

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ БУРЕНИЯ УЧАСТКОВ
СТАБИЛИЗАЦИИ ЗЕНИТНОГО УГЛА**
DRILLING SITES PARAMETERS OPTIMIZATION FOR STABILIZATION
OF ZENITH ANGLE

М. В. Двойников, П. А. Блинов, В. А. Морозов

M. V. Dvoynikov, P. A. Blinov, V. A. Morozov

Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург

Ключевые слова: бурение скважин; винтовой забойный двигатель; колебания
Key words: drilling of the wells; screw downhole motor; vibration

Увеличение добычи нефти и газа напрямую связано с разработкой новых шельфовых месторождений, предусматривающих в основном бурение скважин с морских платформ, либо их проводку со стационарных наземных буровых установок, расположенных вблизи береговой линии. Бурение с береговой линии шельфа обуславливает наличие сложно построенных профилей, траектории которых могут содержать несколько искривленных участков, а также участки стабилизации зенитного угла (тангенциальные) большой протяженности.

Проводку тангенциальных участков с применением только винтовых забойных двигателей (ВЗД) затруднительно. Причинами этому являются большие трения между трубами и стенками скважины сопровождающиеся, как правило, не возможностью доведения нагрузки на долото. Технологическим решением данной проблемы является периодическое или постоянное вращение бурильной колонны (БК) ротором, либо верхним приводом — комбинированный метод вращательного способа бурения.

В процессе бурения скважины, например на участках стабилизации зенитного угла, в БК совместно с ВЗД, возникают различные колебания и вибрации, которые могут вызывать повреждения её элементов, а также отвороты и изломы компоновки низа бурильной колонны (КНБК). Среди основных форм колебаний БК и КНБК можно выделить:

- осевые, вызванные работой долота и пульсацией бурового раствора в камерах ВЗД;
- крутильные, обусловленные вращением БК и представленные динамикой работы упругодеформированного стержня;
- поперечные биения корпуса ВЗД, вызванные конструктивными особенностями героторного механизма.

Поперечные колебания ВЗД возникают вследствие эксцентричного расположения оси ротора двигателя относительно оси статора и совершаемого им вокруг последнего — планетарного (переносного) движения [1].

С целью более детального анализа колебаний БК и ВЗД при их совместной работе, недопущения совпадения их частот требуется определение оптимальных параметров вращения верхнего привода и вала ВЗД.

Частота вращения БК, имеющей определенные геометрические параметры, упругие свойства, а также соотношение длин БК и КНБК определяет частоты собственных колебаний до наступления резонанса.

Необходимо отметить, что частота поперечных колебаний при углублении участка стабилизации изменяется обратно пропорционально силе трения КНБК и БК, а частота крутильных колебаний прямо пропорциональна амплитуде.

В связи с этим, рассмотрим два варианта расчета крутильных колебаний БК. Первый вариант: начало бурения тангенциального участка, где трения о стенки скважины минимальны. Второй — крутильные колебания инструмента после углубления некоторого интервала.

Во втором случае вращение большей части КНБК и БК в наклонном участке будет рассчитываться с учетом силы трения от 0,2 до 0,3.

Известно, что автоколебания определяются жесткостью системы БК и КНБК и моментами ее инерции.

Частоту собственных крутильных колебаний БК и КНБК с учетом жесткости элементов можно определить по формуле [2]

$$f = \frac{1}{T}, \quad (1)$$

где $T = \frac{2\pi}{\omega}$ — период крутильных колебаний, с.

Циклическую скорость БК рассчитываем, исходя из жесткости БК и КНБК, с учетом наружных и внутренних диаметров инструмента:

$$\omega = \sqrt{\frac{C_{\text{БК}} \cdot (J_{\text{БК}} + J_{\text{КНБК}})}{J_{\text{БК}} \cdot J_{\text{КНБК}}}}, \quad (2)$$

где $J_{\text{КНБК}} = l_{\text{КНБК}} \cdot q_{\text{КНБК}} \frac{(d_{\text{н.КНБК}}^2 - d_{\text{в.КНБК}}^2)}{8}$, $J_{\text{БК}} = l_{\text{БК}} \cdot q_{\text{БК}} \frac{(d_{\text{н.БК}}^2 - d_{\text{в.БК}}^2)}{8}$ — момент инерции

КНБК и БК, $C_{\text{КНБК}} = \frac{\pi \cdot G_{\text{сдв}} \cdot (d_{\text{н.КНБК}}^4 - d_{\text{в.КНБК}}^4)}{32 \cdot l_{\text{КНБК}}}$, $C_{\text{БК}} = \frac{\pi \cdot G_{\text{сдв}} \cdot (d_{\text{н.БК}}^4 - d_{\text{в.БК}}^4)}{32 \cdot l_{\text{БК}}}$ — жесткость

КНБК и БК соответственно, $G_{\text{сдв}}$ — модуль сдвига материала инструмента,

$l_{\text{БК}}$, $l_{\text{КНБК}}$ — длины БК и КНБК, $q_{\text{БК}}$, $q_{\text{КНБК}}$ — вес 1 метра БК и КНБК [3, 4].

Были заданы условия бурения участка стабилизации скважины в интервале 500 м после набора зенитного угла 20 град. Бурильная колонна представлена диаметром 127 мм. Толщина стенки варьировалась от 9 до 16 мм, с весом 1 метра от 200 до 300 Н.

Компоновка низа бурильной колонны представлена винтовым забойным двигателем ДГР 178.7/8.37 и УБТ — 36 м и весом 1 метра от 600 до 1200 Н.

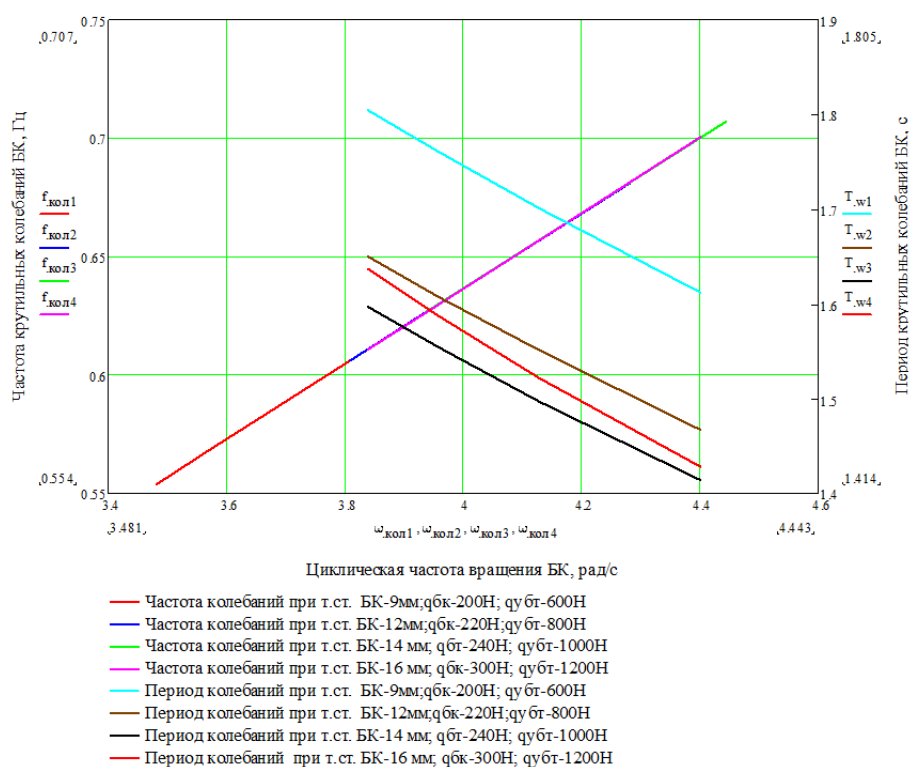


Рис. 1. Зависимость частоты и периода крутильных колебаний БК от циклической ее скорости при бурении наклонно направленного участка скважины в интервале 500 м

Результаты расчетов (рис. 1) показали, что циклическая частота ω в зависимости от толщины стенки труб и веса 1 метра БК и КНБК изменяется от 3,5 до 4,5 рад/с, а частота крутильных колебаний от 0,55 до 0,72 Гц.

Расчет частоты крутильных колебаний после углубления интервала более 50 м производится по формулам, связывающим силы трения БК о стенки скважины (от 0,2 до 0,3) с амплитудой поперечных колебаний. Амплитуда поперечных колебаний для КНБК условно равна амплитуде поперечных колебаний корпуса ВЗД.

В общем случае крутильные колебания в наклонном участке с учетом трения определяются по формуле [5, 6]

$$f_{mp} = k \cdot N_1 \frac{\partial U}{\partial t} \ell \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial U}{\partial t}\right)^2 + \left(R \frac{\partial \phi}{\partial t}\right)^2}, \quad (3)$$

где f_{mp} — сила трения БК о стенки скважины; k — коэффициент трения; N_1 — сила нормальной реакции стенок, действующая на 1 м колонны; U — смещение сечения колонны в момент времени t ; ℓ — длина наклонного участка; R — нагрузка на долото.

$$k_{виб} = k - \frac{c \cdot A \cdot l}{N_1}, \quad (4)$$

где $k_{виб}$ — коэффициент трения при наложении вибрации; c — коэффициент упругости грунта; A — амплитуда колебаний.

Ранее было отмечено, что при бурении с ВЗД и с одновременным вращением буровой колонны на участках стабилизации имеют место собственные колебания винтового двигателя и вынужденные поперечные колебания КНБК и БК. Наложение этих колебаний приводит к резонансу, который способствует скачкообразному росту амплитуды поперечных колебаний КНБК и БК, что приводит к преждевременной поломке оборудования и отвороту элементов инструмента.

Для определения данного эффекта, обуславливающего совпадение частот колебаний БК и ВЗД, приводящего к дополнительному резонансу системы были проведены экспериментальные исследования, направленные на изучение поперечных биений корпуса героторного механизма ВЗД на разных режимах его эксплуатации.

Уровень крутильных колебаний двигателя, влияющих на устойчивость его работы, зависит от инерционных $F_{ин}$ и гидравлических F_r сил действующих на ротор

$$F_{ин} = m z_2^2 \omega^2 e, \quad (5)$$

$$F_r = \frac{M_{инд}}{e z_1}, \quad (6)$$

где $M_{инд}$ — индикаторный момент, $M_{инд} = M_{инд} - M_c$ (M_c — момент механических сопротивлений); e — эксцентриситет; z_1, z_2 — количество зубьев статора и ротора; m — масса ротора; ω_p — угловая скорость ротора.

В качестве основных регулирующих технологических параметров оптимизации осевых и поперечных колебаний, являются нагрузка на долото и расход бурового раствора. При бурении определенных интервалов скважины, как правило, расход бурового раствора остается постоянным и определяется из трех условий: необходимой скорости восходящего потока в кольцевом пространстве для выноса выбуренной породы; качественной очистки забоя; характеристик ВЗД.

Выше было отмечено, что ось ротора вращается вокруг собственной оси, а также совершает переносное движение вокруг оси статора направленное против часовой стрелки. Необходимо отметить, что частота переносного (планетарного) вращения оси ротора относительно оси статора выше частоты вращения ротора вокруг собственной оси [7].

Частота вращения переносного вращения ротора, определяющая частоту вибрации корпуса определяется как

$$\omega_{\Pi} = z_2 \cdot \omega_p, \quad (7)$$

где z_2 — число зубьев ротора; ω_p — частота вращения ротора вокруг собственной оси (частота вращения долота), с^{-1} .

При эксплуатации ВЗД, а именно его запуске и последующем нагружении появляется перекашивающий момент, приводящий к нарушению пространственной ориентации (перекосу) ротора, неравномерности его вращения, образованию в рабочих органах (РО) дополнительных натягов и зазоров обуславливающих появление дополнительных вибраций.

В общем виде перекашивающий момент равен

$$M_{\Pi} = \frac{P \cdot D \cdot t^2}{4\pi}, \quad (8)$$

где D — диаметр статора по впадинам зубьев (средний диаметр ротора), м; P — перепад давления в двигателе, МПа; t — шаг ротора, м.

Также следует отметить, что дополнительным источником вибрации в двигателе является пульсация межвитковых перепадов давления, приводящая к продольным осевым колебаниям героторного механизма. Поперечные и продольные колебания, обусловленные отмеченными выше причинами их возникновения, распределяются по всей длине двигателя. Причем визуально было замечено, что на разных режимах работы двигателя максимальная и минимальная амплитуда биений распределяется вдоль корпуса неравномерно.

Более детальное изучение неравномерности распределения колебаний корпуса выполнялось на стандартном горизонтальном стенде, предназначенном для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей [8]. Дополнительно на двигателе, закрепленном на стенде, устанавливались датчики замера вибрации. Информация с датчиков поступала в общий блок контроля и управления параметрами гидродвигателя. На рис. 2 представлена схема испытательного стенда ВЗД.

Подготовка стенда, исследование энергетических характеристик двигателя ДГР-178.7/8.37 с одновременным замером биений корпуса производились следующим образом. Датчики измерения вибрации (согласно схеме 10, 11, 12) устанавливались в трех точках двигателя. Два датчика — в верхней и средней части силовой секции, а третий в верхней части шпинделя (месте соединения шарнира).

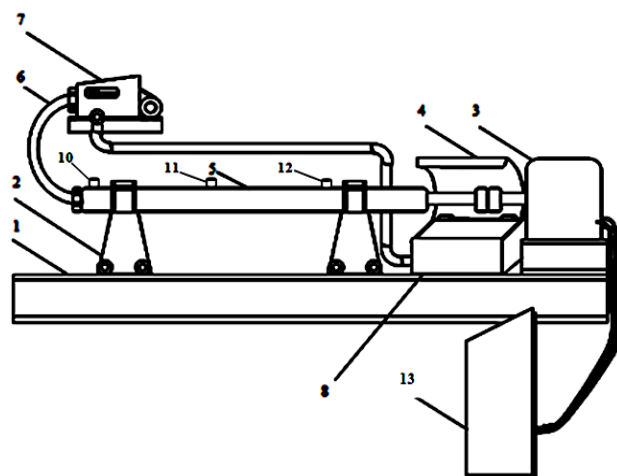


Рис. 2. Горизонтальный стенд для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей:

- 1 — установочная база;
- 2 — зажимы; 3 — тормоз;
- 4 — гидротбойник;
- 5 — ВЗД;
- 6 — трубопроводы;
- 7 — насос;
- 8 — приемная емкость;
- 10, 11, 12 — датчики измерения вибрации;
- 13 — программный комплекс (блок контроля и управления)

Измерения энергетических характеристик и биений корпуса производились от начала запуска двигателя (частота вращения от 0 до 1 с^{-1}) до максимальной частоты вра-

щения вала — 5 с^{-1} (300 об/мин). В процессе испытаний поддерживался постоянный расход жидкости — $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$. При достижении частоты вращения вала 5 с^{-1} создавался момент сопротивления тормозом 3, приводящий к полной остановке двигателя.

На рис. 3 представлена зависимость изменения амплитуды колебаний корпуса двигателя от момента и частоты вращения вала.

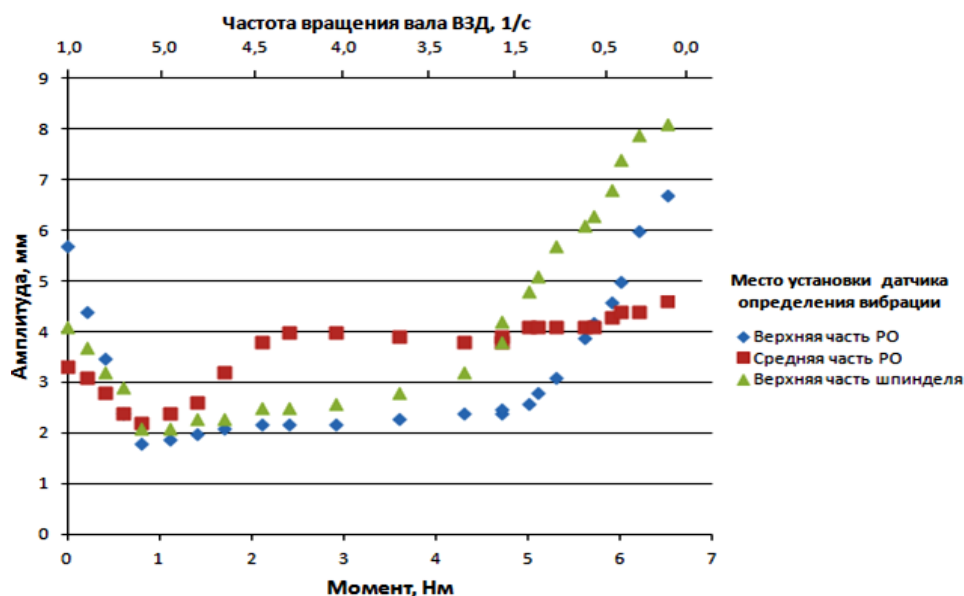


Рис. 3. Изменение амплитуды колебаний корпуса двигателя от момента и частоты вращения вала ВЗД

Анализ результатов исследований показал, что в начале запуска двигателя в работу максимальная амплитуда биений приходится на верхнюю часть двигателя и составляет 5,8 мм, при этом в средней и шпиндельной частях амплитуда не более 4 мм. Причиной в данном случае является перекашивающий момент, действующий на РО при заполнении рабочих камер [9].

В процессе увеличения частоты вращения от $1,0$ до $5,0 \text{ с}^{-1}$ без создания дополнительного момента (торможения) сопротивления на валу происходит снижение амплитуды колебаний во всех точках установки датчиков до 2–1,8 мм. Далее, создание дополнительного момента до $4,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ приводит к повышению амплитуды биений в средней части двигателя и составляет 3,8 мм. Частота вращения вала снижается до $3,5 \text{ с}^{-1}$ (210 об/мин), что составляет 30 % от работы двигателя в режиме холостого хода. При этом колебания верхней и шпиндельной секции остаются практически без явных изменений в пределах 2–2,5 мм. В данном случае двигатель находится в оптимальном режиме эксплуатации. С увеличением момента с $4,5$ до $6,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ двигатель входит в тормозной (экстремальный) режим работы. Частота вращения снижается до $0,5$ (30 об/мин).

В результате происходит интенсивный рост амплитуды биений в верхней и шпиндельной частях ВЗД от 6,8 до 8 мм. При этом колебания средней части изменились не значительно с 3,8 до 4,5 мм. Увеличение амплитуды колебаний в шпиндельной секции обусловлен ростом величины перекашивающего момента, приводящего к изменению эксцентриситета в РО, вызванного взаимодействием шарнира и элементов шпинделя, в том числе работой резинометаллической опоры.

В табл. 1 представлены значения частоты поперечных колебаний корпуса ВЗД в зависимости от заходности РО и частоты вращения вала двигателя.

Таблица 1

Частота поперечных колебаний ВЗД

Частота вращения вала двигателя, об/мин	Заходность ВЗД				
	4/3	5/4	6/5	8/7	10/9
	Частота колебаний корпуса, Гц				
20	1	1,33	1,67	2,33	3
40	2	2,67	3,33	4,67	6
60	3	4,00	5,00	7,00	9
80	4	5,33	6,67	9,33	12
100	5	6,67	8,33	11,67	15
120	6	8,00	10,00	14,00	18
140	7	9,33	11,67	16,33	21
160	8	10,67	13,33	18,67	24
180	9	12,00	15,00	21,00	27
200	10	13,33	16,67	23,33	30
220	11	14,67	18,33	25,67	33
240	12	16,00	20,00	28,00	36
260	13	17,33	21,67	30,33	39

Для исключения возможности возникновения наложения автоколебаний БК и поперечных биений корпуса ВЗД, например, циклической частоте БК в интервале бурения 500 м (рис.1), рассчитанной с учетом конкретных параметров длин и габаритов инструмента, а также коэффициентов трения от 0,2 до 0,3 рекомендуется придерживаться следующих соотношений угловых скоростей вращения верхнего привода и вала ВЗД. Минимальная допустимая частота вращения вала ВЗД при бурении участков стабилизации зенитного угла на других глубинах скважины представлены в табл. 2.

Таблица 2

Рекомендуемая (минимальная) частота вращения вала ВЗД в зависимости от кинематического отношения РО при бурении участков стабилизации зенитного угла

Интервал бурения участка стабилизации, м	Циклическая частота вращения верхнего привода, об/мин	Минимально допустимый порог частоты вращения вала ВЗД, об/мин				
		Заходность РО двигателя				
		3/4	4/5	5/6	7/8	9/10
250–350	82–105	80	60	40	40	20
350–450	48–67	60	40	40	20	не ограничено
450–550	34–48	40	40	20	не ограничено	не ограничено
550–600	33–44	40	20	не ограничено	не ограничено	не ограничено

Снижение частоты вращения вала указанных в табл. 2 приведет к совпадению собственных колебаний БК и поперечных колебаний двигателя.

На основе проведенных экспериментальных исследований определены поперечные колебания корпуса винтового забойного двигателя при разных режимах его работы. Результаты вычислительного эксперимента позволили выявить критические значения циклической скорости вращения, период и собственную частоту крутильных колебаний бурильной колонны при бурении скважины на участках стабилизации зенитного угла. Даны рекомендации по выбору оптимальных параметров совместной работы БК и ВЗД, обеспечивающих недопущение совпадения крутильных и поперечных колебаний в совместной эксплуатации.

Список литературы

1. Балденко Д. Ф., Балденко Ф. Д., Гноевых А. Н. Одновинтовые гидравлические машины: в 2 т. – М.: ООО «ИРЦ Газпром». – 2007. – 2 т. Винтовые забойные двигатели – 470 с.
2. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов Б. А., Перминов В. Б. Динамические свойства бурильной колонны // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – № 8. – С. 4-8.
3. Быков И. Ю., Заикин С. Ф., Перминов В. Б. Определение момента сопротивления, действующего на бурильную колонну в оптимальных рабочих зонах параметров бурения // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2014. – № 4. – С. 33-40.
4. Перминов Б. А., Перминов В. Б., Ягубов З. Х., Лапиню А. Е. Согласование инерционных свойств вариационной структуры измерения градиента крутящего момента с системой управления бурением // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2015. – № 9. – С. 10-14.
5. Габдрахимов М. С., Галеев А. С., Хузина Л. Б., Сулейманов Р. И. Динамика бурильного инструмента при проводке вертикальных, наклонных и горизонтальных скважин. – СПб.: Недра, 2011. – 244 с.
6. Султанов Б. З., Ишемгузин Е. И., Шаммасов Н. Х., Сорокин В. Н. Работа бурильной колонны в скважине. – М.: Недра, 1973. – 216 с.
7. Бобров М. Г. Исследование поперечных колебаний винтового забойного двигателя. Автореферат дисс. кандидата техн. наук. – М.: ООО «Сигма». 2000. – С. 9-11.
8. Двойников М. В. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя // Бурение и нефть. – 2010. – № 01 – С.10-12.
9. Двойников М. В., Мураев Ю. Д. Технические и технологические решения, обеспечивающие устойчивую работу винтового забойного двигателя // Записки Горного Института – 2016. Т. 218. – С. 198-205

Сведения об авторах

Двойников Михаил Владимирович, д. т. н., профессор кафедры «Бурение скважин», Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, e-mail: dvoynik72@gmail.com, тел. 7(921)4110738

Блинов Павел Александрович, к. т. н., доцент кафедры «Бурение скважин», Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, e-mail: blinovpavel@mail.ru, тел. 7(921)3254187

Морозов Виктор Александрович, аспирант кафедры «Бурение скважин», Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, e-mail: viktor.morozov.92@mail.ru, тел. 7(921)7981476

Information about the authors

Dvoynikov M. V., Doctor of Engineering Sciences, Professor of Department «Well drilling», Saint-Petersburg Mining University, St. Petersburg, e-mail: dvoynik72@gmail.com, tel. 7(921)4110738

Blinov P. A., Candidate of Engineering Sciences, associate professor of Department «Well drilling», Saint-Petersburg Mining University, St. Petersburg, e-mail: blinovpavel@mail.ru, tel. 7(921)3254187

Morozov V. A., Graduate student of Department «Well drilling», Saint-Petersburg Mining University, St. Petersburg, e-mail: viktor.morozov.92@mail.ru, tel. 7(921)7981476