

Автоматизация режимов оптимального торможения лебедки при роторном способе бурения вертикальных скважин

В.А. Коронатов

Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, Братск, Россия

kortavik@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-1331-213X>

Статья поступила 28.01.2022, принята 09.02.2022

Введена одномассовая динамическая модель бурильной колонны, описывающая процесс ее погружения по мере углубления забоя скважины. Учитываются возникающие крутильные автоколебания релаксационного типа, которые могут сопровождаться кратковременными заклиниваниями долота как во вращательном, так и в поступательном составляющих движения. Процесс погружения бурильной колонны моделируется при бурении вертикальных скважин с учетом прочностных свойств пород залегания и цикличности процесса бурения, вызванной необходимостью периодического наращивания длины колонны очередной свечой. Для поддержания постоянного натяжения каната подвеса бурильной колонны предложен чисто теоретический метод для нахождения оптимального режима торможения лебедки талевого системы. Метод предусматривает сначала определение закона изменения скорости погружения бурильной колонны, а через нее и сам закон торможения. Находится закон изменения силы давления на тормозную колодку, следуя которому, можно добиться нужного режима торможения. Этот закон можно устанавливать до начала ведения промышленных работ, если известны прочностные свойства пород залегания в грунтах предстоящего бурения. Приведен подробный алгоритм для численного моделирования процесса бурения, исходя из предположения, что преобладающими будут являться крутильные автоколебания бурильной колонны. Результаты численного моделирования могут служить основой для полной автоматизации данного технологического процесса, задавая по времени силу прижатия тормозной колодки по заранее известному закону. Реализацию оптимального режима торможения лебедки можно будет осуществлять без какого-либо участия бурового мастера. И хотя исходная модель бурильной колонны учитывает еще далеко не все основные факторы, влияющие на бурение, ее можно рассматривать как начальный этап в автоматизации добычи нефти и газа. Математическое описание торможения лебедки силами сухого трения делается с учетом поправок закона Амонта – Кулона, определяемых методом кинематических зон — напрямую этот закон о трении здесь не работает.

Ключевые слова: бурение; бурильная колонна; теория погружения; проникание; крутильные автоколебания; релаксационный режим; оптимальное торможение; закон Амонта – Кулона; тормозная колодка; автоматизация процесса бурения.

Automation of winch optimal braking modes at rotary method of drilling vertical wells

V.A. Koronotov

Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

kortavik@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-1331-213X>

Received 28.01.2022, accepted 09.02.2022

A single-mass dynamic model of the drill string is introduced, which describes the process of its immersion as the hole bottom deepens. The arising torsional self-oscillations of the relaxation type are taken into account, which can be accompanied by short-term jamming of the bit, both in the rotational and translational components of the motion. The process of sinking the drill string is modeled when drilling vertical wells, taking into account the strength properties of the occurrence rocks and the cyclical nature of the drilling process, caused by the need to periodically increase the length of the string with another stand. To maintain a constant tension of the drill string suspension rope, a purely theoretical method is proposed for finding the optimal braking mode for the winch of the traveling system. The method involves, first, the determination of the law of change in the rate of immersion of the drill string and the law of braking. There is a law of change in the pressure force on the brake pad, following which it is possible to achieve the desired braking mode. This law can be established before the start of field operations, if the strength properties of the rocks in the soils of the forthcoming drilling are known. A detailed algorithm for numerical simulation of the drilling process is presented, based on the assumption that torsional self-oscillations of the drill string will prevail. The results of numerical simulation can serve as the basis for the complete automation of this technological process, setting the brake pad pressing force in time according to a previously known law. The implementation of the optimal winch braking mode can be carried out without any participation of the drilling foreman. And although the initial model of the drill string still does not take into account all the main factors affecting drilling, it can be considered as the initial stage in the automation of oil and gas production. The mathematical description of the winch braking by dry friction forces is made taking into account the amendments to the Amonton – Coulomb law determined by the kinematic zone method - here this friction law does not work directly.

Keywords: drilling; drill string; immersion theory; penetration; torsional self-oscillations; relaxation mode; optimal braking; Amonton – Coulomb law; brake shoe; automation of the drilling process.

Введение. Следует признать, что существующая теория бурения на сегодняшний день находится на неудовлетворительном уровне. Вот лишь некоторые факты:

- Отсутствуют возможности получать законы изменения скорости или глубины погружения бурильной колонны (БК) по мере углубления скважины и с учетом прочностных свойств пород залегания. Для этого в настоящее время используются лишь эмпирические соотношения [1–12], полученные на основе промысловых или экспериментальных данных.

- Рекомендации по оптимизации процесса бурения выдаются не на основе теоретических разработок, а исходя из опыта ведения промысловых работ, например, при задании величины силы давления на долото или частоты его вращения [8–12].

- Выбор режимов торможения лебедки для поддержания постоянного натяжения каната талевого системы при бурении делается буровым мастером вручную [8–12] из-за невозможности предсказать, как будет меняться скорость погружения БК.

- Отсутствие возможностей борьбы с нежелательными релаксационными режимами автоколебаний долота, когда его вращение или погружение чередуется с кратковременными остановками (заклиниванием) [1–7; 11–16] — существующая теория ничего здесь предложить не может.

- Механизм взаимодействия возникающих крутильных, продольных и поперечных автоколебаний БК при бурении не только не установлен [1–7], но даже описание таких автоколебаний по отдельности вызывает большие затруднения.

Это объясняется следующими связанными между собой, причинами:

1. Трудностями с вводом аналитических выражений для сил сопротивления со стороны грунта в забое скважины, которые должны выражать прямую пропорциональную зависимость от скорости погружения и обратно пропорциональную — от частоты вращения долота. О такой зависимости для силы и момента сопротивления говорят промысловые и экспериментальные данные [3–6; 11–13]. Обычные пропорциональные зависимости, подобные тем, которые принято вводить в задачах механики, здесь не работают и приводят к математическим некорректностям или физическим нереальностям [17–21]. Они возникают прежде всего в диапазоне малых скоростей погружения или частоты вращения долота, и такие случаи встречаются часто, например, при возникновении автоколебаний БК. Существующая практика такова: сила лобового сопротивления со стороны грунта считается либо постоянной [1–7], либо заменяется силой упругости пружины растяжения-сжатия. А при попытках введения упомянутой выше обычной пропорциональной зависимости от скоростей — делается оговорка, что изучается высокочастотный режим бурения [11; 12], чтобы исключить возможность возникновения некорректностей. Вводились даже, вопреки всем принципам механики, так называемые, переходные соотношения [7] — которые факти-

чески были предназначены для искусственной корректировки вида самих уравнений при попадании в нежелательный диапазон скоростей в окрестности нуля.

2. Отсутствием теории погружения вращающегося твердого тела в грунт, которая должна являться основой для теории бурения. Сложно говорить о бурении без учета процесса погружения. В настоящее время процесс погружения принято либо вообще игнорировать [1–6], либо учитывать его лишь через эмпирические формулы. В настоящее время насчитывается около 16 таких общепринятых формул [8; 9], определяющих для существующих теорий бурения главные отличия друг от друга.

3. Несовершенством существующих динамических моделей БК из-за отсутствия, прежде всего, возможности учитывать процесс погружения — главного в задачах бурения. Введение систем с распределенными параметрами и попытки учесть волновые явления [20] без учета процесса погружения, как это принято делать в настоящее время, малоэффективны. Практика не введения более простых динамических моделей БК с сосредоточенными параметрами объясняется тем, что без учета погружения такие модели не дают нужной информации.

4. Отсутствием математической строгости при рассмотрении большинства вопросов и задач бурения [8–12], которые решаются только на основе тех или иных эмпирических соотношений. Поэтому динамика происходящих буровых процессов учитывается лишь приближенно.

5. Невозможностью на данный момент учитывать волновые явления в БК, влияние которых на процесс бурения должно быть велико — БК это, конечно же, прежде всего система с распределенными параметрами. Для этого необходимы более совершенные динамические модели БК и более точные уравнения, чем используемое классическое волновое уравнение в частных производных. Это уравнение не будет справедливо при больших деформациях, которые возникают в БК большой длины при бурении: нарушаются гипотеза плоских сечений и закон Гука при определении упругих сил. Существующие приближенно-аналитические методы даже для классического волнового уравнения со сложными граничными условиями здесь, по-видимому, неэффективны. Их применение затруднено отсутствием возможностей аналитического определения моментов переключения с одного режима на другой при описании релаксационных колебаний.

Как представляется, автором были найдены ответы на главные вопросы принципиального характера, необходимые для решения указанных выше затруднений и построения основ строгой теории бурения. А именно:

- Для силовых компонент сил сопротивления со стороны забоя введены удачные аналитические выражения, позволяющие учесть указанную выше зависимость от кинематических скоростей — скорости погружения и частоты вращения долота. Они исключают возникновение математических некорректностей или несоответствия получаемых значений в сравнении с действительностью, например, в виде бесконечно больших величин

или наоборот ничтожно малых. Введенным аналитическим зависимостям для силы и момента лобового сопротивления найдены необходимые физические обоснования, что автору долгое время не удавалось сделать. Объяснение оказалось очень простым: для сил сопротивления, возникающих в грунтовых средах, в отличие от воздушных, следует учитывать не только изменение скорости погружения тела, но и изменение прочности грунта вследствие его разрыхления или создания микро- и макротрещин породоразрушающим инструментом [23]. Изменение прочности в приведенных формулах учитывается косвенным путем, через кинематическую величину — угловую скорость долота, определяющую силовое воздействие на грунт. Как было показано в работе автора [23], и в других случаях силового воздействия — вибрационного, ударного, виброударного и т. д. для сил сопротивления потерю прочности со стороны грунта следует учитывать через соответствующие кинематические параметры, характеризующие такое воздействие. В этом заключается принципиальное отличие грунтовых сред от воздушных, что раньше никем во внимание не принималось.

- Создана теория погружения вращающегося твердого тела в грунт [17–21], в которой учитывается возможность кратковременных заклиниваний долота во вращательном или поступательном составляющих движения, при взаимодействии с забоем скважины. Возможности теории были показаны на примерах работы простейших одномассовых моделей [17–21], пока в основном при описании крутильных автоколебаний БК.

- Показаны варианты построения строгой теории бурения [17–21] без привлечения эмпирических соотношений. Пусть это простейшие варианты теории бурения, но и они дают возможность для определения: законов изменения скорости погружения БК или глубины скважины в процессе ведения буровых работ; оптимальных и хаотичных режимов бурения; возникновения режимов «stik – slip»; точности для упомянутых выше 16-ти эмпирических соотношений [8; 9] для выбранного региона ведения буровых работ. По достоверности эти результаты годятся пока лишь в первом приближении. Но следует признать, что такие законы, полученные пусть даже и на основе упрощенных динамических моделей, будут гораздо ближе ранее используемых эмпирических соотношений. Хаотичные режимы, например, эмпирически предсказать невозможно в принципе.

Перечисленное указывает на то, что появились возможности строить теорию бурения математически строго, на основе законов механики и без привлечения каких-либо эмпирических соотношений, т. е. на совершенно новых принципах в сравнении с тем, как это делалось до сих пор. Полученные автором результаты [17–21] говорят о том, что надеяться на получение аналитических решений в виде конечных формул, удобных для инженерного использования, здесь не приходится — даже для простейших одномассовых моделей найти подобные решения не удастся. Для проведения расчетов приходится использовать вычислительную технику, а для интерпретации полученных результатов — их графическое представление. Чтобы строящиеся теории

были близки к реальности, предстоит еще большая работа по совершенствованию принимаемых динамических моделей БК и их исследованию.

Вызывает удивление, что до сих пор не видно аналогичных работ других авторов, где бы указанные здесь методы и новые результаты стали бы использоваться или совершенствоваться для решения прикладных задач — хотя приведенным работам автора уже более четырех лет. Более того, по существующим публикациям не видно пробуждения интереса к данному вопросу. Не видно попыток строить строгую и более совершенную теорию бурения, дающую принципиально новые возможности в проектировании оптимальных режимов бурения.

В данной работе автор уточняет ранее принятую модель БК [17–21] с учетом цикличности процесса бурения, вызванной необходимостью периодического наращивания длины колонны по мере углубления скважины. Такое уточнение позволяет более реалистично описывать этот сложный процесс. Кроме того, предлагается чисто теоретический метод нахождения режимов торможения лебедки для поддержания постоянного натяжения каната подвеса БК. Натяжение каната регулируется вращением лебедки, что, как правило, сделать далеко не просто из-за сложностей обнаружения подходящих режимов торможения. Для этого нужно иметь информацию о том, как меняется скорость погружения БК, что существующие теории дать не могли. При проведении буровых работ добиться оптимальной скорости подачи БК вниз бывает чрезвычайно сложно, и это подразумевает высокую квалификацию бурового мастера, основанную на его чисто практических навыках и интуиции. Каких-либо теоретических методов в предварительном установлении оптимальных режимов торможения ранее просто не существовало из-за отсутствия теории погружения БК.

Описание модели. В предлагаемой упрощенной динамической модели БК считается, что в рассматриваемом случае бурения преобладают крутильные колебания, а поперечными и продольными можно пренебречь. Кроме того, будем полагать, что такие колебания могут возникать за счет упругих свойств только у обычных труб БК, поэтому предполагается, что они наделены упругими свойствами на кручение и являются абсолютно жесткими на растяжение-сжатие или изгиб. Массами таких труб будем пренебрегать, и тем самым участок БК, состоящий из обычных труб, моделируется в виде безмассовой пружины кручения (см. рис.). Ведущая труба, находящаяся в самом верху БК, и утяжеленные бурильные трубы (УБТ), располагаемые в самом низу, являются более массивными по сравнению с обычными трубами, их будем считать абсолютно жесткими. Согласно существующей технологии бурения, БК периодически извлекается из ствола скважины и наращивается на очередную свечу, которая представляет собой 2–3 свинченые друг с другом обыкновенные трубы. Затем сверху присоединяется ведущая труба, имеющая квадратное сечение, и БК опускается в скважину для продолжения бурения. Ведущей трубе в устье скважины через роторный стол передается вращательное движение с постоянной угловой скоростью ω — что можно

допустить, если роторный двигатель имеет для этого достаточную мощность. Такое вращение из-за наличия упругих сил может лишь частично передаваться вниз к УБТ, будем полагать, жестко связаны между собой и с шарошечным долотом, суммарная масса которых равна m , а осевой момент инерции — I . Представляя УБТ и долото как одно жесткое тело, их вращательное движение будет определяться через угол поворота φ вокруг продольной оси БК. Вдоль этой оси вводится координата погружения x , которая отсчитывается от устья скважины вниз и определяет положение верхнего сечения УБТ; положение долота, а также глубина скважины H в текущий момент времени будут находиться как $H = x + L_{BHA}$, где L_{BHA} — общая длина УБТ.

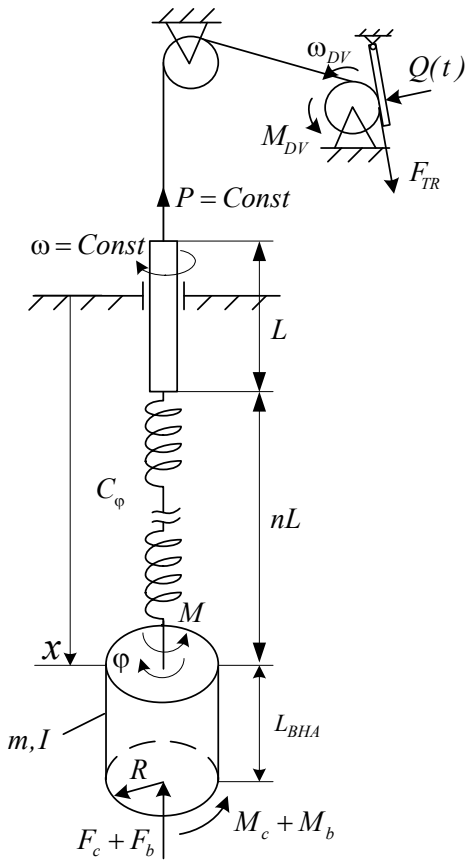


Рис. Поддержание постоянного натяжения талевого каната торможением лебедки при роторном бурении

На каждом цикле бурения, когда БК состоит из определенного числа свеч обыкновенных труб, т. е. между очередным наращиванием длины БК, для малых по модулю относительных углов закрутки $\varphi - \omega t$ ее крутильная жесткость будет постоянна и равна:

$$c_\varphi = \frac{GJ_\rho}{nL}, \text{ где } G, J_\rho \text{ — соответственно модуль сдвига и}$$

\dot{x} или $\dot{\varphi}$ здесь оправдана тем, что эти скорости во время бурения будут не столь велики — в противном случае вместо них надо было вводить нелинейный за-

полярный момент инерции поперечного сечения обыкновенных труб БК; L — длина свечи; n — число свеч на текущий момент (nL — длина упругой части БК). Однако при бурении следует учитывать, что длина БК, как правило, велика и поэтому относительный угол закрутки по модулю может достигать большой величины, а значит, и момент со стороны упругой части колонны следует искать в более общем нелинейном виде: $M = c_\varphi(\varphi - \omega t) \left[1 + c(\varphi - \omega t)^2 \right]$. Такая нелинейная зависимость лишь при малых углах будет близка к линейному закону Гука, где c — поправочный коэффициент жесткости, определяемый экспериментально. На каждом цикле процесса бурения для текущей координаты погружения x должно выполняться: $nL < x < (n+1)L$, а окончание цикла будет происходить, когда $x = (n+1)L$. В начале каждого нового цикла бурения следует считать, что $n = n+1$, т. е. число свеч БК должно увеличиваться на единицу. Начальные условия следует брать такими: $x_0 = 0.5 + nL$; $\dot{x}_0 = 0$; $\varphi_0 = \dot{\varphi}_0 = 0$, где $\langle \cdot \rangle$ означает производную по времени t , что должно говорить о том, что после опускания БК в низ скважины процесс бурения начинается заново, и начальные условия не зависят от предыдущего цикла бурения.

Постановка задачи. При сделанных выше допущениях зададимся целью сначала описать крутильные колебания БК на одном из циклов процесса бурения, определяемом номером очередной свечи n , и, когда текущая координата x меняется в пределах длины только одной свечи $nL < x < (n+1)L$, а длина самой БК остается неизменной. При этом в качестве текущего значения n следует выбрать $n = \left\lfloor \frac{H_0 - L_{BHA}}{L} \right\rfloor$ — наименьшее целое

число от результата деления, где H_0 — предполагаемая начальная глубина бурения ($H_0 > L_{BHA}$), на которой планируется изучать процесс бурения. При нормально протекающем процессе бурения, когда очередной цикл начинается после наращивания следующей свечи, начальная глубина должна задаваться из условия: $L_{BHA} + nL < H_0 \ll (L_{BHA} + nL) + L$, т. е. она должна быть чуть больше длины БК с целым количеством свеч, без учета новой. В противном случае при продолжении бурения, например, сразу после непредвиденной остановки, например, поломки, начальная глубина погружения H_0 уже не будет близка к длине БК с целым количеством свеч, а диапазон изменения текущей координаты x должен соответствовать длине недоиспользованной части свечи: $H_0 < x < (n+1)L$.

Наличие промывочной жидкости приводит к появлению вязкого сопротивления, которое выражается (на рис.) через силу $F_b = \mu_1 \dot{x}$ и момент $M_b = \mu_2 \dot{\varphi}$, где μ_1, μ_2 — коэффициенты вязкого сопротивления. Линейная зависимость для этих силовых компонент от кон, например, квадратичный. Со стороны забоя на долото действует сила лобового сопротивления F_c , определяемая, согласно [17–21], по формуле:

$$F_c = F_0 \frac{\dot{x} + \Delta}{\dot{x} + bR|\dot{\phi}| + \Delta}, \quad F_0 = F|_{\dot{\phi}=0}; \quad (1)$$

и момент сопротивления верчению M_c , определяемый согласно закону Кулона:

$$M_c = \rho F_c. \quad (2)$$

Здесь ρ – коэффициент трения верчения; b, Δ – коэффициенты полиномиальных членов аппроксимации Паде, которые определяют прочностные свойства породы в забое (коэффициент Δ говорит о возможности кратковременных остановок долота в поступательной и вращательной составляющих движения), которые определяются экспериментально; R – радиус долота; F_0 – предельное значение силы лобового сопротивления,

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x} \equiv 0: \quad rmg - F_0 \frac{\Delta}{bR|\dot{\phi}| + \Delta} = 0, \quad n\mu_1 |\dot{\phi}| \leq \frac{\Delta}{bR} \left(\frac{n_1}{r} - 1 \right); \\ \dot{x} > 0: \quad \ddot{x} = rg - \frac{n_1 g}{\varepsilon} \frac{\dot{x} + \Delta}{\dot{x} + bR|\dot{\phi}| + \Delta} - \frac{\mu_1}{m} \dot{x}; \\ \dot{\phi} \equiv 0: \quad \frac{GJ_p}{nL} (\varphi - \omega t) [1 + c(\varphi - \omega t)^2] \in [-M_1, M_1], \quad \text{где } M_1 = \begin{cases} \tilde{\varepsilon} \rho rmg, & n\mu_1 \dot{x} \equiv 0 \ (\tilde{\varepsilon} > 1); \\ \frac{\tilde{\varepsilon} \rho n_1 mg}{\varepsilon}, & n\mu_1 \dot{x} > 0 \ (\varepsilon > 1); \end{cases} \\ \dot{\phi} \neq 0: \quad I\ddot{\phi} = -\mu_2 \dot{\phi} - \frac{GJ_p}{nL} (\varphi - \omega t) [1 + c(\varphi - \omega t)^2] - \begin{cases} \rho rmg \text{sign} \dot{\phi}, & n\mu_1 \dot{x} \equiv 0; \\ \frac{\rho n_1 mg}{\varepsilon} \frac{\dot{x} + \Delta}{\dot{x} + bR|\dot{\phi}| + \Delta} \text{sign} \dot{\phi}, & n\mu_1 \dot{x} > 0; \end{cases} \end{array} \right. \quad (3)$$

Здесь $r = 1 - \frac{P}{mg}$ — коэффициент, определяющий разгрузку веса БК, которая создается силой натяжения каната талевой системы ($r < 1$). Предельное значение F_0 для силы лобового сопротивления определяется из первого уравнения системы (1), выражающего возможность отсутствия погружения БК, и находится как $F_0 = krmg$, где $k = 1 + \frac{bR}{\Delta} |\dot{\phi}|$. Здесь через величину k вводится коэффициент динамичности, определяющий меру динамического воздействия долота на породу в забое.

После деления первого уравнения системы (1) на s — текущую площадь пятна контакта, возникает возможность ввести динамическое напряжение: $\sigma_d = \frac{\sigma}{k}$, где $\sigma = \frac{rmg}{s} = r\sigma_0$ — статическое нормальное напряжение в породе, создаваемое силой тяжести БК, с учетом ее разгрузки, а $\sigma_0 = \frac{mg}{s}$ — статическое нормальное напряжение, создаваемое весом данной колонны без учета разгрузки. Приведенная формула говорит об уменьшении динамического напряжения по сравнению со статическим, что можно объяснить снижением сопротивляемости породы в результате воздействия долота. Это может приводить к началу разрушению породы и, как

действующей со стороны забоя на долото, которое подлжит определению; $\varepsilon, \tilde{\varepsilon}$ — величины, определяющие скачок соответственно силы и момента сопротивления со стороны забоя при переходе долота от состояния покоя в поступательной или вращательной составляющих движения; натяжение каната подвеса определяется через задаваемую постоянную силу P . Направление вращения долота не влияет на величину силы лобового сопротивления F_c , поэтому в приведенных формулах введен знак модуля для возможных отрицательных значений угловой скорости $\dot{\phi}$. В принятой модели (см. рис.) процесс погружения БК описывается в однородном слое породы с учетом возможностей кратковременных остановок (заклиниваний) долота в поступательном и вращательном составляющих движения:

следствие, к углублению забоя. Динамическое напряжение σ_d позволяет учесть влияние разрушающего действия долота на породу в забое через коэффициент динамичности k .

Исходя из приведенной формулы для динамического напряжения, введем динамическое предельно-допустимое нормальное напряжение: $\sigma_{1d} = \frac{\sigma_1}{k}$, которое выражается через предельно-допустимое статическое σ_1 и приводит к началу погружения и окончательной потере целостности породы в забое. Окончание кратковременной остановки поступательной составляющей движения долота для введенной модели следует ожидать, когда $\sigma_{1d} = \sigma$. Отсюда находится предельное значение коэффициента динамичности: $k_* = \frac{n_1}{r}$, где $n_1 = \frac{\sigma_1}{\sigma_0}$ — запас прочности породы по нормальным напряжениям для колонны данного веса. К моменту начала погружения БК коэффициент динамичности k , достигнув своего предельного значения k_* , будет показывать, во сколько раз предельное допустимое статическое напряжение σ_1 уменьшится вследствие динамического воздействия долота на породу. При этом не исключается случай, когда создаваемого динамического воздействия будет недостаточно для начала погружения, например, при высокой прочности породы σ_1 или малой частоте вращения долота $|\dot{\phi}|$, говорящей о недостаточном динамическом

воздействию на породу. Найденное значение k_* позволяет определить и критическую угловую скорость долота:

$$|\dot{\phi}|_* = \left(\frac{n_1}{r} - 1 \right) \frac{\Delta}{bR}, \quad (4)$$

достигнув которой, будет начинаться погружение БК. Моменты начала вращательного движения долота, когда им преодолевается кратковременное заклинивание, устанавливаются из условия:

$$\frac{GJ_\rho}{nL} |\varphi - \omega t| [1 + c(\varphi - \omega t)^2] \geq \begin{cases} \tilde{\varepsilon} \rho r m g, & \text{при } \dot{x} \equiv 0 (\tilde{\varepsilon} \geq 1); \\ \frac{\tilde{\varepsilon} \rho n_1 m g}{\varepsilon}, & \text{при } \dot{x} > 0 (\varepsilon \geq 1); \end{cases} \quad (5)$$

$$M_c = \begin{cases} [-M_1, M_1], & \text{при } \dot{\phi} \equiv 0, \text{ где } M_1 = \begin{cases} \tilde{\varepsilon} \rho r m g, & \text{при } \dot{x} \equiv 0; \\ \frac{\tilde{\varepsilon} \rho n_1 m g}{\varepsilon} \frac{\dot{x} + \Delta}{\dot{x} + bR|\dot{\phi}| + \Delta}, & \text{при } \dot{x} > 0 (\tilde{\varepsilon} > 1); \end{cases} \\ \rho r m g \text{sign} \dot{\phi}, & \text{при } \dot{\phi} \neq 0 \text{ и } \dot{x} \equiv 0; \\ \frac{\rho n_1 m g}{\varepsilon} \frac{\dot{x} + \Delta}{\dot{x} + bR|\dot{\phi}| + \Delta} \text{sign} \dot{\phi}, & \text{при } \dot{\phi} \neq 0 \text{ и } \dot{x} > 0; \end{cases} \quad (7)$$

Заметим, что сумма сил лобового и вязкого сопротивлений: $F_c + F_b$, в зависимости от скорости погружения \dot{x} , будет изменяться по закону Штрибека.

Остановка погружения БК будет происходить, когда одновременно будут выполняться два условия: $\dot{x} = 0$ и $\sigma_{1d} > \sigma \Leftrightarrow |\dot{\phi}| < |\dot{\phi}|_*$. В случаях, когда $\dot{x} = 0$ и $\sigma_{1d} \leq \sigma \Leftrightarrow |\dot{\phi}| \geq |\dot{\phi}|_*$, будет возникать лишь мгновенная остановка с последующем продолжением погружения БК.

Итак, записанные уравнения (3) и соответствующие условия к ним дают полный алгоритм для проведения численного моделирования крутильных фрикционных автоколебаний БК. Численное моделирование позволяет определить, в частности, и закон изменения скорости $\dot{x}(t)$ погружения БК в скважине с учетом прочностных свойств однородного слоя породы прохождения скважины. Точные или приближенно-аналитические методы, как уже отмечалось выше, здесь неприменимы.

По определяемому закону изменения скорости $\dot{x}(t)$ появляется возможность нахождения закона изменения силы прижатия $Q(t)$ тормозной колодки к лебедке для поддержания постоянного натяжения каната подвеса БК талевого системы. Это можно делать предварительно, до начала промышленных работ, если будут известны прочностные свойства пород залегания в грунтах предстоящего бурения скважины.

Нужный режим торможения реализуется путем изменения силы давления на тормозную колодку, который можно установить до начала промышленных работ, если известны прочностные свойства пород залегания в грунтах предстоящего бурения.

Наличие скачка соответственно для силы и момента сопротивления со стороны забоя при переходе долота от состояния покоя в поступательной или вращательной составляющих движения, определяемых через ε и $\tilde{\varepsilon}$, которые определяются экспериментально. С учетом сделанных выше замечаний силу лобового сопротивления F_c и момент трения верчения M_c следует искать по формулам:

$$F_c = \begin{cases} r m g, & \text{при } \dot{x} \equiv 0; \\ \frac{n_1 m g}{\varepsilon} \frac{\dot{x} + \Delta}{\dot{x} + bR|\dot{\phi}| + \Delta}, & \text{при } \dot{x} > 0; \quad (\varepsilon > 1). \end{cases} \quad (6)$$

О работе лебедки (см. рис.). Исключается возможность проскальзывания каната относительно лебедки, тем самым, угловую скорость вращения лебедки будем определять через линейную скорость погружения БК по известной формуле: $\omega_L = \dot{x} / R_L$ (ω_L, R_L — частота вращения и радиус цилиндрической части лебедки). При описании движения лебедки следует предусмотреть такие возможные случаи:

1. $\dot{x} > 0$: БК погружается при углублении забоя скважины. Тогда вращение лебедки будет описываться следующим дифференциальным уравнением:

$$I_L \dot{\omega}_L = M_{DV} + R_L(P - F_{TR}). \quad (8)$$

Здесь $M_{DV} = const$ — вращающий момент, создаваемый двигателем, который, будем полагать, постоянен; I_L — осевой момент инерции лебедки относительно оси вращения; F_{TR} — сила трения скольжения, действующая со стороны каната на лебедку. С учетом того, что лебедка совершает не поступательное движение, здесь нельзя напрямую применять закон Амонтона – Кулона при определении силы трения скольжения. Для этого не соблюдается необходимое условие применимости закона о трении, а именно: тела скольжения должны совершать поступательное движение друг относительно друга [22]. Следуя выводам работы [21], силу трения скольжения будем искать по формуле, аналогичной вышеприведенной зависимости (1):

$$F_{TR} = F_0 \frac{\dot{x} + \Delta_1}{\dot{x} + b_1 R_L \omega_L + \Delta_1} = F_0 \frac{\dot{x} + \Delta_1}{(b_1 + 1)\dot{x} + \Delta_1}, \quad (9)$$

где $F_0 = F_{TR}|_{\omega_L=0} = fQ(t)$.

Здесь b_1, Δ_1 — коэффициенты аппроксимации; $Q(t)$ — сила прижатия на тормозную колодку лебедки; f — коэффициент трения. Наша цель: для силы прижатия $Q(t)$ найти такой оптимальный закон ее изменения, чтобы сила натяжения каната подвеса в процессе бурения не изменялась, т. е. создавалось постоянное давление на долото — к чему обычно стремятся, вручную регулируя скорость подачи каната.

2. $\dot{x} \equiv 0$: БК не погружается, что может иметь место, например, при кратковременном заклинивании долота в поступательной составляющей движения. В этом случае лебедку нужно останавливать во вращательном движении ($\omega_L \equiv 0$). Добиться этого можно путем увеличения силы прижатия $Q(t)$, создавая баланс моментов для сил, приложенных к лебедке относительно оси ее вращения:

$$M_{DV} + R_L(P - F_{TR}) = 0, \quad (10)$$

где F_{TR} — сила трения покоя, определяемая согласно закону Амонтона – Кулона: $F_{TR} = fQ(t)$, а $f \in [f_0, f_1]$ — коэффициент трения покоя, предельное значение которого выражается через коэффициент трения скольжения f_0 как $f_1 = \varepsilon_L f_0$; здесь величина $\varepsilon_L > 1$ определяет скачок силы трения тормозной колодки в начале скольжения (вращения лебедки). Силу прижатия можно ограничить такой постоянной величиной Q_0 , чтобы у возникающей силы сопротивления коэффициент трения был меньше коэффициента трения покоя — в противном случае остановить вращение лебедки не удастся. Например, будем считать, чтобы этот коэффициент соответствовал численному значению коэффициента трения скольжения f_0 . В этом случае величина силы прижатия определяется из уравнения баланса моментов как:

$$Q(t) = \begin{cases} \frac{1}{f_0} \left(P + \frac{M_{DV}}{R_L} \right), \text{ при } \dot{x} \equiv 0 \text{ и } |\dot{\phi}| < |\dot{\phi}_*|; \\ \frac{1}{\varepsilon_L f_0} \left(P + \frac{M_{DV}}{R_L} \right), \text{ при } \dot{x} \equiv 0 \text{ и } |\dot{\phi}| = |\dot{\phi}_*|; \\ \frac{1}{f_0} \left(1 + \frac{b_1 \dot{x}}{\dot{x} + \Delta_1} \right) \left[P + \frac{M_{DV}}{R_L} - \frac{I_L}{R_L^2} \left(rg - \frac{n_1 g}{\varepsilon} \frac{\dot{x} + \Delta}{\dot{x} + bR|\dot{\phi}| + \Delta} - \frac{\mu_1}{m} \dot{x} \right) \right], \text{ при } \dot{x} > 0; \end{cases} \quad (14)$$

Здесь $\dot{x}(t)$ — скорость поступательной составляющей движения долота, $\dot{\phi}(t)$ — частота его вращения, определяемые из исходных уравнений движения долота (3).

Ясно, что записанные существенно нелинейные дифференциальные уравнения движения БК с учетом сложных условий переключения с одного кинематического состояния долота на другое не имеют точных аналитических решений. Искомые решения удастся определять лишь численным путем, а для наглядной интерпретации полученных результатов их удобнее всего представлять в графическом виде.

Система уравнений (3) представляет собой полный алгоритм для проведения численного моделирования происходящих процессов — крутильных автоколебаний одномассовой модели БК при углублении забоя скважины в однородном слое породы при вращательном

$$Q_0 = \frac{1}{f_0} \left(P + \frac{M_{DV}}{R_L} \right). \quad (11)$$

В момент, когда угловая скорость долота достигает своего критического значения ω_* , и должно начаться погружение БК, необходимо, чтобы лебедка была готова к вращательному движению для сматывания каната. Это может произойти только тогда, когда у тормозной колодки коэффициент трения покоя достигнет своего предельного значения f_1 , чего можно добиться путем уменьшения прижимной силы Q_0 . В нашем рассматриваемом случае эту силу следует уменьшить в ε_L раз. Тогда дифференциальное уравнение вращательного движения лебедки примет вид:

$$I_L \dot{\omega}_L = M_{DV} + R_L \left[P - f_0 Q(t) \frac{\dot{x} + \Delta_1}{\dot{x} + b_1 R_L \omega_L + \Delta_1} \right], \quad (12)$$

где $Q = Q(t)$, а сила трения скольжения определяется с учетом ранее введенной формулы (9) при $\omega_L > 0$. Из полученного уравнения следует формула:

$$Q(t) = \frac{1}{f_0} \left(P + \frac{M_{DV}}{R_L} - \frac{I_L}{R_L^2} \ddot{x} \right) \left(1 + \frac{b_1 \dot{x}}{\dot{x} + \Delta_1} \right), \quad (13)$$

определяющая закон изменения прижимной силы при погружении БК, т. е. в процессе углубления забоя скважины. Итак, оптимальные режимы силы прижатия тормозной колодки к лебедке определяются следующим образом:

способе бурения и постоянной силе натяжения каната подвеса БК.

Выражение (14) с учетом результатов численного моделирования по определению скоростей поступательной составляющей движения долота $\dot{x}(t)$ и частоте его вращения $\dot{\phi}(t)$, согласно решениям системы (3), позволяет задавать оптимальные режимы торможения тормозной колодки, регулируя силу ее прижатия во времени. Нахождение точных аналитических решений здесь вряд ли возможно.

Заключение. Предложен чисто теоретический метод для установления оптимальных режимов торможения лебедки талевой системы для подвеса бурильной колонны (БК) при бурении. Согласно этому методу сначала моделируется сам процесс бурения, учитывая

прочностные свойства пород залегания в стволе будущей скважины и при поддержании постоянного натяжения каната подвеса. Затем по найденной зависимости скорости погружения БК от времени определяется и сам закон изменения силы давления на тормозную колодку из дифференциального уравнения торможения лебедки. Для описания вращательного движения лебедки сила сухого трения вводится не напрямую в виде закона Амонтона – Кулона, а с учетом поправок, определяемых методом кинематических зон, — что необходимо для корректного применения закона о трении. В принятой

упрощенной динамической модели БК учитывается процесс погружения по мере углубления забоя скважины, возникающие крутильные автоколебания релаксационного типа с возможностями кратковременных заклиниваний долота во вращательном движении. Для приведенной модели можно реализовать примеры численного моделирования. Расчеты бурения вертикальных скважин с учетом цикличности процесса, вызванного необходимостью наращивания длины БК. Показано, как можно автоматизировать торможение лебедки оптимальным образом.

Литература

1. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. М.: Недра, 1975. 293 с.
2. Керимов З.Г. Динамические расчеты бурильной колонны. М.: Недра, 1970. 160 с.
3. Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. Теория колебаний в нефтепромысловом деле. М.: Ижевск: Ин-т компьютерных исследований, 2005. 364 с.
4. Юнин Е.К., Хегай В.К. Динамика глубокого бурения. М.: Недра-Бизнесцентр, 2004. 286 с.
5. Юнин Е.К. Автоколебания в глубоком бурении. М.: ЛИБРОКОМ, 2013. 264 с.
6. Юнин Е.К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента. М.: Недра, 1983. 132 с.
7. Пальмов В.А., Ветюков Ю.М. Неравномерное вращение бурильной колонны, обусловленное существенно нелинейным взаимодействием долота со скальной породой // Науч.-технические ведомости СПбГТУ. 2003. № 4. С. 51-56.
8. Синева С.В. Модели процесса бурения и их практическое использование // Вестн. Ассоциации буровых подрядчиков. 2009. № 3. С. 35-44.
9. Синева С.В. Режимы бурения и особенности дифференциального давления в формировании механической скорости // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2012. № 3. С. 7-14.
10. Федоров В.С. Проектирование режимов бурения. М.: Гостоптехиздат, 1958. 215 с.
11. Нагаев Р.Ф., Исаков К.А., Лебедев Н.А. Динамика горных машин. СПб.: Изд-во СППГИ (ТУ), 1996. 155 с.
12. Белокобыльский С.В. Динамика систем с сухим трением и ее приложение к задачам горной механики. М.: Машиностроение, 2002. 209 с.
13. Нургалеев А.Р., Тихонов В.С. Численное моделирование колебаний КНБК в режиме stick-slip при бурении долотами PDC // Нефть. Газ. Новации. 2011. № 1 (144). С. 12-15.
14. Wu S.X., Paez L.P., Partin U., Agnihorti M. Decoupling Stick-slip and Whirl to Achieve Breakthrough in Drilling Performance. IADC/SPE 128767 (2010).
15. Richard T., Detournay E., Fear M., Miller B., Ciauton R. Influence of bit-rock interaction on stick-slip vibrations of PDC bits. SPE 77616 (2002).
16. Detournay E., Defourny P. A phenomenological model of the drilling action of drag bits. Int. J. Rock. Mtch. Min. Sci. & Geomech. Abstr. 1992. 29 (1). P. 13-23.
17. Коронатов В.А. Основы математически строгой теории глубокого бурения // Системы. Методы. Технологии. 2020. № 2 (46). С. 23-29.
18. Коронатов В.А. Начала построения строгой теории бурения // Системы. Методы. Технологии. 2016. № 4 (32). С. 83-94.

19. Коронатов В.А. Построение математически строгой теории бурения // Математика, ее приложения и математическое образование (МПМО'20): материалы VII Междунар. конф. (7-20 сент. 2020 г.). Улан-Удэ, 2020. С. 124-127.
20. Коронатов В.А. Элементы строгой теории бурения // Математика, ее приложения и математическое образование (МПМО'17): материалы VI Междунар. конф. (26 июня-1 июля 2017 г.). Улан-Удэ, 2017. С. 221-226.
21. Коронатов В.А. Общий подход к определению сил сопротивления при качении, скольжении тел с верчением, бурении, проникании, сверлении и заглаживании // Системы. Методы. Технологии. 2018. № 3 (39). С. 24-32.
22. Коронатов В.А. Моделирование погружения сваи и процесса уплотнения грунтовых сред при многократном ударе // Системы. Методы. Технологии. 2021. № 1 (49). С. 34-40.

References

1. Balickij P.V. Interaction of the drill string with the bottom hole. M.: Nedra, 1975. 293 p.
2. Kerimov Z.G. Dynamic calculations of the drill string. M.: Nedra, 1970. 160 p.
3. Mirzadzhanzade A.H., Kerimov Z.G., Kopejkis M.G. Theory of oscillations in the oilfield business. M.: Izhevsk: Int-komp'yuternyh issledovaniy, 2005. 364 p.
4. YUnin E.K., Hegaj V.K. Dynamics of deep drilling. M.: Nedra-Biznescentr, 2004. 286 p.
5. YUnin E.K. Self-oscillations in deep drilling. M.: LIBROKOM, 2013. 264 p.
6. YUnin E.K. Low-frequency oscillations of the drilling tool. M.: Nedra, 1983. 132 p.
7. Pal'mov V.A., Vetyukov YU.M. Non-uniform rotation of the drill string, due to the significantly non-linear interaction of the bit with the rock // St. Petersburg State Polytechnical University Journal. 2003. № 4. P. 51-56.
8. Sineev S.V. Models of the drilling process and their practical use // REPORTER of the Association of Drilling Contractors. 2009. № 3. P. 35-44.
9. Sineev S.V. Drilling modes and features of differential pressure in the formation of mechanical velocity // Construction of oil and gas wells by land and by sea. 2012. № 3. P. 7-14.
10. Fedorov V.S. Design of drilling modes. M.: Gostoptekhizdat, 1958. 215 p.
11. Nagaev R.F., Isakov K.A., Lebedev N.A. Dynamics of mining machines. SPb.: Izd-vo SPPGI (TU), 1996. 155 p.
12. Belokobyl'skij S.V. Dynamics of systems with dry friction and its application to the problems of mining mechanics. M.: Mashinostroenie, 2002. 209 p.
13. Nurgaleev A.R., Tihonov V.S. Numerical simulation of BHA vibrations in stick-slip mode when drilling with PDC bits // Neft'. Gaz. Novacii. 2011. № 1 (144). P. 12-15.

14. Wu S.X., Paez L.P., Partin U., Agnihorti M. Decoupling Stick-slip and Whirl to Achieve Breakthrough in Drilling Performance. IADC/SPE 128767 (2010).
15. Richard T., Detournay E., Fear M., Miller B., Ciauton R. Influence of bit-rock interaction on stick-slip vibrations of PDC bits. SPE 77616 (2002).
16. Detournay E., Defourny P. A phenomenological model of the drilling action of drag bits. Int. J. Rock. Mtch. Min. Sci. & Geomech. Abstr. 1992. 29 (1). P. 13-23.
17. Koronotov V.A. Fundamentals of mathematically rigorous theory of deep drilling // Systems. Methods. Technologies. 2020. № 2 (46). P. 23-29.
18. Koronotov V.A. Beginnings of construction of a rigorous theory of drilling // Systems. Methods. Technologies. 2016. № 4 (32). P. 83-94.
19. Koronotov V.A. Construction of a mathematically rigorous theory of drilling // Matematika, ee prilozheniya i matematicheskoe obrazovanie (MPMO'20): materialy VII Mezhdunar. konf. (7-20 sent. 2020 g.). Ulan-Ude, 2020. P. 124-127.
20. Koronotov V.A. Elements of a rigorous theory of drilling // Matematika, ee prilozheniya i matematicheskoe obrazovanie (MPMO'17): materialy VI Mezhdunar. konf. (26 iyunya-1 iyulya 2017 g.). Ulan-Ude, 2017. P. 221-226.
21. Koronotov V.A. General approach to the determination of resistance forces during rolling, sliding of bodies with spinning, drilling, penetration, drilling and smoothing // Systems. Methods. Technologies. 2018. № 3 (39). P. 24-32.
22. Koronotov V.A. Simulation of pile driving and compaction of soil media under multiple impact // Systems. Methods. Technologies. 2021. № 1 (49). P. 34-40.