

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Клебанов Ф.С., Мартынюк Г.К. Распределение примеси в вентиляционной струе от точечного и линейного источника. «Научные сообщения», №77, Сб. ИГД им. А.А. Скочинского, М., 1970.
2. Б.В. Бокий, А.В. Боровский, Т.В. Бунько, И.Е. Кокоулин. Аэрогазодинамика длинной тупиковой выработки в период подготовки и дегазации выемочного столба // Геотехническая механика: Меж-вед. сб. науч. трудов / Ин-т геотехнической механики НАН Украины им. Н.С. Полякова. – Днепропетровск. - 2002. - Вып. 33. – С. 114-120.
3. Методы расчета распределения концентрации метана в призабойном пространстве / Андрейченко Т.А., Боровский А.В., Волков В.И., Грецингер Б.Е. / ВИНТИ. Сектор теории и методики депонирования научных работ. – Днепропетровск, 1974. – С. 2-4. Рег. № 3020-74. Деп.
4. Справочник по рудничной вентиляции. Под ред. К.З. Ушакова. М., «Недра», 1977. – С. 138.
5. E.M. Airey. Diffusion of firedamp in mine airways "Mining Engr.", № 100, 1969.
6. Н.Б. Варгафтик. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М., 1972. – С. 644.

УДК 622.233.623

Канд. техн. наук В.С. Демченко
(ИГТМ НАН Украины)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ СТАВА СТАНКОВ ДЛЯ БУРЕНИЯ ДЛИННЫХ СКВАЖИН МАЛОГО ДИАМЕТРА

Наведено методику визначення і результати зміни гідравлічного тиску в циркуляційній системі "насосна установка – буровий став – свердловина".

THE ADMISSION CAPACITY RESEARCHING OF THE DRILLING ASSEMBLY FOR DRILLING THE LONG BORE WITH THE NARROW DIAMETER

There are determination method and results of hydraulic pressure variation in the circulation system: "discharging pump – drilling assembly – bore".

Способ выдачи продуктов разрушения в значительной мере определяет эффективность бурения и санитарно-гигиенические условия труда рабочих. При бурении восстающих скважин различного назначения в пластах крутого падения широко применяется способ удаления продуктов бурения под действием собственного веса, отличающийся простотой и надежностью. Недостатком этого способа является ограниченная область применения.

Определенный интерес представляет способ выдачи штыба продувкой, снижающей в газодинамических пластах вероятность выброса угля и газа при бурении. Применение сжатого воздуха для удаления продуктов разрушения вызывает увеличение запыленности шахтной среды, что отрицательно сказывается на санитарно-гигиенических условиях труда.

Проблема пылеподавления при бурении полностью решается в случае удаления бурового штыба водой. Этот способ применяется при бурении скважин различного назначения диаметром 45-120 мм и длиной до 300 м и является наиболее универсальным. Условия промывки водой оказывает существенную роль на скорость бурения. В связи с этим возникает необходимость исследования пропускной способности циркуляционной системы "насосная установка – бур-

вой став – скважина". Проведем исследование циркуляционной системы при бурении буровым станком БЖ45-100Э скважин диаметром 45 мм и глубиной до 150 м. Для промывки используется насосная установка УНР, производительность которой, как показала практика, в этом случае составляет $7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.

Суммарные гидравлические потери циркуляционной системы складывается из потерь в буровых штангах, ниппельных соединениях, затрубном пространстве, коронке и подводящем гибком рукаве.

Потери гидравлического давления в ставе буровых штанг различной длины найдем по формуле из таблицы 19 [1]

$$\Delta P = \lambda \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d_g} \cdot \frac{V^2}{2}, \text{ Па}, \quad (1)$$

где V – скорость движения жидкости в ставе, м/с; γ – объемный вес жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$ (для воды $\gamma=1000 \text{ кг}/\text{м}^3$); λ – коэффициент сопротивления; l – длина става, м; d_g – диаметр отверстия в штанге, м ($d_g=0,024 \text{ м}$).

Скорость движения жидкости (воды) в ставе определим по формуле

$$V = \frac{Q}{S}, \text{ м/с}, \quad (2)$$

где Q – производительность промывочного насоса, $\text{м}^3/\text{с}$ ($7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$); S – площадь отверстия в штанге, м^2 ($4,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$).

Подставив в формулу (2) известные значения составляющих, получим $V=1,7 \text{ м/с}$.

Чтобы определить коэффициент сопротивления, необходимо знать режим движения жидкости в колонне труб. Для этого подсчитаем число Рейнольдса по формуле

$$R_e = \frac{1,274 \cdot Q}{d_g \cdot \nu}, \quad (3)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$ (для воды $\nu=1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Подставив в формулу (3) известные значения составляющих получим $R_e=38390$. Так как число Рейнольдса больше 2200 [2], то в ставе режим движения жидкости является турбулентным. Тогда коэффициент сопротивления определится по зависимости на рис. 2 [1] при относительной гладкости d/Δ равной 300. Здесь Δ – средняя высота неровностей. Из таблицы 22 [1] для стальных бесшовных труб $\Delta = 0,08 \text{ мм}$. При $R_e = 38390$ и $d/\Delta = 300$ коэффициент сопротивления $\lambda = 0,0282$. Подставим в формулу (1) известные значения составляющих и различные длины бурового става. Полученные результаты падения гидравлического давления представлены в таблице 1. Соединитель-

ные ниппели в ставе штанг играют роль насадка. Так как отношение длины проходного отверстия ниппеля к его диаметру больше четырех, то насадок в этом случае считается трубой. Поэтому определим вначале режим движения жидкости через ниппеля с различными диаметрами проходных отверстий. Для этого определим число Рейнольдса по формуле (3). Затем подсчитаем коэффициент сопротивления по формуле Никурадзе из таблицы 4 [1]

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 21g \frac{d}{\Delta}\right)^2} \quad (4)$$

Теперь посчитаем потери гидравлического давления (ΔP_2) на одном ниппеле по формуле (1). Причем скорость движения жидкости v_n через ниппель определим по формуле (2). Все результаты сведены в таблицу 2.

Таблица 2 – Значения величин полученных по формулам (1), (2), (3)

Расчетные величины	Диаметр проходного отверстия ниппеля, мм							
	7	8	9	10	11	12	13	14
Число Рейнольдса, Re	126138	110371	98108	88297	80270	73581	67921	63069
Режим движения жидкости	турбулентный	турбулентный	турбулентный	турбулентный	турбулентный	турбулентный	турбулентный	турбулентный
Относительная гладкость $\frac{d}{\Delta}$	88	100	113	125	138	150	163	175
Скорость движения жидкости, v_n , м/с	18,2	13,9	11	8,9	7,4	6,2	5,3	4,6
Потери давления на ниппеле, ΔP_2 , Па	37814	18434	9680	5557	3358	2107	1367	946

Проведем расчет потерь гидравлического давления для буровых ставов соединенных ниппелями с диаметрами проходных отверстий d_n , равными 7, 9 и 11 мм. Примем при этом длину бурильной колонны трех размеров 30,90 и 150 м, учтем количество ниппелей, приходящихся на эти длины, и суммарные потери гидравлического давления на них. Проведем также расчет потерь гидравлического давления для буровых ставов длиной 150 м, соединенных шпинделями с диаметрами проходных отверстий, равными 8, 10, 12, 13, 14 мм. Результаты приведены в таблице 1.

Для расчета потерь гидравлического давления в кольцевой щели между бурильными трубами и стенками скважин определим режим движения в ней жидкости. Для этого вычислим число Рейнольдса по формуле

Таблица 1 – Расчетные значения потерь гидравлического давления в циркуляционной системе "насосная установка – буровой ствол – скважина"

Расчетные величины	Диаметр проходных отверстий ниппелей, мм															
	7		8		9		10		11		12		13		14	
	30	90	150	150	150	30	90	150	150	150	30	90	150	150	150	150
Потери гидравлического давления в ставе без учета потерь в ниппелях, МПа.	0,05	0,15	0,25	0,25	0,05	0,15	0,25	0,25	0,25	0,05	0,15	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Количество ниппелей в ставе	22	65	108	108	22	65	108	108	108	22	65	108	108	108	108	108
Суммарные потери давления на ниппелях, МПа.	0,83	2,46	4,08	1,99	0,21	0,63	1,05	1,05	0,6	0,074	0,22	0,36	0,23	0,15	0,15	0,102
Потери гидравлического давления в кольцевой щели, МПа.	0,33	0,98	1,63	1,63	0,33	0,98	1,63	1,63	1,63	0,33	0,98	1,63	1,63	1,63	1,63	1,63
Потери гидравлического давления в подводящем рукаве, МПа.	1,44															
Потери гидравлического давления на буровой коронке, МПа.	1,49															
Общие потери гидравлического давления в циркуляционной системе (насосная установка - буровой ствол – скважина), МПа.	4,14	6,52	8,89	6,8	3,52	4,69	5,86	5,41	5,41	3,38	4,28	5,17	5,04	4,96	4,91	4,91

$$R_e = \frac{(D - d_n) \cdot v_k}{\nu}, \quad (5)$$

где D – диаметр скважины, м (0,045 м); d_n – наружный диаметр бурильной трубы, м, (0,032 м); v_k – скорость движения жидкости в кольцевой щели, м/с.

По экспериментальным данным кинематическая вязкость воды ν после промывки скважины, при бурении углей, составляет в среднем $\nu=0,315 \cdot 10^{-4}$. Скорость движения жидкости в кольцевой щели определим по формуле

$$v_k = \frac{4 \cdot Q}{\pi(D^2 - d_n^2)}, \text{ м/с} \quad (6)$$

Подставив в формулу (6) известные значения получим $v_k=0,89$ м/с. В этом случае число Рейнольдса определим по формуле (5) и оно составит $R_e=327$. Так как $327 < 1100$, то согласно таблицы 20 [1] поток в щели является ламинарным и коэффициент сопротивления определится по формуле из таблицы 24 [1]

$$\lambda_1 = c \frac{75}{R_e}, \quad (7)$$

где c – коэффициент формы.

При отношении $d/D=0,7$ $c=1,49$. Тогда $\lambda_1=0,342$. Посчитаем падение давления в кольцевой щели длиной 30, 90 и 150 м по формуле

$$\Delta P_3 = \lambda \rho \cdot \frac{L}{(D - d_n)} \cdot \frac{v_k^2}{2}, \text{ Па} \quad (8)$$

Полученные результаты приведены в таблице 1.

Значительное падение гидравлического давления происходит в коронке при прохождении жидкости через ее промывочное отверстие. Отверстие в коронке служит своеобразной диафрагмой в буровом ставе. В этом случае падение гидравлического давления определится по формуле

$$\Delta P_0 = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v_c^2}{2}, \text{ Па}, \quad (9)$$

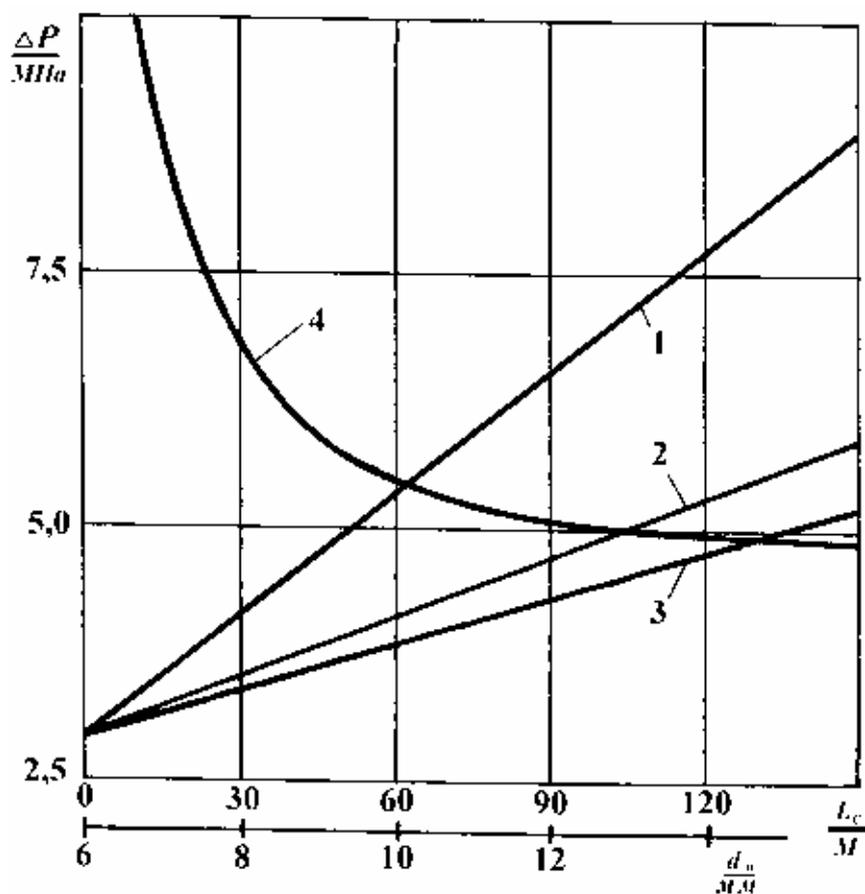
где ξ – коэффициент потери. При $S_1/S = 0,04$, $\xi=1050$. Здесь S – площадь отверстия буровой трубы, $S = 4524 \text{ мм}^2$; S_1 – площадь отверстия в коронке, $S_1=19,635 \text{ мм}^2$. Подставим значения составляющих в формулу (9) и получим $\Delta P_0=1,49$ МПа.

Вода для промывки подается от насосной установки к буровому ставу по

гибкому рукаву высокого давления с условным проходом $d_y=16$ мм и длиной до 10 м. Скорость движения жидкости в рукаве определим по формуле (2) и она составит 3,48 м/с. Для новых рукавов коэффициент сопротивления λ принимается 0,38. Падение гидравлического давления в рукаве, вычисленное по формуле (1), составляет 1,44 МПа. Результат приведен в таблице 1.

По данным таблицы 1 построим зависимости потерь гидравлического давления в циркуляционной системе "насосная установка – буровой став – скважина" от длины бурового става с различными диаметрами отверстий соединительных шпинделей и от диаметра отверстий ниппелей для става длиной 150 м.

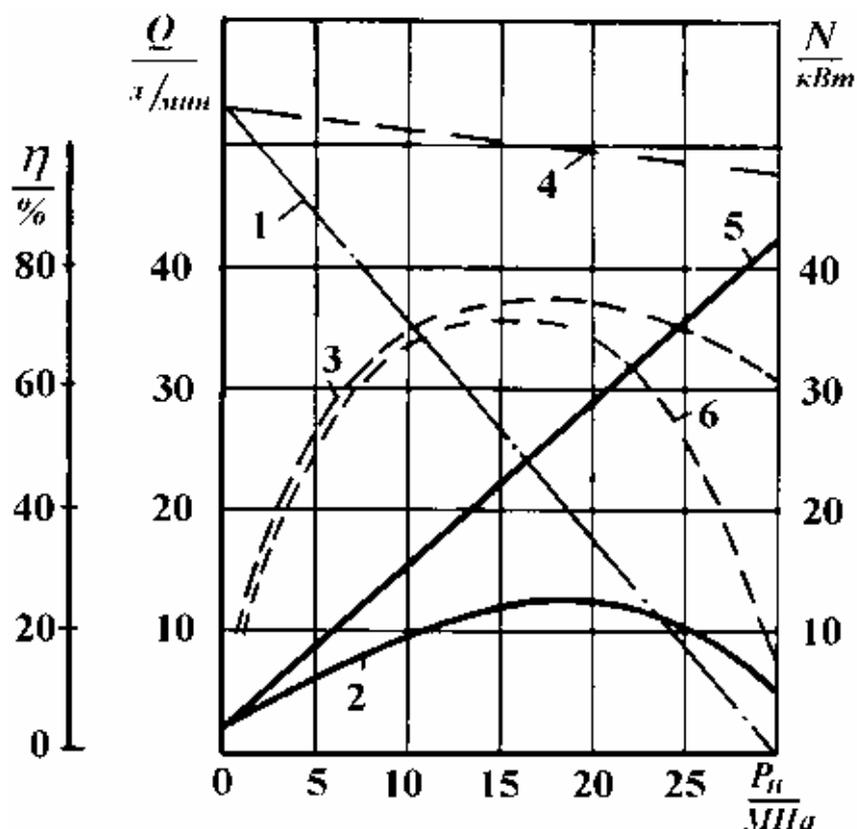
Анализ полученных зависимостей показал, что применение в буровом стае соединительных шпинделей с диаметром проходных отверстий менее 8 мм приводит к резкому падению гидравлического давления. Например, при использовании соединительного ниппеля с диаметром проходного отверстия 7 мм, падение гидравлического давления в стае составляет около 9 МПа [3]. Это вызывает, в свою очередь, уменьшение расхода насосной установки с регулируемой производительностью до 37 л/мин (рис. 1).



1 – $d_{II} = 7$ мм; 2 – $d_{II} = 9$ мм; 3 – $d_{II} = 11$ мм; 4 – зависимость потерь гидравлического давления от диаметра проходного отверстия ниппеля для скважины длиной 150 м

Рис. 1 – Зависимости потерь гидравлического давления в циркуляционной системе "насосная установка–буровой став–скважина" от длины скважины при расходе жидкости $Q=7 \cdot 10^{-4}$ м³/с (42 л/мин) с различным диаметром проходного отверстия ниппеля (d_{II})

Если использовать для промывки насосную установку УНР с нерегулируемой производительностью, то при падении гидравлического давления до 9 МПа значительно возрастает потребляемая мощность – до 14 кВт (рис. 2).



1, 2, 3 – с регулируемой производительностью;
4, 5, 6 – с нерегулируемой производительностью
Рис. 2 – Зависимости расхода жидкости, мощности, КПД
от давления насосной установки УНР

В первом случае ухудшаются условия промывки, что приводит к уменьшению скорости бурения. Во втором случае увеличиваются затраты на бурение скважины. Поэтому, при проектировании става буровых станков для бурения скважин малого диаметра, желательно предусматривать соединительные ниппеля с диаметрами проходных отверстий больше 8 мм, конструкцию коронки с возможно большим диаметром промывочного отверстия, подводящие гибкие рукава по возможности меньшей длины и большим диаметром условного прохода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Баблин Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин. – М.: Недра, 1973. – 502 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика/ Справочное пособие. - М.: Машгиз, 1963. – 696 с.
3. Демченко В.С. Обоснование параметров и создание машин для бурения длинных увлажнительных скважин: Дисс. канд. техн. наук. – Днепропетровск, - 1993. – 188 с.