; $\tau \leq 60 \text{ сут.}$ – период формирования области разрушенных пород вокруг выработки.

$$b = 1,3 \times 5,4 \times \left(0,2 \times 0,53 - 5,38 \times 10^{-4} \times 60 - \frac{2,96 \times 10^{-2}}{0,53} - \frac{1,33}{60} + 0,21 \right) = 1,4 \text{ м}.$$

Общая длина анкера составит

$$l_a = b + l_3 + l_B;$$

где l_3 – длина замковой части анкера, равная $30 - 40 \text{ см}$; l_B – часть анкера, выступающего в выработку ($l_B = 4 \div 5 \text{ см}$).

$$l_a = 1,4 + 0,3 + 0,05 = 1,75 \text{ м}.$$

3. Определяем расстояние между анкерами

$$a_1 = \sqrt{\frac{P}{b \times \gamma \times K_{II}}},$$

где P – несущая способность анкерной крепи; K_{II} – коэффициент перегрузки (согласно СНиП–М.4–65); $K_{II} = 1,5$ для выработок и камер околоствольного двора; $K_{II} = 1,2$ для остальных выработок.

$$a_1 = \sqrt{\frac{4}{1,4 \times 2,68 \times 1,2}} = 0,94 \text{ м}.$$

Принимаем анкер длиной $1,75 \text{ м}$ с опорной плиткой $200 \times 200 \text{ мм}$ ($l = 10 \text{ см}$).

4. Находим необходимую толщину набрызгбетонной крепи, принимая набрызгбетон марки 300, модуль упругости $E_{н.б} = 2,35 \times 10^5 \text{ кгс/см}^2$ $\sigma_p = 10 \text{ кгс/см}^2$,

$$\delta = 0,78 \frac{a_1 \times E_{н.б}}{E_{н.б} + E_{II}} \sqrt{\frac{a_1 \times \gamma}{2 \times \text{tg} \varphi \times \sigma_p} \times \ln \frac{a_1}{l}},$$

где $E_{н.б}$ и E_{II} – модули упругости набрызгбетона и породы.

$$\delta = 0,78 \times 94 \times \frac{2,35}{2,35 + 2,68} \sqrt{\frac{94 \times 0,00268}{2 \times 0,474 \times 10} \times \ln \frac{94}{10}} = 8,3 \text{ см}.$$

Таким образом, по нашим расчетам для данной горной выработки имеем толщину набрызгбетонной крепи равной 9 см , что удовлетворяет геомеханическим условиям месторождения. Набрызгбетонную крепь можно применять самостоятельно или с анкерами исходя из горнотехнических условий. Анкера служат как усиливающий элемент и удерживают слой разрушенных пород, при этом набрызгбетонное покрытие нагружается породными вывалами.

Проведение в массиве мерзлых пород горной выработки приводит к перераспределению напряжения, характер которого обуславливается температурным режимом в зоне теплового влияния выработки, где под действием

температурного градиента возникают температурные деформации горных пород. Поскольку механические свойства мерзлых пород зависят от температуры, то зона теплового влияния одновременно представляет собой и зону с неоднородным распределением механических свойств. В совокупности данные факторы и гравитационная сила являются основными при формировании напряженного состояния в массиве вокруг выработки. Оценка напряжений и деформаций по рекомендациям [3] применительно к набрызгбетонной крепи выработки показывают, что параметры крепи удовлетворяют уровню напряженного состояния в крепи и не превышают допустимые параметры по прочности материала. Исходное напряженное состояние породного массива оценивается 18 МПа. На контуре породного обнажения максимальное напряжение составит 27 МПа, что меньше прочности горных пород на сжатие 34 МПа. Это подтверждает обоснованность применения набрызгбетонной крепи в горной выработке.

Литература

1. Галкин А.Ф., Киселев В.В., Курилко А.С. «Набрызгбетонная теплозащитная крепь», Якутск: изд-во ЯНЦ СО РАН, 1992г. – 164 с.
2. Заславский Ю.З., Мостков В.М. «Крепление подземных сооружений» Москва «Недра», 1979г. – 326 с.
3. Иудин М.М., Петров Е.Е. «Взаимодействие многолетнемерзлого породного массива с крепью вертикального ствола», Якутск: изд-во ЯНЦ СО РАН, 2000 г. – 148 с.
4. Козеев А.А., Изаксон В.Ю., Звонарев Н.К. «Термо- и геомеханика алмазных месторождений», Новосибирск: Сибирская издательская фирма РАН, 1995 г. – 245 с.

РАЗРАБОТКА НОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ШТАНГ ДЛЯ БУРЕНИЯ ОПЕРЕЖАЮЩИХ СКВАЖИН ПРИ ПРОХОДКЕ ТОННЕЛЕЙ И ПРОКЛАДКЕ В НИХ ГАЗОНЕФТЕПРОВОДОВ

А.Л. Саруев

Научные руководители профессор В.Г. Лукьянов, профессор Л.А. Саруев
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

При строительстве газонефтепроводов в гористой местности возникает необходимость в проходке подземных горных выработок для последующей прокладки в них трубопроводов.

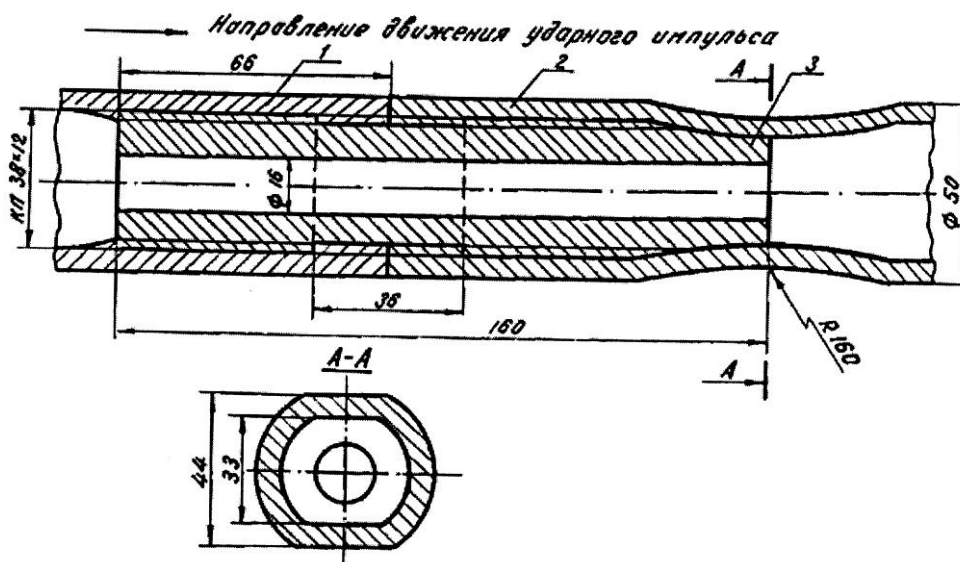
Проведение таких выработок в породах средней крепости и выше обычно осуществляется буровзрывным способом.

В настоящее время для проходки подземных горных выработок выпускают установки, оснащенные перфораторами, которые способны бурить не только шпур, но и опережающие скважины малого диаметра глубиной до 15 метров [1]. При бурении скважин перфораторами энергия удара в виде волны деформации сжатия передается от машины по составным штангам к породоразрушающему инструменту.

С целью повышения скорости бурения скважин в крепких горных породах созданы конструкции мощных ударных узлов. Однако повышение энергии удара ограничивается прочностью бурового инструмента. Недостаточная работоспособность штанг и соединительных узлов приводит не только к необходимости увеличения производства и расхода буровой стали, но и вызывает большие потери времени на замену вышедших из строя штанг. В связи с этим необходимо разработать такую конструкцию соединительного узла, которая позволила бы увеличить работоспособность колонны штанг и повысить производительность труда при бурении скважин.

Следует также учесть, что прохождение ударного импульса через резьбовые соединения штанг с учетом касательных напряжений и деформаций изгиба вызывает сложную интерференцию волн напряжений. Теоретические расчеты не приводят к достоверным результатам ввиду сложности учета всех факторов, определяющих количественную и качественную картину волн напряжений в элементах соединительных узлов буровых штанг. Для выбора рациональных параметров элементов соединений штанг необходима методика расчета максимальных напряжений, возникающих в них при одновременном нагружении става крутящим моментом, осевым усилием подачи и продольными ударами.

Такая методика была разработана на кафедре ТХНГ ИГНД ТПУ [2], что позволило научно обосновать параметры и предложить конструкцию нового ниппельного соединения буровых штанг (рис.), на которое в 2005 году получено положительное решение о выдаче Томскому политехническому университету патента РФ на полезную модель.



**Рис. Предлагаемое (новое) nippleное соединение буровых штанг
(из труб бурильных геологоразведочных)
1, 2 – штанги; 3 – nipple**

Новизну разработанной конструкции соединения штанг кратко можно сформулировать следующим образом.

Резьбовое соединение буровых штанг, состоящее из двух штанг, соединенных между собой nippleм с цилиндрической резьбой, отличающееся тем, что резьба выполнена по всей цилиндрической поверхности nippleа, а конец nippleа, обращенный к забою скважины, имеет дорезьбовую часть с внешней конической поверхностью, который жестко закреплен в буровой штанге посредством радиального обжатия, при этом кромка торца дорезьбовой части nippleа не выступает за пределы наименьшей внутренней окружности отверстия обжатия штанги, на конической поверхности nippleа нанесены неровности, например в виде продольных канавок, бороздок.

Проведенные ранее производственные испытания nippleных соединений штанг подобной конструкции, также разработанной в ТПУ, показали существенные преимущества их по сравнению с муфтовыми соединениями буровых штанг [3].

Литература

1. Плетнев Л.Д., Алексеев В.Ф., Микитась А.П., Глушенко В.С. Новые шахтные бурильные установки // Горный журнал, №10, 1999. – С. 45–46.
2. Саруев А.Л. Динамические процессы в резьбовых соединениях штанг при вращательно–ударном способе бурения: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Томск, 2005. – 20 с.
3. Саруев А.Л., Саруев Л.А., Лукьянов В.Г. Создание и производственные испытания nippleного става штанг малого диаметра для вращательно–ударного бурения веера скважин из подземных выработок: Материалы докладов Шестой Международной научно–практической конференции «Перспективы развития горнодобывающей промышленности» 26–27 мая 1999. – Новокузнецк: Изд–во СибГИУ, 1999. – С. 197–199.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ШТАНГ ПРИ ВРАЩАТЕЛЬНО–УДАРНОМ БУРЕНИИ СКВАЖИН

А.Л. Саруев

Научные руководители профессор В.Г. Лукьянов, профессор Л.А. Саруев
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Работу соединений буровых штанг и их влияние на передачу энергии силового импульса можно проанализировать на основе теоретического описания процесса прохождения импульса через муфтовое соединение (рис.).

Удар бойком по хвостовику става штанг равносильен приложению импульса $P(t)$ в сечении $x = 0$. Длина участка става l_1 (до муфты) и $L - l_2$ (после муфты) предполагается больше длины импульса $P(t)$, чтобы не учитывать влияние концов стержней на работу рассматриваемого соединения.

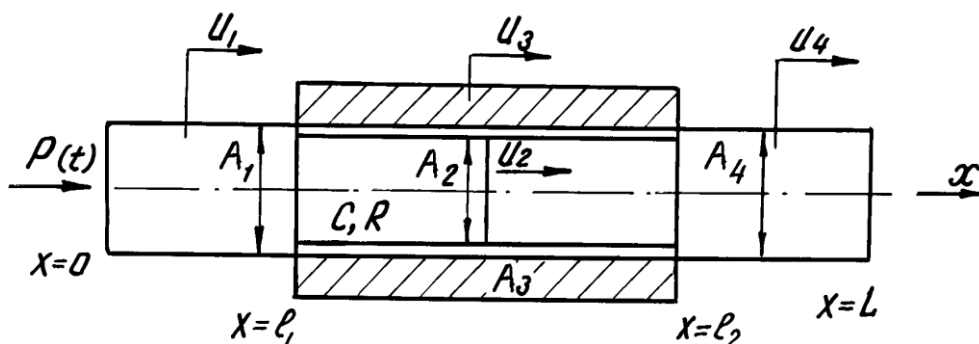


Рис. Принципиальная схема передачи силового импульса через муфтовое соединение буровых штанг

Тогда изучение прохождения импульса через соединение буровых штанг можно свести к решению системы четырёх уравнений в частных производных второго порядка с соответствующими начальными и граничными условиями для каждого из четырех участков (элементов), на которые условно разделили соединение (рис.). При составлении уравнений примем следующие обозначения времени начала прохождения силового импульса через отдельные участки соединения штанг:

$t_1 = 0$ – начало приложения импульсной нагрузки $P(t)$ к торцу штанги в точке $x = 0$;

$t_2 = 0$ – начало передачи импульса в резьбовую часть штанг, внутри муфты;

$t_3 = 0$ – начало передачи импульса из штанги через резьбу в муфту ($t_3 = t_2$);

$t_4 = 0$ – начало выхода импульса из соединения в не нарезанную часть второй штанги.

Уравнение для первой штанги от ударного торца до муфты

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial t_1^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x_1^2}; \quad 0 \leq x_1 \leq l_1; \quad a^2 = \frac{E}{\rho};$$

$$u_1(0, x_1) = 0; \quad \frac{\partial u_1}{\partial t} \Big|_{t_1=0} = 0; \quad -EA_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} = P(t). \quad (1)$$

Уравнение для резьбовых частей штанг внутри муфты

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial t_2^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial x_2^2} - \frac{C}{\rho A_2} (u_2 - u_3) - \frac{R}{\rho A_2} \left(\frac{\partial u_2}{\partial t_2} - \frac{\partial u_3}{\partial t_2} \right);$$

$$0 \leq x_2 \leq l_2;$$

$$u_2 \Big|_{t_2=0} = 0; \quad \frac{\partial u_2}{\partial t_2} \Big|_{t_2=0} = 0; \quad -EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=0} = EA_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=l_1}. \quad (2)$$

Уравнение для муфты

$$\frac{\partial^2 u_3}{\partial t_2^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_3}{\partial x_2^2} - \frac{C}{\rho A_3} (u_2 - u_3) + \frac{R}{\rho A_3} \left(\frac{\partial u_2}{\partial t_2} - \frac{\partial u_3}{\partial t_2} \right);$$

$$0 \leq x_2 \leq l_2;$$

$$u_3 \Big|_{t_2=0} = 0; \quad \frac{\partial u_3}{\partial t_2} \Big|_{t_2=0} = 0; \quad \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \Big|_{x_2=0} = 0; \quad \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2} = 0. \quad (3)$$

Уравнение для части второй штанги, расположенной после соединения

$$\frac{\partial^2 u_4}{\partial t_4^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_4}{\partial x_4^2}; \quad x_4 \geq 0$$

$$u_4 \Big|_{t_4=0} = 0; \quad \frac{\partial u_4}{\partial t_4} \Big|_{t_4=0} = 0; \quad -EA_4 \frac{\partial u_4}{\partial x_4} \Big|_{x_4=0} = EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2}. \quad (4)$$

В приведенных выше уравнениях использовались обозначения:

u_1, u_2, u_3, u_4 – смещения сечений (участков) штанг и муфты;

A_1, A_2, A_3, A_4 – площади поперечных сечений участков штанг и муфты;

a и ρ – соответственно, скорость звука, и плотность материала штанги и муфты;

C – жесткость взаимодействия «штанга – муфта», рассчитанная на единицу длины;

R – эквивалентный коэффициент вязкого трения, рассчитанный на единицу длины.

Для решения уравнений использовано преобразование Лапласа.

В результате получено выражение для определения форм и численных значений параметров силового импульса на выходе из соединения штанг

$$P_{\text{вых}}(t) = 0 \quad \text{при} \quad 0 \leq t \leq \frac{l_2}{a}; \quad \text{и при} \quad t \geq \frac{l_2}{a};$$

$$P_{\text{вых}}(t) = \left(\frac{A_2}{A_2 + A_3} + \frac{A_3 e^{-\frac{l_2 h_1}{a}}}{A_2 + A_3} \right) P_{\text{вх}} \left(t - \frac{l_2}{a} \right) - \frac{A_3}{A_2 + A_3} * \frac{l_2 h_2}{a} \int P_{\text{вх}}(t - \tau) e^{-h_2 \tau} \frac{J_1 \left(h_2 \sqrt{t^2 - \frac{l_2^2}{a^2}} \right)}{\sqrt{t^2 - \frac{l_2^2}{a^2}}} dt, \quad (5)$$

где $J_1(z) = \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \frac{\left(\frac{z}{2}\right)^{2k+1}}{k! \Gamma(k+2)}$ – функция Бесселя первого рода.

Значения эквивалентного коэффициента вязкого трения и коэффициента жесткости взаимодействия «штанга–муфта», рассчитанные на единицу длины, были определены экспериментально на основе полученных на специальном стенде упруго–демпфирующих характеристик резьбовых соединений буровых штанг.

Энергия силового импульса определяется при этом по известной формуле

$$W_{\text{им}} = \frac{a}{EA} \int_0^{t_{\text{им}}} P_{\text{вых}}^2(t) dt.$$

Полученные аналитические зависимости позволили провести компьютерные исследования влияния параметров резьбовых соединений на эффективность передачи силовых импульсов по колонне буровых штанг.

ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ ЩИТОВЫХ ПРОХОДЧЕСКИХ СИСТЕМ

В.Ю. Тимофеев, И.Ю. Забавка

Научный руководитель доцент А.В. Рудаченко

Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Щитовой способ проведения горизонтальных горных выработок применяется в условиях неустойчивых пород (глины, плавунки, обводненные пески), поэтому сопряжен с высокой опасностью для проходчиков. Практика щитовой проходки выработок в сложных горно–геологических условиях обусловила их непрерывное совершенствование и разнообразие конструкций и размеров. Щитовые проходческие системы довольно широко используются в горной промышленности: начиная от микрощитовых проходческих систем диаметром от 250 мм для прокладки трубопроводов, до механизированных щитов диаметром более 10 м для проходки тоннелей метрополитена.

Проходческие щиты разделяют по следующим основным признакам:

- по степени механизации основных производственных процессов – на щиты частично механизированные и механизированные. В щитах первого типа разработку забоя ведут вручную или взрывным способом, а погрузка и транспортировка породы, возведение обделки и передвижка щита механизированы, в щитах второго типа все основные процессы проходческих работ механизированы;

- по площади поперечного сечения проходимой выработки – на щиты малого диаметра (до 3200 мм), среднего диаметра (до 5200 мм) и большого диаметра (свыше 5200 мм);

- по области применения щиты разделяют на предназначенные для проходки в обводненных грунтах, для проходки в сыпучих и малоустойчивых грунтах естественной влажности, для проходки в грунтах с коэффициентом крепости от 0,5 до 5 и для проходки в грунтах с коэффициентом крепости более 5.

Современные щитовые комплексы, производимые в России и за рубежом, обеспечивают выполнение процессов по разработке и креплению лба забоя, погрузке и удалению грунта за пределы комплекса, возведению тоннельных обделок, нагнетанию раствора в заобделочное пространство, а также проходческие щиты оснащают механизмами для погрузки разработанного грунта на конвейер (транспортёр) или непосредственно в вагонетки. В частично механизированных щитах погрузку грунта в вагонетки ведут с помощью погрузочной машины, в щитах малого диаметра – вручную.

В механизированных комплексах щит 2 (рис. 1) имеет рабочий орган 1 для разработки и погрузки породы, конвейер 3 для выдачи породы за пределы щита. Вслед за щитом в сцепе с ним установлен укладчик обделки 4, тоннельный конвейер 5 и другое технологическое оборудование. При проходке в неустойчивых породах исполнительный орган щита наряду с разработкой породы обеспечивает поддержание лба забоя от обрушения.

Основные части частично механизированного щита (рис. 2) ножевое 2 и опорное 1 кольца (в некоторых конструкциях установлено единое ножеопорное кольцо) и оболочка 9, в пределах которой монтируют сборную обделку. После разработки породы, находящейся перед ножевым кольцом, щит при помощи щитовых гидроцилиндров 10, опирающихся на последнее кольцо обделки тоннеля, продвигают вперед, в пространство, освободившееся от породы. После этого штоки гидроцилиндров убирают и в оболочке щита монтируют очередное кольцо обделки. Породу забоя крепят щитами из досок, которые прижимают забойными гидроцилиндрами 7. В пределах опорного и ножевого колец внутреннее пространство щита разделено: горизонтальными перегородками 5 на ярусы и вертикальными перегородками 3 на ячейки. Горизонтальные перегородки имеют выдвижные платформы 4, перемещение которых обеспечивают специальные платформенные гидроцилиндры. Опорное и ножевое кольца щита собирают из стальных элементов, соединяя их болтами подобно тубингам при сборке кольца обделки. Оболочку щита собирают из стальных листов, изогнутых по цилиндрической поверхности. Листы соединяют между собой, а также с опорным кольцом с помощью болтов с потайной головкой.

Микрощиты – щиты небольшого диаметра (250...800 мм) применяются для механизированной безлюдной прокладки трубопроводов. Они применяются при преодолении рек, каналов, водоемов и грунтовых массивов с активными физико-геологическими проявлениями, а также при прокладке коммуникаций под оживленными автотрассами и железнодорожными путями.

Основным элементом комплекса является полый цилиндр 1 (рис. 3), оборудованный роторным исполнительным органом 2. Микрощит в конструктивном исполнении представляет собой результат миниатюризации механизированного щитового комплекса. Конструкция рабочего органа варьируется в зависимости от физико-механических свойств грунта. За щитом располагается обделка микротоннеля. Микрощиты оснащаются оборудованием управления и контроля ведения по трассе. Внутри трубы располагается шнековый транспортер 3, по которому подают грунт и подают его на поверхность.

Для проходки в слабых обводненных грунтах выпускают механизированные щиты с гидравлической и грунтовой пригрузкой забоя. В этих щитах бентонитовый или другой глинистый раствор оказывает противодействие гидростатическому или грунтовому давлению. Одна из конструкций таких щитов представлена на рис. 4. Такие щиты имеют рабочий орган 1, расположенный на планшайбе 2, а также герметичную шлюзовую камеру 4 уплотненную герметиком 9. Такая конструкция обеспечивает надежное уплотнение подвижного соединения между хвостовой частью и конструкцией и контуром выработки. Для обеспечения герметичности требуется жесткий корпус в головной части щита. Жесткость же корпуса обеспечивается щитовыми домкратами 5 и щитовой оболочкой 6. Тюбингоукладчики 7 обеспечивают крепление выработки.

Щитовой комплекс представленный на рис. 5 предназначенся, в основном, для проходки в сыпучих и малоустойчивых грунтах естественной влажности. Комплекс включает в себя: щит 1, экскаваторный исполнительный орган 2, погрузчик 3, портал 4, тубинги 5, перегрузочный конвейер 6, тубингоукладчик 7. Портал 4 служит для монтажа вспомогательного оборудования, в нем укладываются две колеи рельсового пути и закреплен монорельс с тельфером для подачи элементов крепи.

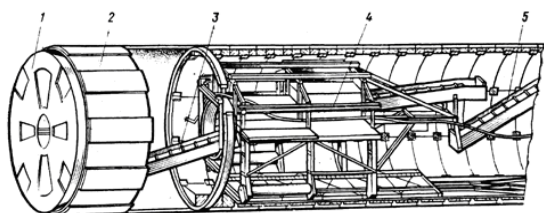


Рис. 1. Механизированный щит

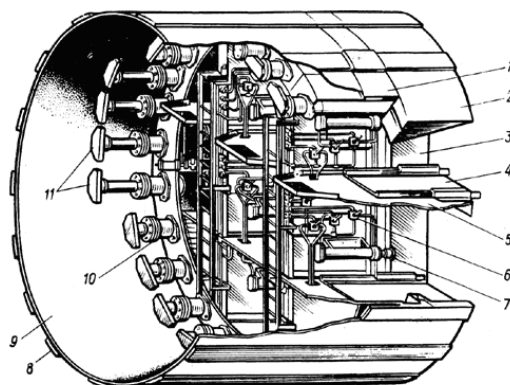


Рис. 2. Частично механизированный щит

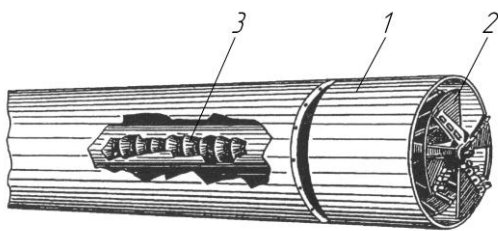


Рис. 3. Микрощит

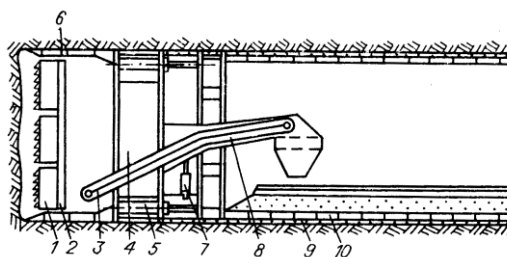


Рис. 4. Проходческий щит с гидравлической пригрузкой забоя

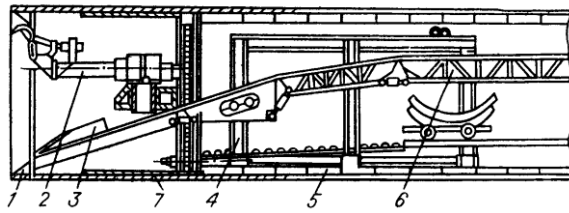


Рис. 5. Проходческий щит для сыпучих пород

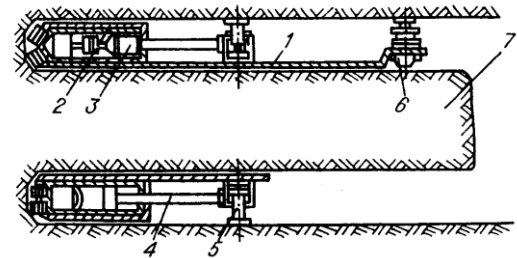


Рис. 6. Проходческий щит для устойчивых пород

В условиях устойчивых или крепких пород применяются кернаобразующие щиты (рис. 6). Исполнительный орган 2 такого щита представляет собой кольцо, на торцевой поверхности которого установлен шарошечный инструмент, который закрепляется на оболочке 1. Вращение исполнительного органа 2 производится от привода 3 через систему зубчатых передач, а его подача – щитовыми домкратами 4. Для придания устойчивости конструкции установлен распорный домкрат 5. Образующийся керна 7 скалывается керноломом 6 или обламывается под собственным весом. Далее керна транспортируется специальным конвейером (на рисунке не показано).

Представленные выше схемы конструктивного строения проходческих щитов наиболее характерны для этого класса машин. Общим недостатком большинства конструкций щитов для проведения горизонтальных горных выработок является довольно малый угол наклона при проведении ими наклонных выработок, также существует возможность заклинивания щита, особенно в неустойчивых породах. Практически все механизированные проходческие щиты имеют загроможденное призабойное пространство (станины, рамы, шлюзы и т.п.).

Одним из актуальных направлений дальнейшего совершенствования конструкций щитов является автоматизация управления и ведения щита по трассе, например при помощи лазерного луча и применение новых схем проходческих агрегатов. Способы ведения по лазерному лучу позволяют в начальных стадиях выявить отклонения и задать корректировку, для исключения трудоемких операций по выравниванию курса щита, что существенно сокращает затраты на сооружение выработки.

ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОГО И НЕУПРУГОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ В ПРОЦЕССЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ

А.В. Шадрина

Научный руководитель профессор Л.А. Саруев
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

При колебаниях упругих систем происходит рассеяние энергии в окружающую среду, а также в материале упругих элементов и в узлах сочленения деталей конструкции. Эти потери вызваны силами неупругого сопротивления – диссипативными силами, на преодоление которых непрерывно и необратимо расходуется энергия колебательной системы. Муфтовое (нипельное) соединение бурильных труб (штанг) можно рассматривать как упругую колебательную систему. Для описания диссипативных сил в нем будем использовать характеристику, представляющую зависимость диссипативной силы от скорости деформации упругого элемента.

Как известно, часто в конструкциях демпферов используют элементы сухого трения, характеристика которого имеет вид

$$F_d = F_{тр} \operatorname{sgn} \dot{x}, \quad (1)$$

где $F_{тр}$ – сила сухого трения.

Во многих случаях разделение полной силы на упругую и диссипативную силы является условным, а зачастую и вообще физически неосуществимым. Последнее относится, прежде всего, к силам внутреннего трения в материале упругого элемента и к силам конструкционного демпфирования, связанного с диссипацией энергии при деформации неподвижных соединений, в том числе резьбовых.

После прохождения импульса через резьбовое соединение бурильных труб последнее не возвращается полностью в исходное напряженное состояние из-за наличия сил неупругого сопротивления в резьбе. Закономерности изменения сил упругого и неупругого сопротивления исследованы на специальном стенде путем нагружения соединений в режиме “сжатие – растяжение”. В результате получены упруго-деформирующие характеристики для четырех типов соединений буровых штанг.

При ударно-вращательном бурении соединения штанг находятся в условиях сложного динамического напряженного состояния. Резьбовое соединение буровых штанг представляет собой упруго-фрикционную систему. При действии на соединение импульса в виде волны деформации происходит смещение штанг относительно муфты. Работа, совершаемая силами трения, определяет основную величину потерь энергии импульса в соединении. Это подтверждается исследованиями, проведенными в лаборатории удара и вибрации ИГД им. А.А. Скочинского и в Японии [2], по передаче энергии удара через соединения буровых штанг, которые показали, что потери энергии ударного импульса происходят по двум причинам:

- а) за счет работы сил трения соединительных элементов о штанги;
- б) за счет отражения волн от мест стыка штанг.

Потери энергии по другим причинам пренебрежимо малы.

Результаты экспериментальных исследований современных конструкций штанг показывают, что за счет сохранения постоянства сечения волновода по длине става отражения волн упругой деформации от соединений штанг

настолько малы, что ими также можно пренебречь. Проведенные эксперименты показали наличие нелинейности восстанавливающих и диссипативных сил.

Разнообразие факторов, влияющих на работу соединения, определяет сложность аналитического определения сил упругого и неупругого сопротивления при динамических нагрузках. Качественный характер изменения сил упругого и неупругого сопротивления при динамических нагрузках возможно проследить при квазистатическом нагружении соединений буровых штанг и выяснить закономерности изменения сил упругого и неупругого сопротивления.

Квазистатическое нагружение соединений штанг осуществлялось на специальном стенде, разработанном в Томском политехническом университете.

Петля гистерезиса снималась фотокамерой с экрана осциллографа.

Исходя из того, что при распространении ударного импульса по стволу штанг имеет место многократная смена знака деформации концов стержня, и волна деформации практически затухает к следующему удару, гистерезисные диаграммы снимались в режиме “сжатие–растяжение”. В результате проведенных опытов получены закономерности изменения сил упругого и неупругого сопротивления для указанных трех типов соединений буровых штанг.

Рассмотрим особенности процесса деформирования соединений штанг по характерным участкам гистерезисной диаграммы.

Перед снятием диаграммы соединение нагружалось крутящим моментом, при этом происходила деформация резьбовых частей штанг и соединительного элемента на величину, определяемую крутящим моментом. В начале цикла, когда сила сжатия меньше сил сцепления в витках резьбы жесткость соединения незначительна (рис. 1). При дальнейшем нагружении происходит сжатие штанг и высвобождение муфты, трение покоя переходит в трение скольжения. Контакты витков оказывают все меньшее влияние на общую жесткость соединения, поэтому участок бв соответствует большей жесткости соединения. В начале процесса разгрузки сила трения имеет нулевое значение и участок вк соответствует жесткости только штанг. В точке к сила сжатия становится равной силе высвобождения муфты, и при дальнейшем уменьшении силы происходит относительное скольжение витков штанг и муфты. При этом появляется сила трения обратного знака. Жесткость соединения уменьшается. Участок аг соответствует неупругой деформации соединения.

Таблица

Параметры штанг и соединительных элементов

| № п/п | Тип соединения | Размеры муфт и ниппелей | | Размеры штанг | | | Тип резьбы |
|-------|----------------|-------------------------|-----------|--------------------|--------------------|-----------|------------------|
| | | диаметр, мм | длина, мм | наруж. диаметр, мм | внутр. диаметр, мм | длина, мм | |
| 1 | Ниппельное, А | 25,5 | 122 | 33,5 | 24 | 1300 | Круглая КП 25x12 |
| 2 | Муфтовое, Б | 42 | 120 | 32 | 8 | 1200 | Круглая КП 31x12 |
| 3 | Муфтовое, В | 52 | 170 | 40 | 16 | 1000 | Круглая КП 38x12 |

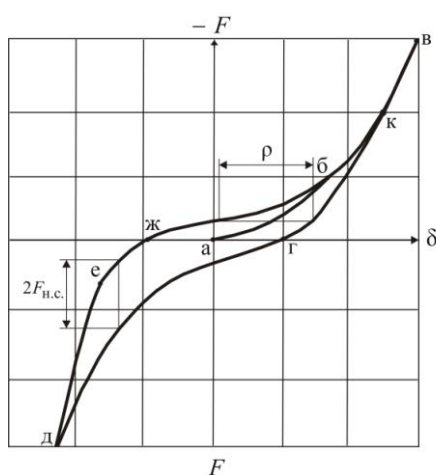


Рис. 1. Гистерезисная диаграмма

При нагружении соединения растягивающей силой происходит растяжение муфты, сила трения в контакте витков увеличивается, и жесткость соединения также растет (участок $зд$). В точке $д$ сила неупругого сопротивления достигает положительного максимума. При смене знака появляется участок $де$, когда в соединении довольно малы относительные перемещения. Причем этот участок тем меньше, чем жестче упругий элемент, соединяющий штанги, то есть чем жестче контакты витков резьбы штанг и муфты. Дальнейшее уменьшение растягивающей силы приводит к возникновению значительных сил трения $F_{н.с.}$ в резьбе. В точке $ж$ растягивающая сила равна нулю. После цикла растяжения наблюдается неупругая деформация соединения на участке $жа$.

В последующем цикле сжатия на участке $жб$ жесткость значительно ниже первоначальной жесткости участка $аб$, вследствие того, что штанги проходят путь $жб$ при смене знака трения в резьбе. Дальнейшее нагружение соединения (кривая $бвкз$) совпадает с начальной кривой нагружения. Цикл заканчивается.

Таким образом, при работе соединений штанг справедлив закон сухого трения, и энергия рассеивается за счет фрикционного взаимодействия контактируемых поверхностей.

Для подсчета средней силы неупругого сопротивления гистерезисная диаграмма разбивалась на определенное количество (12–15) участков вертикальными линиями и расчет производился согласно выражения

$$F_{н.с. \text{ ср.}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_{н.с. \text{ } i} \quad (2)$$

где $F_{н.с. \text{ } i}$ – значение силы неупругого сопротивления на i -ом участке гистерезисной диаграммы; n – число разбиений.

Площадь, ограниченная петлей гистерезиса, выражает энергию Ψ , рассеянную за один цикл деформирования и определяет работу диссипативных сил.

Динамическая характеристика упругодиссипативного элемента, что и представляет собой соединение штанг, имеет вид

$$F(x, \dot{x}) = F_Y(x) + F_D(\dot{x}), \quad (3)$$

где $F_Y(x) = cx$ – линейная упругая составляющая.

Согласно [1] рассеянная энергия для элемента с сухим трением определяется следующим образом

$$\Psi = 4xF_{\text{тр}}. \quad (4)$$

Рассеяние энергии при колебаниях упругодиссипативной системы удобно оценивать с помощью коэффициента поглощения, равного отношению потерянной за цикл энергии Ψ к наибольшему значению потенциальной энергии $W_{\text{п}}$ упругого элемента. При упругой линейной характеристике

$$W_{\text{п}} = \frac{cx^2}{2}, \text{ коэффициент поглощения равен}$$

$$\varphi = \frac{2\Psi}{cx^2}. \quad (5)$$

При отыскании периодических колебаний вида $x = a \cos \omega t$ диссипативные свойства которой заданы изложенным выше способом, исходную динамическую характеристику $F(x, \dot{x})$ заменяют эквивалентной упруговязкой моделью

$$F(x, \dot{x}) \approx cx + R\dot{x}. \quad (6)$$

Этот прием приводит к линейным дифференциальным уравнениям движения, а от них – к системе нелинейных алгебраических уравнений, корни которых дают приближенные значения искомых амплитуд стационарных колебаний.

Коэффициент R эквивалентного демпфирования подбирают так, чтобы исходная и заменяющая схемы обладали одинаковой поглощающей способностью. Из работы [Вибрация ..., 1985] эквивалентный коэффициент сопротивления можно определить по формуле

$$R = \frac{4F}{2\pi\omega}. \quad (7)$$

Были проведены исследования зависимости средней силы неупругого сопротивления от величины приложенного крутящего момента для различных соединений буровых штанг (рис. 2).

Установлено, что при повышении крутящего момента интенсивность роста средней силы неупругого сопротивления для соединений В значительно выше, чем для соединений А и Б. Причем для ниппельного соединения наблюдается максимум этой силы при крутящем моменте около 150 Нм. Это объясняется особенностью силового нагружения контактов резьбы данного соединения, а также направлением поперечных деформаций резьбовых участков штанг при прохождении импульса или приложении внешней силы сжатия. В ниппельном соединении поперечная деформация резьбовых участков штанг направлена от соединительного элемента, а в муфтовых – к соединительному элементу. В результате этого контактное давление и $F_{\text{н.с.}}$ в резьбе ниппельного соединения после определенного значения крутящего момента снижаются. В муфтовом соединении с увеличением приложенного к нему крутящего момента контактное давление и $F_{\text{н.с.}}$ постоянно возрастают.

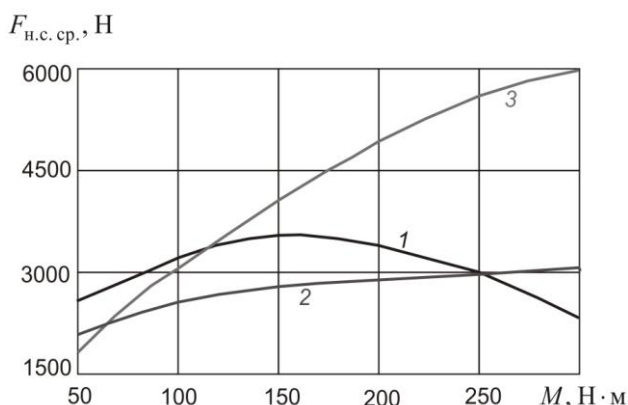


Рис. 2. Зависимость $F_{\text{н.с. ср.}}$ от крутящего момента:
1 – ниппельное (тип А); 2 – муфтовое (тип Б); 3 – муфтовое (тип В)

Литература

1. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В 41 В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под. ред. К.В. Фролова. 1981. – 456 с.
2. Флавицкий Ю.В. Стенд для исследования напряжений в колонне буровых штанг. Научн. сообщ. / ИГД им. А.А. Скочинского, 1963, вып. 22, с. 127 – 141.