УДК 622.233.6

К.П.ХМЫЗНИКОВ
Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ ПОДАЧИ НА БУРОВОЙ ИНСТРУМЕНТ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НАПРАВЛЕНИЯ СКВАЖИН

Рассматривается методика расчета осевого усилия механизма подачи бурового станка при бурении кругового веера отбойных скважин в зависимости от их направления.

In the article the design procedure of axial effort of the feeder of the chisel machine tool is considered at drilling a circular fan chinks depending on their direction.

Основным режимным параметром бурового станка при бурении веера отбойных скважин, определяющим эффективность процесса разрушения, является величина осевого усилия на буровой инструмент. Максимальное осевое усилие должно быть увязано со свойствами разбуриваемой породы и прочностными показателями бурового инструмента, при этом должно учитываться влияние веса бурового става на величину этого усилия.

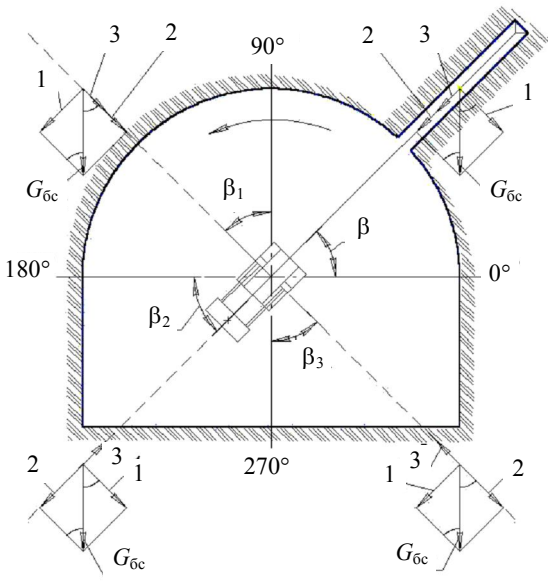


Рис.1. Схема к определению усилия для преодоления веса бурового става и веса подвижных частей бурильной головки
1 – составляющая веса бурового става ($G_{бс}B_i$), создающая силу трения между буровым инструментом и стенками скважины;
2 – составляющая веса бурового става, снижающая или увеличивающая осевое усилие на забой ($G_{бс}A_i$);
3 – сила трения между буровым инструментом и стенками скважины ($G_{бс}B_i\mu$)

Рассматривается методика влияния веса бурового става на величину осевого усилия бурового станка в зависимости от угла наклона буримых скважин.

Максимальное осевое усилие бурового инструмента на забой определяется из условия бурения вертикального веера скважин и зависит от их направления:

$$P_р = P_{б.г} - P_п - P_т - P_{к1} - P_{к2},$$

где $P_{б.г}$ – максимальное усилие, передаваемое на бурильную головку (погружной пневмоударник) приводом механизма подачи; $P_п$ – усилие, необходимое для преодоления веса бурового инструмента и веса подвижных частей станка при бурении, при расчете этой величины учитывается знак тригонометрических функций (рис.1, таблица) в зависимости от направления бурения, т.е. при бурении восходящих скважин остается знак минус, при бурении нисходящих – знак меняется на плюс; $P_т$ – усилие, необходимое для преодоления сил трения штанг о стенки скважины при их вращении и воздействии на них центробежной силы и осевого усилия; $P_{к1}$ – усилие, необходимое для преодоления сил трения в направляющих механизма подачи станка от действия крутящего момента вращателя на буровой став в поперечной плоскости податчика; $P_{к2}$ – усилие, необходимое для преодоления сил

Изменение расчетных тригонометрических функций в зависимости от направления буримых скважин

Углы наклона скважин, град	Преобразования функций для расчетов	Пределы изменения функций в данном квадранте	Условные обозначения тригонометрических функций
β_i = 0-90°	$\sin\beta = \sin\beta$ $\cos\beta = \cos\beta$	От 0 до 1 От 1 до 0	A B
β_i = 90-180° β_1 = 0-90°	$\sin\beta_1 = \cos\beta_1$ $\cos\beta_1 = \sin\beta_1$	От 1 до 0 От 0 до 1	A_1 B_1
β_i = 180-270° β_2 = 0-90°	$\sin\beta_2 = -\sin\beta_2$ $\cos\beta_2 = \cos\beta_2$	От 0 до -1 От 1 до 0	A_2 B_2
β_i = 270-360° β_3 = 0-90°	$\sin\beta_3 = -\cos\beta_3$ $\cos\beta_3 = \sin\beta_3$	От -1 до 0 От 0 до 1	A_3 B_3

трения в направляющих механизма подачи станка от действия крутящего момента вращателя в продольной плоскости податчика.

Вес подвижных частей бурильной машины и бурового инструмента составляет

$$G = G_{бс} + G_{пч},$$

где $G_{бс}$ – вес става буровых штанг и коронки (долота), Н; $G_{пч}$ – вес подвижных частей бурильной головки и узлов ее крепления, движущихся во время бурения по податчику, Н;

$$G_{бс} = n_ш q_ш + q_к + n_м q_м,$$

$n_ш$ – необходимое количество штанг в буровом ставе для бурения скважины заданной глубины, шт; $q_ш$ – вес буровой штанги, Н; $q_к$ – вес коронки (долота), Н; $n_м$ – количество соединительных муфт в буровом ставе (эта величина соответствует количеству буровых штанг в ставе, при этом считается, что первая муфта устанавливается между хвостовиком бурильной головки и первой штангой); $q_м$ – вес соединительной муфты, Н;

$$G_{пч} = G_{бг} + G_{пл} + G_{хом},$$

$G_{бг}$ – вес бурильной головки, Н; $G_{пл}$ – вес устройства для установки бурильной головки на податчике Н; $G_{хом}$ – вес крепежных узлов бурильной головки, например, хомутов для ее крепления на опорной плите, Н.

Буровой станок бурит круговой веер скважин в вертикальной плоскости, т.е. направление скважин может меняться от 0 до 360°. Усилие, необходимое для преодоления веса бурового инструмента и веса подвижных частей, будет изменяться в зависимости от направления скважин. При бурении скважины под углом к горизонту (рис.1) между штангами и стенками возникает сила трения $G_{бс}B_i\mu$, где B_i – значение тригонометрической функции в зависимости от рассматриваемого квадранта, например, в первом квадранте $B = \cos\beta$, во втором $B_1 = \sin\beta_1$, в третьем: $B_2 = \cos\beta_2$ (см. таблицу), μ – коэффициент трения между буровым инструментом и породой.

Между направляющими станка (податчика) и подвижными частями бурильной головки от составляющей этого веса возникает сила трения $G_{пч}B_i\mu_1$, где μ_1 – коэффициент трения между направляющей станка и опорной плитой бурильной головки.

Усилие, необходимое для преодоления веса бурового става,

$$P_1 = G_{бс}A_i + G_{бс}B_i\mu,$$

где A_i – значение тригонометрической функции в зависимости от рассматриваемого квадранта, например, в первом квадранте $A = \sin\beta$, в четвертом $A_3 = (-\cos\beta_3)$.

Усилие, необходимое для преодоления веса подвижных частей,

$$P_2 = G_{пч}A_i + G_{пч}B_i\mu_1.$$

Суммарное усилие, необходимое для преодоления веса бурового става и подвижных частей бурильной головки,

$$P_п = (G_{бс} + G_{пч})A_i + (G_{бс}\mu + G_{пч}\mu_1)B_i.$$

Например, при наклоне скважины под углом 315° к горизонту, четвертый квадрант, $\beta_3 = 45°$; $A_3 = -\cos\beta_3$; $B_3 = \sin\beta_3$:

$$P_п = (G_{бс} + G_{пч})A_i + (G_{бс}\mu + G_{пч}\mu_1)B_i =$$
$$= (G_{бс} + G_{пч})(-\cos 45°) + (G_{бс}\mu + G_{пч}\mu_1)\sin 45°.$$

При бурении штанги находятся под воздействием крутящего момента, продольных сжимающих усилий и центробежных сил отклоняющих став штанг к стенке скважины. Под воздействием этих сил став принимает форму винтовой спирали переменного шага, при этом принимается максимальное усилие на став, которое возникает при бурении нисходящих скважин с учетом веса штанг. Так как глубина взрывных скважин в подземных условиях относительно невелика, можно принять величину шага h постоянной, вычислив его минимальное значение, которое будет соответствовать максимальной сжимающей осевой нагрузке.

Пространственная кривая винтовой спирали става в проекции на вертикальную плоскость выражается уравнением синусоиды, при этом в окончательном виде уравнение шага спирали имеет следующий вид:

$$h^4 + Q\left(\frac{1}{n}\right)^2 \frac{g}{q} h^2 - EJ\left(\frac{2\pi}{n}\right)^2 \frac{g}{q} = 0,$$

где h –шаг спирали, м; Q – осевое усилие при бурении нисходящих скважин с учетом веса бурового става, Н; $Q = G_{бг} - P_п$, знак величины $P_п$ учитывает направление буримых скважин; n – скорость вращения става, об/с; q – вес 1 м штанги, Н/м; g – ускорение силы тяжести, м/с^2; E – модуль упругости металла штанги, Н/м^4; J – экваториальный момент инерции сечения буровой штанги, м^4.

Решая это уравнение относительно h и отбрасывая корни, не имеющие физического смысла, находим длину полуволны l ($l = 0{,}5h$):

$$l = 0{,}5\sqrt{-\frac{Q}{2}\left(\frac{1}{n}\right)^2 \frac{g}{q} + \sqrt{\left[\frac{Q}{2}\left(\frac{1}{n}\right)^2 \frac{g}{q}\right]^2 + EJ\left(\frac{2\pi}{n}\right)^2 \frac{g}{q}}}.$$

Вследствие изгиба бурового става возникает прижатие каждой полуволны к стенке скважины, в результате чего появляется дополнительная сила $Q_н$, величина которой находится из условий, что на балку посередине должна действовать такая сосредоточенная сила, которая вызывала бы прогиб f_1. Исходя из этого, получаем,

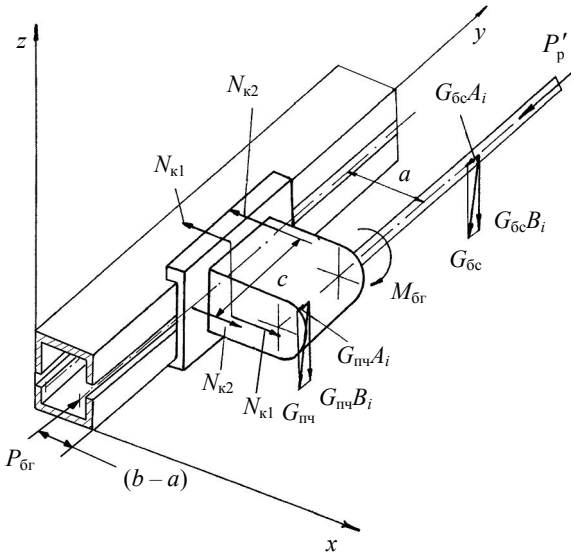


Рис.2. Расчетная схема для определения усилий от действия крутящих моментов на направляющие податчика

$$Q_н = \frac{48 f_0}{l\left(\frac{\pi}{Q} - \frac{l^2}{EI}\right)}.$$

Тогда сила трения равна

$$P_{тр} = \frac{48 f_0 \mu}{l\left(\frac{\pi^2}{Q} - \frac{l^2}{EJ}\right)},$$

где μ – коэффициент трения между буровым инструментом и породой; при $f_0 = 0{,}5D$ и при количестве полуволн в ставе штанг K усилие, необходимое для преодоления силы трения, возникающей при вращении става, будет равно

$$P_т = K P_{тр}.$$

В опорах устройства закрепления бурильной головки на направляющих податчика возникают силы трения, на преодоление которых необходимо усилие

$$P_{к1} = P_{к2} = \frac{2M_{кр}\mu_1}{\delta},$$

где $M_{кр}$ – максимальный крутящий момент, передаваемый от вращателя буровому ставу, Н·м; δ – расстояние между направляющими податчика, м.

На рис.2 представлена схема сил, действующих на бурильную головку в продольной плоскости податчика при бурении.

Усилие $P_{бг}$, составляющие веса бурового става $G_{бс}A_i$ и веса подвижных частей станка $G_{пч}A_i$ создают моменты, от действия которых в направляющих податчика возникают опорные реакции $N_{к2}$, при этом силу трения штанг о стенки скважины не учитываем.

Усилие реакции забоя: $P'_р = P_{бг} - P_п - P_т - P_{к1} - P_{к2}$, так как на данном этапе расчета величина $P_{к2}$ неизвестна, то дальнейший расчет ведем по несколько завышенному усилию $P'_р$ без усилия $P_{к2}$.

Величина опорных реакций $N_{к2}$ определяется из уравнений равновесия моментов рассматриваемой системы сил относительно опор касания плиты бурильной головки с направляющими податчика:

$$\sum M_1 = -N_2 c + P_{бг}(b-a) + (P'_р + G_{бс}A_i + G_{бс}A_i)a = 0;$$

$$\sum M_1^1 = (G_{бс} + G_{пч})B_i a = 0;$$

$$N_{к2} = \frac{P(b-a) + (P'_р + G_{бс}A_i + G_{пч}A_i)a}{c} + \frac{(G_{бс} + G_{пч})B_i a}{\delta},$$

где *a, b, c* – размеры бурильной машины (см. рис.2).

Вычисленные по приведенной методике осевые усилия, что особенно важно для эффективного бурения глубоких скважин кругового веера, позволяют более точно определить необходимые максимальные параметры механизма подачи бурового станка и сопоставить их с допускаемыми нагрузками на буровой инструмент.