А·Е·САРОЯН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН

А. Е. САРОЯН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН

«ИЗДАТЕЛЬСТВО «НЕДРА»
Москва 1971

УДК 622. 24.053.001.12

ПРОЕКТИРОВАНИЕ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН.

А. Е. САРОЯН. М., изд-во «Недра», 1971, стр. 184.

В книге рассматриваются условия работы бурильных колонн, нагрузки, действующие на колонну труб и резьбовые соединения, а также напряжения, возникающие в элементах колонны.

Дается методика проектирования бурильных колонн на основе современного представления о работе колонны.

Таблиц 22, иллюстраций 59, библиография — 53 названия.

3-8-2
370-70

ПРЕДИСЛОВИЕ

Успешное бурение скважин в значительной степени зависит от надежной работы бурильной колонны. Многообразие нагрузок, действующих на бурильную колонну, определяет сложность ее работы в условиях, которые изменяются по мере увеличения глубины скважины.

Изменения режимов бурения, увеличение объема роторного бурения, значительное увеличение глубин бурения требуют совершенствования конструкций труб, повышения их качества, применения новых материалов и совершенствования методики проектирования бурильных колонн.

Книга знакомит читателя с современным состоянием расчетов элементов колонны, а также с методикой проектирования бурильных колонн на основе обобщения опыта расчета.

В нефтяной технической литературе расчеты колонн в систематизированном виде в основном освещались Шищенко С. И., Саркисовым Г. М. и др.

В предлагаемой вниманию читателей книге рассмотрены новые вопросы, обусловленные совершенствованием техники и технологии бурения.

Важнейшей задачей улучшения работы бурильных труб является повышение усталостной прочности колонн, в связи с чем рассмотрена новая методика расчета труб на переменные нагрузки.

Развитие бурения морских месторождений привело к необходимости разработать методику проектирования бурильных колонн при бурении с плавучих оснований. Учитывая большое значение резьбовых соединений для надежной работы колонны, особое внимание уделяется методике расчета затяжки и определения напряженного состояния замкового соединения. Обеспечение вертикальной проводки скважины в значительной степени связано с устойчивостью бурильных колонн. В книге рассмотрен ряд новых задач, позволяющих полнее представить особенности работы колонн в условиях воздействия критических нагрузок. Освещение ряда других вопросов в книге (динамические нагрузки, колебания и др.) должно способствовать более правильному представлению о характере работы бурильных колонн.

ГЛАВА I

УСЛОВИЯ РАБОТЫ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

Бурильная колонна связывает породоразрушающий инструмент — долото и наземное оборудование и состоит из ведущей трубы, устанавливаемой в верхней части колонны; бурильных труб, соединяемых между собой замками или муфтами; утяжеленных труб в нижней части колонны над долотом; центраторов и стабилизаторов, устанавливаемых на отдельных участках колонны.

Бурильная колонна выполняет ряд важных функций: подводит энергию для разрушения породы, обеспечивает подачу промывочной жидкости к забою скважины, осуществляет осевую нагрузку на долото частью веса колонны, воспринимает реактивный момент забойного двигателя, передает крутящий момент долоту при вращении всей колонны. Бурильная колонна используется также для подвешивания забойных двигателей (турбобур, электробур) и проводки токопровода при бурении электробуром и др.

При роторном бурении бурильная колонна передает механическую энергию вращения долоту; в процессе турбинного бурения подводится гидравлическая энергия к турбобуру, который преобразует ее в механическую энергию вращения долота; в электробурении электрическая энергия подводится к электробуру по токопроводу внутри бурильной колонны.

В процессе работы на бурильную колонну действуют различные по характеру и величине усилия, к которым относятся статические и динамические нагрузки. Характер усилий, действующих на трубы, изменяется в зависимости от способа бурения. При турбинном бурении на бурильную колонну действуют следующие усилия:

1) осевое усилие растяжения от собственного веса колонны и перепада давления промывочной жидкости на турбобуре, наибольшие растягивающие усилия будут у устья скважины;

2) осевое усилие сжатия, создаваемое частью веса колонны и действующее в ее нижней части;

3) реактивный момент турбины, а также момент, необходимый для периодического вращения колонны;

4) изгибающий момент, возникающий в результате работы в наклонных или искривленных скважинах;

5) гидравлическое давление промывочной жидкости;

6) силы трения бурильной колонны о стенки скважины или промежуточной обсадной колонны;

7) осевые усилия, возникающие в процессе затяжки или прихвата колонны;

8) динамические нагрузки при спуско-подъемных операциях;

9) колебания бурильной колонны под влиянием движения промывочной жидкости;

10) колебания колонны, вызванные работой турбобура. Величина колебаний в значительной степени зависит от устойчивости режима работы турбобура и уравновешенности вращающихся его частей.

В процессе роторного бурения характер нагрузок более многообразен. Бурильная колонна при этом подвергается воздействию ряда дополнительных усилий:

а) изгибающего момента, возникающего в результате центробежных сил при вращении колонны;

б) крутящего момента, необходимого для вращения колонны;

в) продольных, поперечных и крутильных колебаний колонны, возникающих при вращении и зависящих в значительной степени от уравновешенности бурильной колонны, однородности разбуриваемых пород и других факторов.

Как и в турбинном бурении, осевые усилия от собственного веса в роторном бурении относятся к статическим нагрузкам. Наибольшие растягивающие напряжения, вызванные осевыми усилиями, действуют у устья скважины, а максимальные сжимающие — у забоя. Крутящий момент, требуемый для холостого вращения колонны, в основном постоянный, в то время как составляющая момента, изменяющаяся в зависимости от сопротивления пород разрушению, является переменной величиной.

При работе шарошечным долотом переменная составляющая изменяется мало. Для долот режущего типа величина крутящего момента значительно изменяется, особенно при бурении в твердых породах. Изменение сопротивления вращению долота в этом случае приводит к резким колебаниям колонны (крутильный удар).

Касательные напряжения, возникающие под действием крутящего момента, увеличиваются вдоль колонны в направлении к устью скважины.

Изгибающие напряжения в колонне носят как постоянный, так и переменный характер, в зависимости характера вращения колонны.

Важной особенностью работы бурильной колонны является искривление оси колонны при ее вращении. Представляя собой длинный тонкий стержень, подверженный воздействию продольных, поперечных сил и крутящего момента, бурильная колонна в процессе работы теряет устойчивость прямолинейной формы равновесия.

Центробежные силы при вращении изгибают колонну по волнообразной кривой (рис. 1), ось которой под влиянием крутящего момента стремится принять спиральную форму.

Ось бурильной колонны в процессе вращения в общем случае принимает форму пространственной спиральноизогнутой кривой переменного шага, величина которого возрастает в направлении от забоя к устью скважины. Увеличение шага и длины полуволны L связано с влиянием растягивающих осевых усилий. Величина шага спирали значительно больше длины полуволны, что указывает на незначительное влияние крутящего момента на форму искривления.

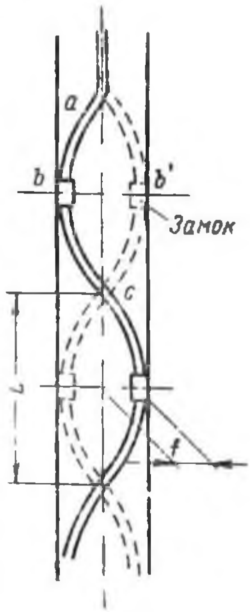

Рис. 1. Действие центробежных сил на бурильную колонну.

Сжимающие осевые усилия уменьшают длину полуволны. Потеря прямолинейной формы равновесия бурильной колонны может привести к значительным ее деформациям, однако практически деформация ограничивается стенками скважины, что позволяет проводить бурение при искривленной форме равновесия бурильной колонны.

Практика работы показывает, что в процессе вращения бурильной колонны наружная поверхность замков для бурильных колонн изнашивается значительно быстрее, чем трубы, т. е. колонна соприкасается со стенками скважины в основном в местах установки замков.

При образовании полуволн вращающейся бурильной колонны наличие бурильных замков оказывает влияние на расположение места перегиба колонны; это объясняется тем, что жесткость замков в несколько раз больше жесткости труб.

В практике бурения наблюдается как равномерный, так и односторонний износ замков и труб по наружной поверхности, зависящий от характера вращения колонны в скважине.

Односторонний износ поверхности замка или трубы происходит при вращении изогнутой колонны вокруг оси скважины. Изгиб колонны в этом случае может быть следствием центробежных и осевых сжимающих сил, действующих преимущественно на вертикальных участках скважины. Поверхность трубы или замка равномерно изнашивается при вращении бурильной колонны вокруг собственной оси. Вращение такого характера может происходить при значительном трении, вызванном большим нажимом изогнутой колонны о стенки скважины, в результате которого движение труб вокруг оси скважины прекращается и одновременно возникает их вращение вокруг собственной оси.

Такого рода износ наблюдается в основном в нижней части колонны, на искривленных участках, в местах перегиба ствола скважины.

Равномерный износ может быть также при вращении труб на наклонных или криволинейных участках скважины, когда собственный вес трубы способствует сохранению положения оси колонны.

Различный характер износа колонны показывает, что форма изгиба ее в результате вращения не одинакова, а изменяется для различных участков ствола скважины в зависимости от скорости вращения, действующих сил, относительного расположения в скважине и т. д. На участках колонны, где отсутствует вращение вокруг собственной оси или вокруг оси скважины, будет наблюдаться неустойчивое вращение, сопровождаемое возникновением бегущих волн, ударов и пр.

Из двух рассмотренных форм вращения колонны (вокруг оси скважины или вокруг собственной оси) наиболее вероятной для различных ее участков будет та, которая требует меньшей затраты энергии.

На вращение изогнутой полуволны L колонны вокруг оси скважины затрачивается работа

$$A_I = A_1 + A_2 + A_3,$$

где A_1 — работа центробежных сил; A_2 — работа сил трения труб о стенки скважины; A_3 — работа сил сопротивления при движении трубы в жидкости.

Работа, необходимая для вращения одной полуволны изогнутой колонны вокруг собственной оси, будет равна

$$A_{II} = A_1 + A_2,$$

где A_1 — работа на вращение искривленного участка; A_2 — работа сил трения трубы о стенки скважины и жидкость.

Как показывают теоретические предпосылки и опыт работы, изгиб бурильной колонны в процессе ее вращения приводит к возникновению переменных напряжений. Рассмотрим условия, при которых в трубах возникают переменные изгибающие напряжения.

Вращение колонны, изогнутой под действием центробежных сил, вокруг оси скважины не должно приводить к изменению знака напряжения, как это видно из рис. 1, где пунктиром показано положение колонны после поворота на 180°. Полуволна abc заняла положение $ab'c$ без изменения характера напряженного состояния трубы.

Колонна будет занимать такое положение в случае сохранения устойчивой формы равновесия упругой линии при отсутствии влияния других факторов на работу колонны.

Практически при скоростях вращения, отличных от критических, будет наблюдаться неустойчивое вращение, сопровождающееся возникновением бегущих волн и ударами труб о стенки скважины, что способствует появлению переменных напряжений.

При вращении труб вокруг оси скважины в результате трения между трубами и стенками скважины образуется момент относительно оси трубы, который стремится прокрутить трубу вокруг собственной оси.

Одним из важных факторов, влияющих на возникновение переменных нагрузок, является эксцентричное расположение труб в скважине. При вращении таких труб величина прогиба f полуволны, возникающей в результате воздействия центробежных сил, не постоянна, а изменяется в пределах $f_{max} - f_{min}$ (рис. 2). В рассматриваемом случае вращение труб приводит к изменению величины изгибающих напряжений за время одного оборота.

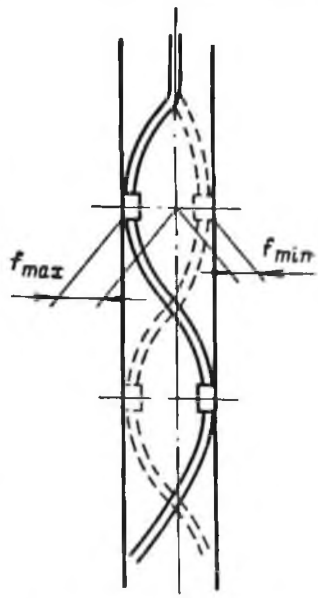

Рис. 2. Изменение величины прогиба полуволны при вращении колонны.

Практически оси скважины и подвешенной колонны всегда смещены, поэтому вращение колонны будет сопровождаться переменным изгибом.

К явлениям, аналогичным рассмотренному, приводит вращение искривленной бурильной колонны в результате несоосности осей резьбовых соединений, искривления ведущей трубы и др.

Когда колонна вращается вокруг собственной изогнутой оси, всегда будет возникать знакопеременный изгиб. Вращение такого характера может наблюдаться в основном в нижней части колонны над долотом, на наклонных участках и в местах перегиба ствола. При вращении бурильной колонны в зависимости от характера сопротивления пород разрушению, сил трения колонны и долота о стенки скважины бурильные трубы будут подвергаться воздействию переменного крутящего момента.

К числу факторов, влияющих на возникновение переменных касательных напряжений, относится крутильный удар. Последний появляется в тех случаях, когда прекращает вращаться долото, что сопровождается скручиванием труб с последующим внезапным освобождением долота, вызывающим раскручивание колонны труб. Крутильный удар, как правило, наблюдается при работе долотом режущего типа, быстром увеличении нагрузки на долото, а также при переходе долота из мягкой породы в крепкую, что сопровождается иногда заклиниванием долота с последующим его освобождением.

В процессе работы бурильной колонны при определенных условиях возможно совпадение частоты собственных колебаний колонны с частотой колебаний возмущающих сил, зависящих от типа долота, числа оборотов колонны, осевой нагрузки, пульсации потока промывочной жидкости и других факторов. В этом случае может возникнуть явление резонанса, выражающееся в изменении форм равновесия колонны, возникновении неустойчивого вращения и др.

Установка в нижней части бурильной колонны утяжеленных труб разгружает колонну от осевых сжимающих сил, однако в зоне над этими трубами будет наблюдаться наибольший изгиб.

На сопротивление труб переменным нагрузкам влияют продольные, поперечные и крутильные колебания, связанные с работой долота и забойного двигателя.

Из условий работы бурильной колонны следует, что характер нагрузок, действующих на колонну, изменяется по всей ее длине. Если у устья скважины действуют в основном постоянные нагрузки, то с приближением к забою начинают преобладать переменные.

Бурильные колонны малых диаметров — 73, 89 *мм* — широко применяются при работах, связанных с капитальным ремонтом скважин. При фрезеровании труб или другого инструмента в скважине, ловильных работах на бурильную колонну действуют значительные осевые нагрузки и крутящий момент.

Замеры крутящих моментов показали, что величины моментов при капитальном ремонте значительно превышают моменты при бурении указанными выше трубами. Величина моментов при проведении различных работ (фрезерование, зарезка второго ствола, развинчивание труб и др.) составляет 500—1500 $кГ \cdot м$ и более, что в ряде случаев превышает допустимую нагрузку на колонну труб.

Способ бурения оказывает существенное влияние на работу бурильных труб, это видно из сравнения условий работы труб в турбинном и роторном бурении.

В турбинном бурении вследствие неподвижности бурильной колонны в основном устраняются переменные напряжения изгиба, которые обычно являются причиной усталостных сломов. При роторном бурении с увеличением глубины скважины возрастают потери мощности на холостое вращение и крутящий момент, необходимый для вращения колонны. Повышение числа оборотов также связано с увеличением потребляемой мощности.

С ростом длины вращающейся колонны увеличивается ее инерционный эффект. Если долото встречает значительное сопротивление, то оно может быть преодолено не только крутящим моментом, но и благодаря кинетической энергии колонны. При внезапной остановке долота кинетическая энергия вращения колонны переходит в потенциальную, что может вызвать значительное увеличение касательных напряжений, особенно на нижних участках колонны.

Если при этом удается преодолеть заклинивание долота, то происходит обратный процесс перехода потенциальной энергии в кинетическую, что может привести к возникновению колебательных явлений.

В турбинном бурении инерционный эффект обусловлен кинетической энергией вала турбины, однако величина его небольшая ввиду отсутствия значительной инерции вращающихся масс.

При роторном бурении бурильные трубы, замки и обсадные колонны изнашиваются в большей степени, чем при турбинном.

ГЛАВА II

ВОПРОСЫ ТЕОРИИ УСТОЙЧИВОСТИ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

Одной из важнейших особенностей бурильной колонны, отличающих ее от других инженерных конструкций, является то, что бурильная колонна представляет собой подвешенный стержень значительной длины, находящийся под действием различных нагрузок, которые могут искривить колонну в результате потери устойчивости прямолинейной формы равновесия. Нарушение устойчивости может привести к новым формам равновесия или к режиму движения колонны. Устойчивость бурильной колонны имеет очень важное значение при исследовании процесса бурения, обеспечении вертикальности скважин, передаче нагрузки на забой и др.

Рассмотрим устойчивость бурильной колонны в зависимости от действующих усилий. В общем случае следует рассмотреть устойчивость длинного тонкого весомого стержня, подверженного одновременно воздействию осевых, центробежных, скручивающих и гидравлических сил. Кроме указанных сил, на устойчивость колонны будут влиять силы трения, наличие бурильных замков, кривизна скважины и др.

К гидравлическим силам относятся внутреннее давление в бурильной колонне, внешнее давление, создаваемое столбом промывочной жидкости, скорость движения жидкости.

Для упрощения задачи рассмотрим устойчивость длинного стержня в вертикальной скважине, находящегося под действием каждой из указанных сил, а также в различном их сочетании.

Такой подход к решению задачи устойчивости бурильной колонны позволяет рассмотреть различные случаи работы колонны в скважине. Так, исследование продольной устойчивости под действием осевых сил позволяет представить работу низа бурильной колонны, создающего нагрузку на долото. Одновременное воздействие осевых сил и крутящего момента на устойчивость бурильной колонны может в основном характеризовать устойчивость бурильной колонны в турбинном бурении и при работе электробуром. В этом случае в нижней части колонны будут действовать осевые сжимающие силы и крутящий (реактивный) момент двигателя, а в остальной части колонны осевые растягивающие силы и крутящий (реактивный) момент. Влияние момента на устойчивость колонны будет снижаться с уменьшением его величины, т. е. в направлении от забоя к устью. При вращении колонны влияние центробежных и осевых сил рассматривается совместно.

Для определения величин критических нагрузок упругих систем общим методом является динамический, позволяющий рассматривать как консервативные, так и неконсервативные задачи устойчивости.

Другими методами являются статический (метод Эйлера) и энергетический, которые позволяют рассматривать, как правило, консервативные задачи, хотя с помощью этих методов решается также ряд неконсервативных задач.

При статическом методе критические нагрузки определяются интегрированием дифференциальных уравнений нейтрального равновесия. Применительно к бурильной колонне составляют уравнение упругой линии стержня, получившего малое отклонение от положения равновесия, и определяют граничные условия, при которых это отклонение возможно. Интегрированием дифференциального уравнения упругой линии и подчинением общего интеграла граничным условиям вычисляют наименьшую критическую нагрузку. При энергетическом методе уравнение равновесия составляют не в дифференциальной форме, а в форме вариационных уравнений на основании начала возможных перемещений. Одной из разновидностей этого метода является приближенный метод, разработанный С. И. Тимошенко. Критические нагрузки этим методом определяются сравнением потенциальной энергии изогнутого стержня с работой внешних сил. Критическую нагрузку определяют из условия равенства потенциальной энергии деформации работе внешних сил, чему соответствует безразличная форма равновесия.

Согласно указанному методу предварительно выбирается такое уравнение упругой линии, которое удовлетворяет граничным условиям.

Рассмотренный метод позволяет решать ряд сложных задач, решение которых методом интегрирования дифференциального уравнения упругой линии связано со значительными математическими трудностями.

УСТОЙЧИВОСТЬ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ОСЕВЫХ СИЛ

Бурильная колонна представляет собой подвешенный длинный весомый стержень, который может потерять устойчивость прямолинейной формы равновесия под действием различных нагрузок.

Под влиянием осевых сжимающих сил нижняя часть бурильной колонны подвергается продольному изгибу. Предварительно рассмотрим устойчивость сжатого стержня под действием собственного веса и концевой сжимающей силы (рис. 3).

Для определения критической силы воспользуемся энергетическим методом.

Уравнение изогнутой оси имеет вид

$$y = f \sin \frac{\pi x}{l}, \qquad (II.1)$$

где f — стрела прогиба; l — длина рассматриваемого участка.

Уравнение соответствует условию, когда оба конца стержня рассматриваются шарнирно закрепленными

Рис. 3. Искривление стержня под действием собственного веса и концевой силы.

$$x = 0;\ y = 0;\ y'' = 0;$$

$$x = l;\ y = 0;\ y'' = 0.$$

Критическая сила определится из условия равенства нулю изменения потенциальной энергии системы при малом отклонении стержня от прямолинейного положения равновесия, т. е.

$$U - A_1 - A_2 = 0, \qquad (II.2)$$

где U — потенциальная энергия деформации изгиба стержня,

$$U = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left(\frac{d^2 I}{dx^2} \right)^2 dx;$$

A_1 — работа внешней силы P на вертикальном перемещении Δ

$$A_1 = \frac{P}{2} \int_0^l \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 dx;$$

A_2 — работа сил веса стержня при отклонении стержня от положения равновесия

$$A_2 = \frac{1}{2} \int_0^l qx \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 dx,$$

где q — вес единицы длины стержня.

Проинтегрировав полученные выражения и подставив в уравнение (II.2), получим

$$\frac{\pi^4 f^2 EI}{4l^3} - \frac{\pi^2 f^2 P}{4l} - \frac{\pi^2 f^2 q}{8} = 0$$

или

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} - 0{,}5ql. \qquad (II.3)$$

Для невесомого стержня ($q = 0$) $P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$, что соответствует случаю сжатой стойки с шарнирно-закрепленными концами по Эйлеру.

Из выражения (II.3) следует, что действие собственного веса может быть заменено силой, приложенной по концам стержня и равной половине ее веса.

Из приведенного выражения видно, что критическая длина стержня, при которой произойдет потеря устойчивости прямолинейной формы равновесия под действием только собственного веса, будет равна

$$l_{кр} = \sqrt[3]{\frac{2\pi^2 EI}{q}} = 2{,}7 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}. \qquad \text{(II.4)}$$

Точные значения критических длин для стержней, теряющих устойчивость под действием сжимающей нагрузки от собственного веса, получены Н. А. Динником [9].

Для стержня с шарнирными концами $l_{кр} = 2{,}65 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$; если верхний конец заделан, а нижний шарнирный $l_{кр} = 3{,}09 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$; для верхнего шарнирного и нижнего заделанного концов $l_{кр} = 3{,}74 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$; если оба конца защемлены $l_{кр} = 4{,}19 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$.

Приведенные значения критических длин относятся к одноразмерной колонне.

Если колонна состоит из нескольких секций разных размеров, последовательно расположенных в скважине, то устойчивость секций будет определяться собственным весом и весом расположенной выше секции.

Рассмотренные случаи предполагают, что на всем изогнутом участке действуют только сжимающие нагрузки и, верхний конец сжатого участка находится на оси скважины. Деформация в процессе потери устойчивости должна распространяться только на сжатую часть колонны, а растянутая часть сохранит прямолинейную форму.

В действительности на участке колонны, изогнутом силами собственного веса, будут как сжатая, так и растянутая зоны. Длина изогнутого участка будет больше длины сжатой части, верхний конец которой будет смещен от оси колонны.

Рассмотрим устойчивость подвешенной колонны со свободным концом под влиянием концевой сжимающей нагрузки с учетом смещения верхнего конца сжатой части от оси (рис. 4).

Уравнение упругой линии для колонны со свободным нижним концом при малых отклонениях стержня будет

$$EIy'' = P\,(f - y) - q\int_x^l (v - y)\,du \qquad \text{(II.5)}$$

или

$$EIy''' + [P - q(l - x)]\, y' = 0. \qquad (II.6)$$

Введя новую переменную $z = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q} - l + x\right)^3}$ и принимая $\frac{dy}{dx} = p$, получим

$$\frac{d^2p}{dz^2} + \frac{1}{z}\frac{dp}{dz} + \left(1 - \frac{1}{9z^2}\right)p = 0. \qquad (II.7)$$

Выражение (II.7) представляет собой дифференциальное уравнение Бесселя, решение которого будет

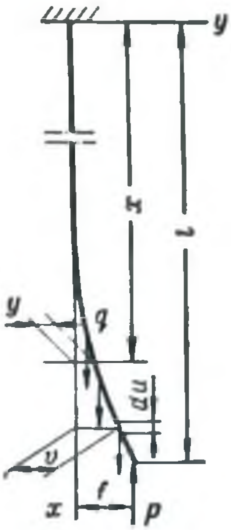

Рис. 4. Искривление подвешенной колонны.

$$P = C_1 J_{\frac{1}{3}}(z) + C_2 J_{-\frac{1}{3}}(z), \qquad (II.8)$$

где $J_{\frac{1}{3}}(z)$, $J_{-\frac{1}{3}}(z)$ — функции Бесселя действительного аргумента.

Граничные условия задачи:

$$x = 0 \quad z = u = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q} - l\right)^3} \quad y = 0 \;\; y' = 0$$

$$x = l \quad z = v = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}\right)^3} \quad y'' = 0.$$

Из первого граничного условия имеем

$$C_1 J_{\frac{1}{3}}(u) + C_2 J_{-\frac{1}{3}}(u) = 0. \qquad (II.9)$$

Из второго граничного условия

$$C_1 J_{-\frac{2}{3}}(v) - C_2 J_{\frac{2}{3}}(v) = 0. \qquad (II.10)$$

Ненулевое решение системы уравнений (II.9), (II.10) будет при условии

$$\begin{vmatrix} J_{\frac{1}{3}}(u) & J_{-\frac{1}{3}}(u) \\ J_{-\frac{2}{3}}(v) & -J_{\frac{2}{3}}(v) \end{vmatrix} = 0$$

или

$$J_{-\frac{2}{3}}(v)\, J_{-\frac{1}{3}}(u) + J_{\frac{1}{3}}(u)\, J_{\frac{2}{3}}(v) = 0. \qquad (II.11)$$

В рассматриваемой задаче критическая сила $P_{кр}$ будет изменяться в зависимости от длины стержня $l_{кр}$. Величины $P_{кр}$ и $l_{кр}$ могут быть представлены в следующем виде:

$$P_{кр} = a\sqrt[3]{EIq^2}; \quad l_{кр} = b\sqrt[3]{\frac{EI}{q}}.$$

Для случая, когда $P > \frac{l}{q}$, значения a и соответствующие им значения b, удовлетворяющие уравнению (II.11), приведены ниже

a	5	4	3	2	1,51
b	0,72	0,81	0,96	1,23	1,51

Наименьшее значение критической силы будет в случае, когда величина ее равна весу сжимаемого стержня, т. е. $P = ql$. В этом случае $P_{кр} = 1{,}51 \sqrt[3]{EIq^2}$, а $l_{кр} = 1{,}51 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$.

Величины a и b, приведенные выше, действительны для $u \geqslant 0$, что соответствует случаю, когда изогнутый стержень на всей длине испытывает сжимающие напряжения при воздействии концевой силы.

Если длина стержня больше $1{,}51 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$, т. е. $P < \frac{l}{q}$, то u принимает мнимые значения.

В этом случае первое граничное условие приводит к уравнению:

$$C_1 J_{\frac{1}{3}}(u_1 l) + C_2 J_{-\frac{1}{3}}(u_1 l) = 0,$$

где

$$u_1 = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(l - \frac{P}{q}\right)^3}.$$

Уравнение это может быть выражено через функции Бесселя мнимого аргумента

$$C_1 I_{\frac{1}{3}}(u_1) - C_2 I_{-\frac{1}{3}}(u_1) = 0. \qquad \text{(II.12)}$$

Так как v имеет действительное значение, то система уравнений (II.9) и (II.12) будет иметь решение при

$$\begin{vmatrix} J_{-\frac{2}{3}}(v) & -J_{\frac{2}{3}}(v) \\ I_{\frac{1}{3}}(u_1) & -I_{-\frac{1}{3}}(u_1) \end{vmatrix} = 0$$

или

$$J_{-\frac{2}{3}}(v)\, I_{-\frac{1}{3}}(u_1) - J_{\frac{2}{3}}(v) I_{\frac{1}{3}}(u_1) = 0. \qquad \text{(II.13)}$$

Значения a и соответствующие им значения в b, удовлетворяющие уравнению (II.13), приведены ниже.

a	1,51	1,4	1,3	1,2	1,1	1,05	1,03	1,02
b	1,51	1,59	1,76	1,95	2,1[illegible]	2,67	3,02	$>4{,}3$

Приведенные выше данные a и b действительны при длине стержня $l \geq 1{,}51 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$.

С увеличением длины критическая сила уменьшается, асимптотически приближаясь к величине $P = 1{,}02 \sqrt[3]{EIq^2}$, которая определяется из условия $J_{-\frac{2}{3}}(v) = J_{\frac{2}{3}}(v)$. В этом случае $I_{\frac{1}{3}}(u_1) = I_{-\frac{1}{3}}(u_1)$, следовательно, l может принимать любые значения в зависимости от принятой точности функции Бесселя.

Функции $I_{\frac{1}{3}}(u_1)$ и $I_{-\frac{1}{3}}(u_1)$ можно принять практически одинаковыми при $u_1 \geq 4$, чему соответствует $l \geq 4{,}3 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$.

Для практических расчетов можно считать, что при $l = 4{,}3 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$ критическая сила остается постоянной и равной

$$P_{кр} = 1{,}02 \sqrt[3]{EIq^2}. \tag{II.14}$$

В этом случае неустойчива будет нижняя часть колонны, в то время как остальная часть сохранит прямолинейную форму под действием собственного веса. Такое же значение $P_{кр}$ будет для колонны, верхний конец которой рассматривается опертым.

Приближенное решение рассмотренной задачи с помощью энергетического метода приводит к выражению [27]

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{4l^2} + 0{,}3ql. \tag{II.15}$$

При выводе формулы (II.15) уравнение изогнутого стержня представляется функцией $y = f\left(1 - \cos\frac{\pi x}{2l}\right)$, отвечающей граничным условиям (f — наибольшее отклонение свободного конца стержня, l — длина искривленного участка).

Как следует из формулы (II.15), с увеличением l критическая нагрузка вначале уменьшается, а затем увеличивается. Такое несоответствие между l и $P_{кр}$ объясняется тем, что при достижении некоторой длины колонна будет изгибаться не на всей длине, а только в нижней части. Зависимость между P и l сохранится лишь до некоторой длины l_0, которой соответствует наименьшее значение критической силы. Длину l_0 определим из выражения $\frac{dP}{dl} = 0$.

Тогда $l_0 = \sqrt[3]{\frac{\pi^2 EI}{0{,}6q}} = 2{,}54 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$, а $P_{кр}$ при этой длине из формулы (II.15) будет равно $P_{кр} = 1{,}14 \sqrt[3]{EIq^2}$. Для колонн, длиннее l_0, критическую нагрузку можно считать постоянной и равной $P_{кр}$.

На рис. 5 показана кривая изменения критической силы в зависимости от длины колонны, полученная на основании точного решения (сплошная линия), а также кривая, соответствующая приближенному решению (пунктирная линия).

Если концы колонны защемлены (например, нижний конец колонны прихвачен), то уравнение равновесия представляется в виде (рис. 6)

$$EIy'' = -\left[Py - M_0 + Nx - q\int_0^x (y - v)\, du \right]$$

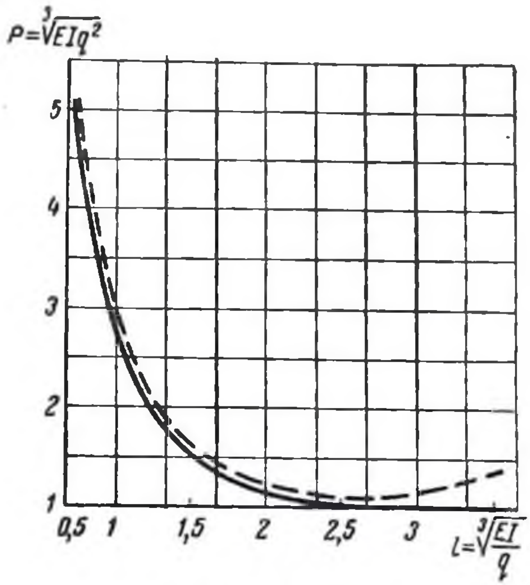

Рис. 5. Зависимость между критической нагрузкой и длиной колонны.

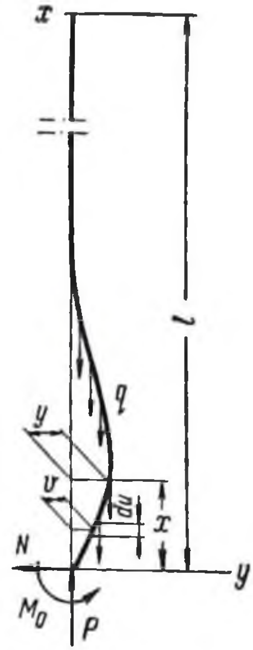

Рис. 6. Искривление колонны с заделанными концами.

или

$$\frac{d^3y}{dz^3} + \frac{1}{z}\frac{d^2y}{dz^2} + \left(1 - \frac{1}{9z^2}\right)\frac{dy}{dz} = \frac{2}{3}\frac{N}{qz},$$

где $z = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q} - x\right)^3}$; N — реакция защемленной опоры.

Решением уравнения будет

$$\frac{dy}{dz} = C_1 J_{\frac{1}{3}}(z) + C_2 J_{-\frac{1}{3}}(z) + \frac{6N}{q} C(z). \qquad \text{(II.16)}$$

Тогда

$$y = C_1 A(z) + C_2 B(z) + \frac{6N}{q} D(z) + C_3,$$

2*

где

$$A(z)=\int J_{\frac{1}{3}}(z)\,dz=\frac{3\left(\frac{z}{2}\right)^{\frac{4}{3}}}{\Gamma\left(\frac{4}{3}\right)}\sum_{n=0}^{\infty}\frac{(-1)^n 3^n\left(\frac{z}{2}\right)^{2n}}{(3n+2)\,n!\,(3n+1)!};$$

$$B(z)=\int J_{-\frac{1}{3}}(z)\,dz=\frac{3\left(\frac{z}{2}\right)^{\frac{2}{3}}}{\Gamma\left(\frac{2}{3}\right)}\left[1+\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(-1)^n 3^n\left(\frac{z}{2}\right)^{2n}}{(3n+1)\,n!\,(3n-1)!}\right];$$

$$C(z)=z\sum_{n=0}^{\infty}\frac{(-1)^n(3z)^{2n}}{\Pi\,[9(2n+1)^2-1]};$$

$$D(z)=\int C(z)\,dz=\frac{z^2}{2}\sum_{n=0}^{\infty}\frac{(-1)^n(3z)^{2n}}{(n+1)\,\Pi\,[9(2n+1)^2-1]}.$$

Граничные условия:

$$x=0;\ z=v=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}\right)^3};\ y'=0\left(\frac{dy}{dz}=0\right);\ y=0;$$

$$x=l;\ z=u=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}-l\right)^3};\ y'=0\left(\frac{dy}{dz}=0\right);\ y=0.$$

Пользуясь граничными условиями, получим систему уравнений:

$$C_1J_{\frac{1}{3}}(v)+C_2J_{-\frac{1}{3}}(v)+\frac{6N}{q}C(v)=0;$$

$$C_1J_{\frac{1}{3}}(u)+C_2J_{-\frac{1}{3}}(u)+\frac{6N}{q}C(u)=0; \qquad \text{(II.17)}$$

$$C_1[A(v)-A(u)]+C_2[B(v)-B(u)]+\frac{6N}{q}[D(v)-D(u)]=0,$$

которая позволяет определять критические значения силы P при $u\geqslant 0\left(\frac{P}{q}\geqslant l\right)$.

С увеличением длины колонны критическая сила будет уменьшаться, поэтому для бурильной колонны наибольший интерес представляет $P_{кр}$ при больших значениях $l\left(l>\frac{P}{q}\right)$. В этом случае в приведенной выше системе уравнений (II.17) значения v и u следует заменить на $-v$ и iu_1, где $u_1=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(l-\frac{P}{q}\right)^3}$.

Тогда наименьшее значение $P_{кр}$ определится из равенства нулю определителя, составленного из коэффициентов новой системы уравнений (после подстановки $-v$ и iu_1)

$$\begin{vmatrix} J_{+\frac{1}{3}}(v) & J_{-\frac{1}{3}}(v) & C(v) \\ I_{\frac{1}{3}}(u_1) & -I_{-\frac{1}{3}}(u_1) & -F(u_1) \\ [A(v)-G(u_1)] & [B(v)-H(u_1)] & [D(v)-K(u_1)] \end{vmatrix} = 0,$$

где

$$G(u_1)=A(iu_1),\quad H(u_1)=B(iu_1),\quad K(u_1)=D(iu_1),$$

$$iF(u_1)=C(iu_1).$$

Значение v, удовлетворяющее равенству нулю определителя при достаточно большом значении $u_1 = 12$, равно 4,2, что приводит к критической силе $P_{кр} = 3{,}41\sqrt[3]{EIq^2}$, которое можно принять постоянным для значений $u_1 \geqslant 12$.

Этому значению $P_{кр}$ соответствует критическая длина $l_{кр} = 10{,}28\sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$. В частном случае, если $P = ql$, $P_{кр} = 4{,}19\sqrt[3]{EIq^2}$ и $l_{кр} = 4{,}19\sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$.

Когда концы колонны рассматриваются опертыми, величина критической силы может быть получена из рассмотренного выше уравнения (II.16) при других граничных условиях:

$$x=0;\ y=0;\ y''=0;$$

$$x=l;\ y=0;\ y''=0.$$

Подчинив уравнение (II.16) граничным условиям при значении $u = \frac{2}{3}\, i\sqrt{\frac{q}{EI}\left(l-\frac{P}{q}\right)^3}$, наименьшее значение критической силы определим из равенства нулю определителя

$$\begin{vmatrix} J_{-\frac{2}{3}}(v) & -J_{\frac{2}{3}}(v) & \left[R(v)+\frac{C(v)}{3v}\right] \\ -I_{-\frac{2}{3}}(u_1) & I_{\frac{2}{3}}(u_1) & \left[L(u_1)+\frac{F(u_1)}{3u_1}\right] \\ [A(v)-G(u_1)] & [B(v)-H(u_1)] & [D(v)-K(u_1)] \end{vmatrix} = 0.$$

Значение членов определителя, за исключением $R(v)$ и $L(u_1)$, приведены выше. Величины $A(v)$ и $L(u_1)$ определяются из ряда

$$C'(z) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n (3z)^{2n}(2n+1)}{\Pi\,[9(2n+1)^2-1]}$$

при значении z, равном соответственно v и iu_1. Значение v, удовлетворяющее равенству нулю определителя при достаточно большом значении $u_1 = 12$, равно 1,80. Это соответствует критической силе $P_{кр} = 1{,}94 \sqrt[3]{EIq^2}$, что совпадает со значением, полученным Ф. Виллерсом и А. Лубинским, при рассмотрении устойчивости колонны с шарнирными концами [49]. Критическая длина будет равна $l_{кр} = 8{,}81 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$. Если $P = ql$, то $P_{кр} = 2{,}65 \sqrt[3]{EIq^2}$. Можно считать, что критическая длина в этом случае практически совпадает с длиной $l_{кр}$ по формуле (II.4), полученной с помощью приближенного метода.

Для колонны с нижним защемленным и верхним опертым концами критическое значение силы при граничных условиях:

$$x=0;\quad y'=0;\quad y=0;$$

$$x=l;\quad y''=0,\quad y=0$$

определится из равенства нулю определителя

$$\begin{vmatrix} J_{\frac{1}{3}}(v) & J_{-\frac{1}{3}}(v) & C(v) \\ -I_{-\frac{2}{3}}(u_1) & I_{\frac{2}{3}}(u_1) & [L(u_1)]+\frac{F(u_1)}{3u_1} \\ [A(v)-G(u_1)] & [B(v)-H(u_1)] & [D(v)-K(u_1)] \end{vmatrix}=0.$$

Значение v при $u_1 = 12$ приводит к критической силе $P_{кр} = 3{,}41 \sqrt[3]{EIq^2}$.

Критическая длина $l_{кр} = 10{,}28 \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$.

Верхний конец бурильной колонны, находящийся во вкладышах ротора, не может свободно поворачиваться при изгибе, поэтому колонну в процессе работы при передаче давления на забой следует рассматривать как систему с верхним защемленным и нижним опертыми концами. Для этого случая граничные условия будут:

$$x=0;\quad y''=0;\quad y=0;$$

$$x=l;\quad y'=0;\quad y=0.$$

Критическая нагрузка определится из равенства нулю определителя, составленного из коэффициентов уравнений, полученных после подчинения уравнения (II.16) граничным условиям:

$$\begin{vmatrix} J_{-\frac{2}{3}}(v) & -J_{\frac{2}{3}}(v) & \left[R(v)+\frac{C(v)}{3v}\right] \\ I_{\frac{1}{3}}(u_1) & -I_{-\frac{1}{3}}(u_1) & -F(u_1) \\ [A(v)-G(u_1)] & [B(v)-H(u_1)] & [D(v)-K(u_1)] \end{vmatrix}=0.$$

Значение v, удовлетворяющее равенству при большом значении $u_1 = 12$, равно 1,8, чему соответствует критическая сила $P_{кр} = 1{,}94 \sqrt[3]{EJq^2}$.

Критическая длина будет равна $l_{кр} = 8{,}81 \sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$. Для частного случая $P = ql$ $P_{кр} = 3{,}09 \sqrt[3]{EJq^2}$.

Критическая сила для рассмотренных четырех условий закрепления бурильной колонны в частном случае при $P = ql$ (критическая нагрузка равна весу колонны) приводится к величинам, ранее полученным Н. А. Динником.

Критические длины колонн значительно больше сжатого участка, определяемого критической нагрузкой; это указывает на то,

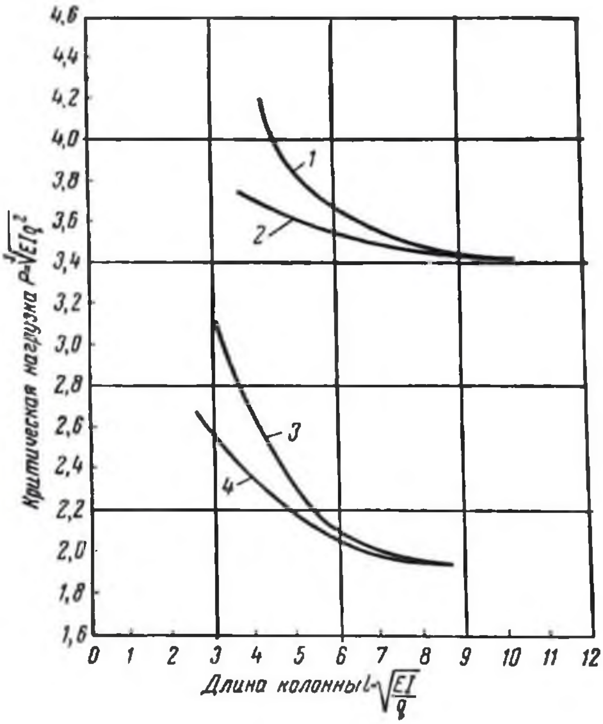

Рис. 7. Зависимость между критической нагрузкой и длиной колонны.

1 — оба конца защемлены; 2 — верхний конец оперт, нижний защемлен; 3 — верхний конец защемлен, нижний оперт; 4 — оба конца оперты.

что на длине изогнутого участка колонны будут как сжатый, так и растянутый участки.

Величина критической длины для сжатой части колонны (при условии, что нижний конец принят опертым, а верхний защемленным) будет изменяться в пределах $1{,}94 \sqrt[3]{\frac{EJ}{q}} \leqslant l_{кр} \leqslant 3{,}09 \sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$ в зависимости от длины растянутой части. При длине растянутой части $\approx 6{,}9 \sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$ можно принять, что для сжатой части критическая длина не изменяется, оставаясь равной $P_{кр} = 1{,}94 \sqrt[3]{EJq^2}$.

На рис. 7 показаны зависимости между $P_{кр}$ и длиной колонны для четырех рассмотренных выше случаев, из которых следует, что влияние характера закрепления верхнего конца уменьшается с увеличением длины колонны.

Величина $6{,}9\sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$ представляет собой относительно небольшую длину колонны. Так, для труб 114 × 8 *мм* длина растянутой части составляет 115 *м*, а для 178-*мм* утяжеленных бурильных труб — 125 *м*. В расчетах величины $\sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$ для бурильных и утяжеленных труб, одновременно работающих в скважине, допускается принимать одинаковыми, так как значения их приблизительно равны.

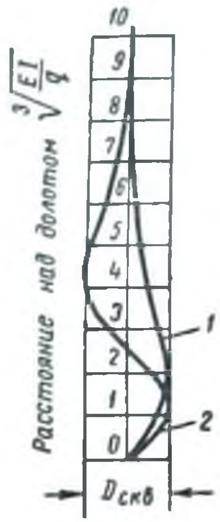

Рис. 8. Формы искривления низа бурильной колонны.

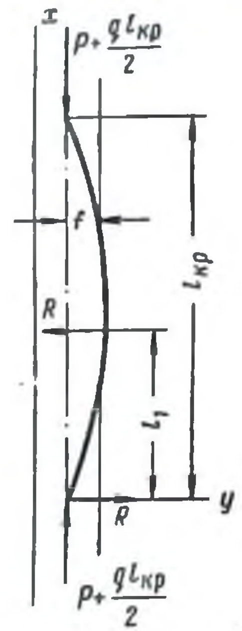

Рис. 9. Потеря устойчивости участка колонны над долотом.

Если при длине сжатой части $l = 1{,}94\sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$ образуется полуволна над долотом, то, по данным Лубинского, увеличение длины сжатой части до $l = 4{,}22\sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$ приводит к возникновению второй изогнутой полуволны, расположенной над первой.

На рис. 8 показаны формы искривления низа бурильной колонны при образовании одной полуволны (кривая *1*) и двух полуволн (кривая *2*). Дальнейшее увеличение длины сжатой части приведет к образованию новых полуволн.

Приведенные выше значения критических нагрузок действительны для случая, когда колонна не вращается.

Для бурильных труб, установленных в буровой, растянутый участок отсутствует, поэтому критическая длина для бурильных свечей с опертыми концами определяется из выражения $l_{кр} = 2,65 \sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$.

На практике в зависимости от факторов, влияющих на работу верхнего конца сжатого участка колонны и определяющих степень его подвижности, критическая длина будет, по-видимому, изменяться в пределах $(1,94-2,65) \sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$.

Полученные величины $l_{кр}$ позволяют определить длину низа бурильной колонны, которая может находиться под действием собственного веса без потери устойчивости. Дальнейшее увеличение длины сжатой части, необходимое для создания большей нагрузки на долото, приведет к изгибу низа колонны, однако величина деформации будет ограничена стенками скважины и составит $f = \frac{D_{скв} - d}{2}$.

Это позволяет в ряде случаев (отсутствие каверны и другие нарушения целостности стенок скважины) увеличивать нагрузку на долото до величин, превышающих критические значения. Для этой цели в практике бурения обычно используют утяжеленные трубы с длиной больше критической.

Рассмотрим устойчивость низа бурильной колонны в условиях, когда деформация ограничивается стенками скважины. Наибольший интерес представляет исследование работы первой полуволны, расположенной над долотом и находящейся под действием сжимающей нагрузки вышележащих участков колонны.

Чтобы упростить задачу концы стержня примем опертыми, действие собственного веса заменим концевой силой, равной половине веса стержня. Допустим также, что величина f мала, а сила P действует по оси скважины.

В этом случае при длине сжатой части $l_{кр} = 2,65 \sqrt[3]{\frac{EJ}{q}}$ колонна потеряет устойчивость и коснется стенки скважины (рис. 9). Дальнейшее увеличение сжимающей нагрузки на участок колонны длиной $l_{кр}$ создается весом P расположенных выше труб, что будет способствовать деформации стержня. При рассмотрении характера деформации будем исходить из условия, что увеличение осевой сжимающей нагрузки приведет к уничтожению изгибающего момента, действующего посередине полуволны, а следовательно, к образованию участка касания трубы со стенками скважины.

Рассмотрим деформацию участка колонны длиной $l_{кр}$ после потери ею устойчивости прямолинейной формы равновесия под действием собственного веса.

Определим критическую нагрузку для участка l_1 (см. рис. 9). Уравнение упругой линии для участка $0 \leq x \leq l_1$ будет иметь вид:

$$EJ \frac{d^2y}{dx^2} + \left(P + \frac{ql_{кр}}{2}\right)y = Rx.$$

Общее решение уравнения

$$y = A\sin nx + B\cos nx + \frac{Rx}{P + \frac{ql_{\text{кр}}}{2}},$$

где

$$n = \sqrt{\frac{P + \frac{ql_{\text{кр}}}{2}}{EI}}.$$

Так как при

$$x = 0 \qquad y = 0$$

$$x = l_1 \qquad y = f$$

$$x = l_1 \qquad y' = 0,$$

то $B = 0$

$$\left.\begin{aligned} A\sin nl_1 + \frac{Rl_1}{P + \frac{ql_{\text{кр}}}{2}} &= f \\ An\cos nl_1 + \frac{R}{P + \frac{ql_{\text{кр}}}{2}} &= 0 \end{aligned}\right\}. \tag{II.18}$$

Дополнительным условием для определения неизвестных в выражении (II.18) будет равенство нулю момента в месте соприкосновения стержня со стенками скважины

$$Rl_1 - f\left(P + \frac{ql_{\text{кр}}}{2}\right) = 0 .$$

С учетом полученных зависимостей из уравнения (II.18) имеем $\sin nl_1 = 0$, тогда $n = \frac{\pi}{l_1}$ или

$$P = \frac{\pi^2 EI}{l_1^2} - \frac{ql_{\text{кр}}}{2}. \tag{II.19}$$

Выражение (II.19) дает значение $P_{\text{кр}}$ для участка l_1. Так как $A = \frac{f}{\pi}$, $B = 0$, $l_1 = \frac{\pi}{n}$, то уравнение упругой линии стержня на участке $0 \leqslant x \leqslant l_1$ будет

$$y = \frac{f}{\pi}(\sin nx + nx). \tag{II.20}$$

Так как в выражении (II.19) $l_1 = \frac{l_{\text{кр}}}{2}$, будем иметь

$$P = \frac{4\pi^2 EI}{l_{\text{кр}}^2} - \frac{ql_{\text{кр}}}{2}. \tag{II.21}$$

Это означает, что после потери устойчивости под действием собственного веса стержень продолжает касаться стенок скважины (или обсадной колонны) в одной точке до момента, когда сила достигнет критического значения по формуле (II.21). При значении силы P, больше критического, стержень теряет устойчивость на длине l_1 и прилегает к стенкам скважины на участке l_2 (рис. 10). Когда длина участка l_2 станет достаточно большой, на нем может произойти потеря устойчивости и на участке $l_{кр}$ вместо одной полуволны образуются три (рис. 11). Определим силу P, при которой может произойти потеря устойчивости на участке l_2.

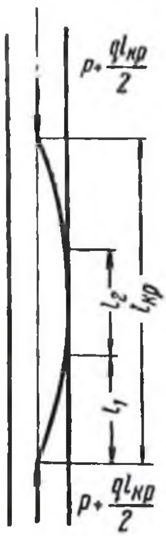

Рис. 10 Форма искривления низа колонны с опертыми концами.

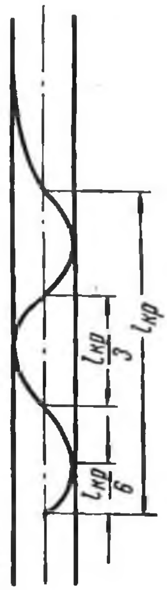

Рис. 11. Форма искривления низа колонны с опертыми концами.

Критическая сила для прямолинейного участка может быть принята равной $P = \frac{4\pi^2 EJ}{l_2^2}$ (для упрощения расчетов собственный вес участка l_2 не учитывается).

Однако эта же сила должна действовать на участке l_1 (см. рис. 10) и по аналогии с рассмотренной выше величиной критической нагрузки будет равна

$$P = \frac{\pi^2 EI}{l_1^2}.$$

Из равенства указанных сил, а также с учетом того, что $l_2 = l_{кр} - 2l_1$, имеем $l_1 = \frac{l_{кр}}{4}$. Тогда искомая критическая сила для участка l_2 определится подстановкой $l_1 = \frac{l_{кр}}{4}$ в выражение (II.19), т. е.

$$P = \frac{16\pi^2 EI}{l_{кр}^2} - \frac{ql_{кр}}{2}. \quad (II.22)$$

Следовательно, с увеличением нагрузки P в пределах

$$\left(\frac{4\pi^2 EI}{l_{кр}^2} - \frac{q l_{кр}}{2}\right) \leqslant P \leqslant \left(\frac{16\pi^2 EI}{l_{кр}^2} - \frac{q l_{кр}}{2}\right)$$

увеличивается длина участка прилегания колонны к стенкам скважины в пределах от нуля до l_2, при которой произойдет потеря устойчивости на длине l_2.

Так как с потерей устойчивости участка l_2 образуются три новые полуволны с длиной $\frac{l_{кр}}{3}$, то каждая из них может рассматриваться отдельно (предполагается, что на длине $\frac{l_{кр}}{6}$ наблюдается потеря устойчивости). В этом случае дальнейшее увеличение осевой нагрузки P приведет к образованию на каждом участке $\frac{l_{кр}}{3}$ деформаций, аналогичных рассмотренным для всей полуволны $l_{кр}$. Так, подставив в выражение (II.19) $l_1 = \frac{l_{кр}}{6}$ (половина полуволны длиной $\frac{l_{кр}}{3}$), получим

$$P = \frac{36\pi^2 EI}{l_{кр}^2} - \frac{q l_{кр}}{2}. \tag{II.23}$$

Следовательно, при нагрузке

$$\left(\frac{16\pi^2 EI}{l_{кр}^2} - \frac{q l_{кр}}{2}\right) \leqslant P \leqslant \left(\frac{36\pi^2 EI}{l_{кр}^2} - \frac{q l_{кр}}{2}\right)$$

стержень соприкасается со стенками скважины в трех точках.

В табл. 1 приведены критические нагрузки на долото (предполагается, что нагрузка создается только весом труб), приводящие к различным формам равновесия нижней полуволны сжатой части бурильной колонны длиной $l_{кр}$.

Таблица 1

Критическая нагрузка, *Т*	Диаметр бурильных труб, *мм*				Диаметр утяжеленных труб, *мм*		
	114	140	146	168	146	178	203
$P_д'$	0,97	1,44	1,55	2,05	4,3	7,8	10,5
$P_д''$	2,4	3,6	3,9	5,1	10,6	19,5	26,5
$P_д'''$	8,2	12,1	13,2	17,5	36	66,0	90,0

Примечание: 1) критическая нагрузка определена для наименьшей толщины стенки труб, равной 8 *мм*; 2) вес 1 *м* труб принят с учетом веса замков и высадки труб.

Как видно из табл. 1, применение утяжеленных труб позволяет создать значительную нагрузку на долото без увеличения числа полуволн искривленной оси колонны труб. Так, для 178-*мм* утяжеленных труб при нагрузке на долото 19,5 *Т* искривленные утяжеленные трубы касаются стенок скважины в одной точке, в то же время 168-*мм* бурильные трубы при той же нагрузке касаются скважин в трех точках, образуя три полуволны.

Критическая нагрузка первого порядка определялась как вес колонны длиной, равной критической

$$P'_{д} = q\sqrt[3]{\frac{2\pi^2 EI}{q}}.$$

Критические нагрузки второго и третьего порядков определялись соответственно из выражений (II.21), (II.22) с учетом веса нижней полуволны, т. е. $P_{д} = P + ql_{кр}$,

$$P''_{д} = \frac{4\pi^2 EI}{l^2_{кр}} + \frac{ql_{кр}}{2};$$

$$P'''_{д} = \frac{16\pi^2 EI}{l^2_{кр}} + \frac{ql_{кр}}{2}.$$

Критическим нагрузкам первого и второго порядков будет соответствовать одна полуволна, а нагрузке третьего порядка три полуволны.

Как следует из табл. 1, осевые нагрузки на утяжеленные трубы, соответствующие усилиям третьего порядка, значительно превышают применяемые в бурении. Поэтому практически при бурении с утяжеленными трубами колонна труб над долотом будет иметь одну полуволну, касаясь или частично прилегая к стенкам скважины.

Таким образом, из работы сжатой части бурильной колонны следует, что значительные напряжения в бурильных трубах могут возникнуть в результате их сильного изгиба, особенно в случаях, когда нагрузка на долото не обеспечивается весом только утяжеленных труб, а создается также частью веса бурильных труб.

При рассмотрении устойчивости низа бурильной колонны принималось, что изгиб происходит по плоской кривой. В действительности вследствие потери устойчивости прямолинейной формы равновесия ось колонны может отклониться от плоской кривой изгиба с образованием пространственно изогнутой формы. Такой характер искривления в значительной степени объясняется наличием первоначальных отступлений от прямолинейности колонны (несоосность осей резьб бурильных труб, кривизна труб и др.), эксцентричности расположения колонны в скважине. На рис. 12 показана плоскость изгиба *а — а* колонны, эксцентрично расположенной в скважине. В результате давления, оказываемого изогнутой колонной на стенки скважины, возникает нормальная сила *N*, составляющая которой *Q* будет стремиться придать плоско изогнутой колонне форму пространственной спирали.

Экспериментальная проверка статической устойчивости бурильной колонны, проведенная П. В. Балицким [3] в условиях стенда, позволяющего исследовать работу труб на механической модели вертикальной скважины, подтверждает, что плоская синусоидальная форма продольного изгиба достаточно длинного сжатого стержня при ограничении его деформации цилиндрической поверхностью превращается в пространственную форму изгиба по винтовой спирали.

Под действием собственного веса сжатой части колонна имеет форму винтовой спирали переменного шага, величина которого увеличивается с удалением от забоя, а направление спирали может быть правым, левым или одновременно правым и левым. Шаг спирали определяется из выражения [50]

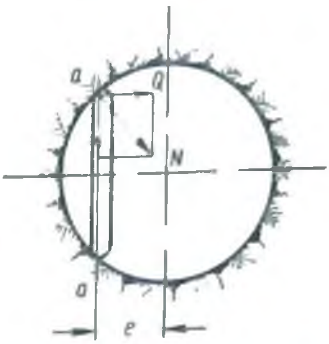

Рис. 12. Взаимодействие стенок скважины с искривленной колонной.

$$h = 2\pi \sqrt{\frac{2EI}{P}}, \qquad (II.23)$$

где P — осевая сжимающая нагрузка (вес колонны).

Контакт сжатой части колонны с поверхностью скважины происходит в основном в замках, а длина участков между соседними точками контакта почти всегда равна длине свечи, увеличиваясь в направлении к верхнему участку сжатой части колонны, где длина участков оказывается равной длине двух, трех или большего числа свечей.

УСТОЙЧИВОСТЬ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ, ПОДВЕРЖЕННОЙ КРУЧЕНИЮ

Кручение длинного тонкого стержня при определенной величине крутящего момента приводит к потере прямолинейной формы равновесия стержня. Форма стержня становится спирально изогнутой. Явление это объясняется тем, что крутящий момент, действующий в плоскости, перпендикулярной оси стержня, при отклонении последнего от прямолинейной формы приводит к возникновению составляющих изгибающего момента. При значении крутящего момента, равного критическому, составляющие изгибающих моментов достигают таких величин, что силы упругости стержня не в состоянии вернуть его в первоначальное положение.

Рассмотрим слегка изогнутый стержень, подверженный воздействию крутящего момента M, сжимающей силы P и сил собственного веса (рис. 13). Такое сочетание сил соответствует условию работы низа бурильной колонны. Вектор момента M изображен в прямоугольной системе координат xyz. Разложим вектор M по трем осям косоугольной системы, в которой оси y' и z' совпадают соответственно с осями y и z, а ось x' направлена по касательной к оси стержня в данной точке O и образует с осями соответственно углы α_1, β_1, γ_1.

Тогда искомые проекции вектора M будут:

$$x' = \frac{M}{\cos\alpha_1}; \quad y' = -\frac{M\cos\beta_1}{\cos\alpha_1}; \quad z' = -\frac{M\cos\gamma_1}{\cos\alpha_1}.$$

Проекция момента M на ось x' представляет собой крутящий момент в рассматриваемом сечении M'_x; проекции же на оси y' и z' являются составляющими M'_y, M'_z, изгибающими стержень соответственно в плоскостях xoz и xoy. В общем виде исследование устойчивости стержней под действием крутящего момента относится к неконсервативным задачам, однако решить ряд задач можно статическим методом.

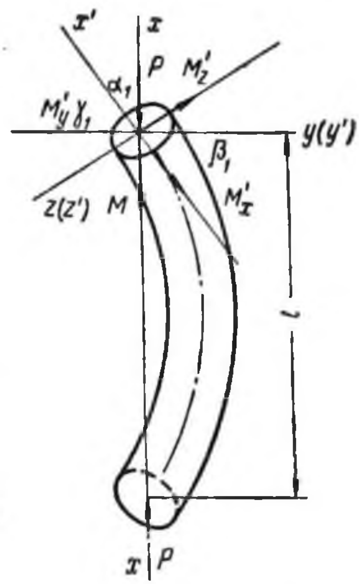

Рис. 13. Искривление колонны при кручении.

Задача определения критической величины крутящего момента, при которой теряется устойчивость прямолинейной формы оси сжатого стержня, была впервые рассмотрена Гринхиллом. Полученное им выражение (формула Гринхилла) имеет следующий вид:

$$\left(\frac{M}{2EI}\right)^2 + \frac{P}{EI} = \frac{\pi^2}{l^2}. \qquad (II.24)$$

где M — крутящий момент; P — концевая сила.

В частном случае при $M = 0$ выражение (II.24) приводится к формуле Эйлера для стержня с шарнирно опертыми концами.

При $P = 0$ получим формулу для определения критического значения крутящего момента для невесомого стержня

$$M = \frac{2EI\pi}{l}. \qquad (II.25)$$

Как видно из формулы (II.24), наличие сжимающей концевой силы P приводит к уменьшению критической величины крутящего момента.

Если стержень растянут, то знак P в уравнении должен быть изменен. Таким образом, когда на стержень действует растягивающая сила, устойчивость прямолинейной формы оси стержня при воздействии крутящего момента увеличивается. Уравнение (II.24) было выведено в предположении, что напряжения, возникающие в стержне, подчинены закону Гука.

Установим условие применимости уравнения (II.24) для круглого (кольцевого) сечения при воздействии одного крутящего момента, т. е. при $P = 0$.

Заменив значение момента в выражении $\frac{M}{2EI} = \frac{\pi}{l}$ через $M = \tau_{max} W_{кр}$ ($W_{кр}$ — полярный момент сопротивления) и приняв согласно третьей теории прочности $\tau_{max} = \frac{\sigma_п}{2}$ ($\sigma_п$ — предел пропорциональности), получим

$$\frac{\sigma_п W_{кр}}{4EI} = \frac{\pi}{l} \quad \text{или} \quad l \geqslant \frac{\pi E d}{\sigma_п}, \tag{II.26}$$

где d — наружный диаметр трубы.

Для общего случая, когда действуют M и P, результирующее напряжение, определенное по теориям прочности, не должно превышать предела пропорциональности материала.

Влияние сжимающих сил собственного веса стержня может быть учтено увеличением силы P на величину, равную половине веса стержня, т. е. на $0{,}5ql$.

При воздействии на стержень крутящего момента и собственного веса, т. е. при $P = 0$, формула (II.24) примет вид

$$\left(\frac{M}{2EI}\right)^2 + \frac{ql}{2EI} = \frac{\pi^2}{l^2}. \tag{II.27}$$

Если длина нижней части бурильной колонны, сжатой силами собственного веса, равна критической [формула (II.4)], т. е.

$$l = l_{кр} = \sqrt[3]{\frac{2\pi^2 EI}{q}},$$

то из выражения (II.27) следует, что $M = 0$.

Это указывает, что прямолинейная форма равновесия стержня в рассматриваемом случае теряет устойчивость до того, как будет приложен крутящий момент.

Если длина сжатой части колонны меньше l, то величина крутящего момента, при которой произойдет потеря устойчивости прямолинейной формы равновесия стержня, определится из формулы (II.27).

Когда длина сжатой части колонны больше критической величины и, следовательно, ось колонны имеет криволинейную форму, крутящий момент будет стремиться придать бурильной колонне форму пространственной спирали.

Условие применимости формулы (II.27) может быть получено определением наименьшей длины l, при которой напряжение в стержне не превышает предела пропорциональности.

Рассмотрим растянутую часть бурильной колонны.

Уравнение (II.24) в случае растягивающей концевой силы примет вид

$$\left(\frac{M}{2EI}\right)^2 - \frac{P}{EI} = \frac{\pi^2}{l^2}.$$

Из этого уравнения для невесомого стержня следует, что для любого значения M можно получить такую силу P, при которой левая часть уравнения будет равна нулю, т. е. будет выдержано условие

$$\frac{M^2}{4EI} = P. \qquad \text{(II.28)}$$

При соблюдении полученного условия $l \to \infty$, т. е. прямолинейная форма оси стержня будет сохранена при любой длине стержня.

Расчеты, произведенные по формуле (II.28), показывают, что при моментах, действующих во время бурения, P является незначительной величиной по сравнению с весом колонны.

Для весомого стержня, приняв с приближением растягивающее действие собственного веса равным $\frac{ql}{2}$ и приложенным к концу стержня, будем иметь

$$\left(\frac{M}{2EI}\right)^2 - \frac{ql}{2EI} = \frac{\pi^2}{l^2} \qquad \text{(II.29)}$$

или критическое значение крутящего момента

$$M = \sqrt{\frac{4\pi^2}{l^2}(EI)^2 + 2qlEI}\ .$$

Из рассмотрения полученного выражения для M следует, что с увеличением l критический момент вначале уменьшается, а затем увеличивается. Так как критическое значение не может возрастать с увеличением длины l, то функция $M = f(l)$ должна иметь минимальное значение $M_{\min}$, соответствующее длине колонны $l_{\max}$ на участке, на котором может произойти потеря устойчивости прямолинейной формы стержня.

Если длина колонны больше $l_{\max}$, то потеря устойчивости будет наблюдаться на длине $l_{\max}$ при моменте $M_{\min}$, а остальная часть колонны сохранит прямолинейную форму под действием собственного веса. Определим $l_{\max}$ из условия $\frac{dM}{dl} = 0$. Продифференцировав выражение для крутящего момента M, из условия $\frac{dM}{dl} = 0$ получим

$$l_{\max} = \sqrt[3]{\frac{4\pi^2 EI}{q}}. \qquad \text{(II.30)}$$

Для труб 168×8 будем иметь

$$l_{\max} = \sqrt[3]{\frac{4\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 1300}{0{,}385}} = 6450 \text{ см}.$$

Следовательно, независимо от длины колонны потеря устойчивости может наблюдаться только на длине 64,5 *м*.

Из выражения для критического значения определим $M_{\min}$, соответствующий $l_{\max}$

$$M_{\min}=\sqrt{\frac{4\pi^2\cdot 4\cdot 10^{12}\cdot 1300^2}{6450^2}+2\cdot 0{,}385\cdot 6450\cdot 2\cdot 10^6\cdot 1300}=$$

$$=4{,}4\cdot 10^6\ \textit{кГ}\cdot\textit{см}.$$

Так как крутящие моменты, действующие в процессе бурения, значительно ниже полученной величины, то потеря устойчивости не будет наблюдаться даже на длине $l_{\max}$ и вся колонна сохранит прямолинейную форму. Полученная величина момента превышает также допустимую величину крутящего момента для труб, применяемых в бурении (с учетом прочности).

В связи с тем, что для труб, применяемых в настоящее время в бурении, $M_{\min}$ всегда будет превышать величины действующих крутящих моментов, вся растянутая часть бурильной колонны сохранит в процессе работы свою прямолинейную форму. Поэтому при бурении забойными двигателями, когда отсутствует вращение, колонна в растянутой части сохранит прямолинейную форму.

Рассмотренная выше задача относится к стержню с опертыми концами. Исследование устойчивости сжатоскрученного невесомого стержня с заделанными концами проведено Е. Л. Николаи [20]. Критическая длина в этом случае определяется из выражения

$$l_{\text{кр}}=2\varphi_{\text{кр}}\sqrt{c}\sqrt{\frac{EI}{P}}, \tag{II.31}$$

где $\varphi_{\text{кр}}$ — наименьший корень уравнения

$$\operatorname{ctg}\varphi\cdot c-\frac{1}{c\varphi}+\operatorname{ctg}\varphi-\frac{1}{\varphi}=0;$$

$$\frac{1}{c}=\frac{\left(M+\sqrt{M^2-4EIP}\right)^2}{4EIP}. \tag{II.32}$$

Зависимость между φ и c приведена ниже.

c	1	0	$-\frac{1}{2}$	$-\frac{3}{4}$	-1
φ	π	4,49	2π	4π	∞

При отсутствии крутящего момента $(M=0)$ $c=1$, тогда из (II.31) $P=\frac{4\pi^2EI}{l^2}$, что соответствует формуле Эйлера для стержня с заделанными концами. При отсутствии сжимающей нагрузки $(P=0)$ $c=0$. Преобразовав выражения (II.31) и (II.32), получим

$$M=\frac{2EI\varphi_{\text{кр}}(1-c)}{l_{\text{кр}}}.$$

Так как при $c = 0$ $\varphi = 4{,}49$, то

$$M_{\text{кр}} = \frac{8{,}98EI}{l}, \qquad (II.33)$$

что больше критического момента по формуле (II.25). Отрицательному значению c соответствует растягивающая нагрузка. Как следует из (II.32), $c = -1$ будет иметь место при $P = -\frac{M^2}{4EI}$ (минус указывает на растяжение). Так как при этом $\varphi_{\text{кр}} \to \infty$, то стержень не потеряет устойчивости при любом значении крутящего момента. Значение растягивающей нагрузки совпадает с выражением (II.28) для стержня с опертыми концами. Следовательно, чтобы обеспечить прямолинейную форму равновесия при опертых и заделанных концах, необходимо стержень растянуть усилием, определенным из (II.28).

Как показали стендовые испытания, если колонна труб предварительно получила пространственную форму винтовой спирали под действием собственного веса, то действие крутящего момента вызывает неравномерное смещение колонны по внутренней поверхности скважины. При этом изменяется форма спирали, шаг ее, число витков, а также возможно изменение направления закручивания. В случае растянутой колонны крутящий момент, приложенный к колонне, не изменял прямолинейности колонны.

УСТОЙЧИВОСТЬ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ В ПРОЦЕССЕ ВРАЩЕНИЯ

В роторном бурении бурильная колонна находится в состоянии вращения как в процессе холостого вращения, когда на колонну действуют растягивающие силы собственного веса, так и при бурении, когда в колонне имеется сжатый участок.

При бурении погружными двигателями колонна получает вращение при проведении вспомогательных работ. При вращении длинного тонкого стержня, каким является бурильный вал, центробежные силы вызывают искривление вала и его вращение становится неустойчивым. С повышением скорости вращения центробежные силы возрастают, что увеличивает искривление стержня. Если скорость вращения выше критической, то форма упругого равновесия стержня будет криволинейной.

Исследованием устойчивости бурильной колонны, определением критических скоростей вращения занимались Л. С. Лейбензон, С. И. Шищенко, Г. М. Саркисов и др.

Холостое вращение колонны

Рассмотрим вращение длинного круглого весомого стержня, растягиваемого концевой силой P, вокруг оси $o - x$ (рис. 14). Верхний конец стержня примем зажатым, а нижний свободным.

При таком характере распределения сил и принятых концевых условиях можно считать, что колонна находится в состоянии холостого вращения.

Уравнение упругой линии изогнутой колонны, удовлетворяющее концевым условиям (при $x = 0$, $y = 0$, $y' = 0$; при $x = l$, $y = f$, $y'' = 0$), представим в виде

$$y = f\left(1 - \cos\frac{m\pi x}{2l}\right), \tag{II.34}$$

где $m = 1, 3, \ldots$

Для определения критической скорости рассмотрим систему при малом отклонении от положения равновесия (рис. 14). В состоянии безразличного равновесия потенциальная энергия изогнутого стержня будет равна работе внешних сил. Поэтому для определения критической скорости изменение потенциальной энергии рассматриваемой системы при малом отклонении стержня от прямолинейного положения равновесия примем равной нулю, т.е.

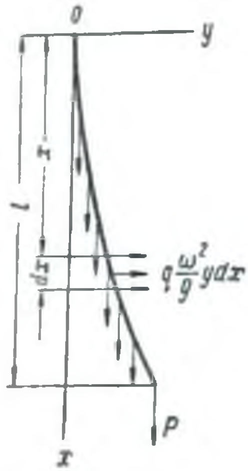

Рис. 14. Искривление подвешенной колонны при вращении.

$$U - A_1 - A_2 - A_3 = 0, \tag{II.35}$$

где U — потенциальная энергия деформации изгиба, равная

$$U = \frac{1}{2}\int_0^l EI\left(\frac{d^2y}{dx^2}\right)^2 dx; \tag{II.36}$$

EI — жесткость сечения стержня; A_1 — работа растягивающей концевой силы P

$$A_1 = -\frac{P}{2}\int_0^l \left(\frac{dy}{dx}\right)^2 dx; \tag{II.37}$$

A_2 — работа растягивающих сил собственного веса

$$A_2 = -\frac{q}{2}\int_0^l (l - x)\left(\frac{dy}{dx}\right)^2 dx; \tag{II.38}$$

A_3 — работа центробежных сил

$$A_3 = \frac{1}{2}\int_0^l y\,dP_0 = \frac{1}{2}\int_0^l \frac{q\omega^2}{g}y^2\,dx, \tag{II.39}$$

где ω — угловая скорость вращения стержня; g — земное ускорение.

Определив первую и вторую производные y' и y'' уравнения (II.34), подставив значения y, y', y'' в выражения для U, A_1,

A_2, A_3 и произведя интегрирование, сможем составить уравнение для определения критического значения угловой скорости $\omega_{кр}$. Подставив полученные значения U, A_1, A_2, A_3 в выражение (II.35), получим

$$\frac{EIm^4\pi^4}{64l^3}+\frac{Pm^2\pi^2}{16l}+\frac{qm^2\pi^2}{8}\left(\frac{1}{4}-\frac{1}{m^2\pi^2}\right)-\frac{q\omega^2 l}{2g}\left(\frac{3}{2}-\frac{4}{\pi m}\right)=0$$

или

$$\frac{\omega^2 l}{g}\left(1{,}5-\frac{4}{\pi m}\right)=\frac{EIm^4\pi^4}{32ql^3}+\frac{Pm^2\pi^2}{8ql}+\frac{0{,}25m^2\pi^2-1}{4}.$$

Тогда

$$\omega=\sqrt{\frac{g}{l}\left(\frac{EIm^4\pi^4}{32ql^3}+\frac{Pm^2\pi^2}{8ql}+\frac{0{,}25m^2\pi^2-1}{4}\right)\frac{\pi m}{1{,}5\pi m-4}} \qquad (II.40)$$

или критическое значение числа оборотов колонны в минуту определится из выражения

$$n_{кр}=\frac{30\omega_{кр}}{\pi}. \qquad (II.41)$$

Для больших значений l и малых значений m величина $\frac{EIm^4\pi^4}{32ql^3}$ будет мала по сравнению с $\frac{0{,}25m^2\pi^2-1}{4}$. Так, для колонны труб 140×11 *мм* длиной 200 *м* отношение двух указанных величин будет равно

$$k=\frac{4EIm^4\pi^4}{32ql^3(0{,}25m^2\pi^2-1)}=\frac{4\cdot 2\cdot 10^6\cdot 926\cdot 10^2}{32\cdot 0{,}4\cdot 8\cdot 10^{12}\cdot 1{,}5}=0{,}0048$$

(величина k определялась для наименьшей угловой скорости, т. е. при $m=1$). Для колонн из труб меньших диаметров k будет меньше полученной.

Поэтому в ряде случаев величиной $\frac{EIm^4\pi^4}{32ql^3}$ можно пренебречь и тогда

$$n_{кр}=\frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{l}\left(\frac{Pm^2\pi^2}{8ql}+\frac{0{,}25m^2\pi^2-1}{4}\right)\frac{\pi m}{1{,}5\pi m-4}}. \qquad (II.42)$$

При отсутствии концевой силы $P=0$, когда колонна находится под действием растягивающих сил собственного веса и центробежных сил, число оборотов, при котором колонна будет принимать искривленную форму равновесия, определится из формулы

$$n_{кр}=\frac{\pi}{30}\sqrt{\frac{g}{l}\,\frac{(0{,}25\pi^2m^2-1)\,\pi m}{4\,(1{,}5\pi m-4)}}. \qquad (II.43)$$

Наименьшее значение $n_{кр}$, определенное при $m=1$, будет равно

$$n_{кр}=12{,}1\sqrt{\frac{g}{l}}. \qquad (II.44)$$

Как видно из полученных формул, в ряде случаев при большой длине бурильной колонны и незначительном числе полуволн (при малом значении m) влиянием жесткости сечения трубы на величину критической скорости можно пренебречь.

Определим значения n для бурильной колонны длиной 1000 *м* при холостом ее вращении и отсутствии концевой растягивающей силы P. Скорости вращения бурильного вала, определенные из формулы (II.43) при значениях $m = 1, 3, 5 \ldots$, будут равны: $n_1 = 1{,}2$; $n_2 = 2{,}2$; $n_3 = 3{,}5$.

В данном случае можно использовать формулу (II.43), так как даже для труб большого диаметра 140×11 *мм* и $m = 5$ величина k мала, что позволяет пренебречь жесткостью сечения трубы.

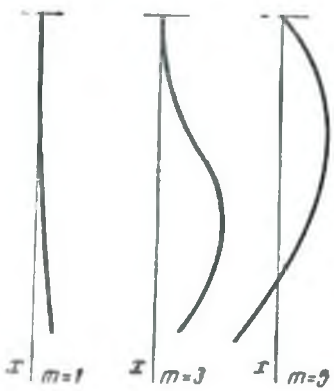

Рис. 15. Формы искривления бурильной колонны.

Полученные данные n показывают, что уже при малых числах оборотов прямолинейная форма бурильной колонны является неустойчивой.

Однако при числах оборотов, обычно применяемых в практике бурения, порядок величины m высокий, что приводит к увеличению значения k и делает невозможным использовать формулу (II.43).

Например, при $m = 50$ для рассмотренного выше случая работы трубами 140×11 *мм*

$$k = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 1680 \cdot 10^2 \cdot 50^4}{32 \cdot 0{,}5 \cdot 10^{15} \cdot 6250} = 0{,}058$$

и жесткостью сечения пренебрегать не следует.

Число оборотов n, соответствующее $m = 50$, определенное по формуле (II.41) при $P = 0$, равно

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{980}{10^5} \left(\frac{2 \cdot 10^6 \cdot 926 \cdot 50^4 \pi^4}{32 \cdot 0{,}4 \cdot 10^{15}} + \frac{0{,}25 \cdot 50^2 \cdot \pi^2 - 1}{4} \right) \frac{\pi 50}{1{,}5\pi \cdot 50 - 4}} =$$

$$= 32 \text{ об/мин.}$$

С увеличением n влияние жесткости сечения EI будет возрастать и критическое число оборотов должно определяться только формулой (II.41).

Значения критических чисел оборотов, определенные при разных значениях $m = 1, 3, 5, \ldots$, соответствуют различным формам искривления бурильной колонны в процессе вращения.

В рассматриваемом случае свободный конец стержня не находится в узле волны на оси вращения, а описывает круги. Следовательно, стержень при вращении будет образовывать не целое число полуволн.

На рис. 15 показаны формы искривления бурильной колонны при холостом вращении, соответствующие значениям $m = 1, 3, 5 \ldots$

Влияние веса утяжеленных труб бурильной колонны на ее устойчивость при холостом вращении может быть приблизительно учтено концевой растягивающей силой P.

При значительной длине бурильной колонны, когда отношение длины тяжелого низа к длине колонны мало́, величину концевой силы P можно приближенно принять равной весу утяжеленных труб. Так, для бурильной колонны длиной 1000 *м*, состоящей из труб 114×10 *мм*, при утяжеленных трубах длиной 40 *м* и диаметре 146 *мм* (вес 1 *м* утяжеленных труб равен 97 *кг*) приблизительное наименьшее значение $n_{кр}$ определится из формулы (II.42) при $m = 1$

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{10^3}\left(\frac{\pi^2 \cdot 40 \cdot 97}{8 \cdot 10^3 \cdot 28{,}5} + \frac{0{,}25\pi^2 - 1}{4}\right)\frac{\pi}{1{,}5\pi - 4}} = 1{,}47 \ об/мин,$$

что несколько выше критической скорости 1,2 *об/мин* для колонны без утяжеленных труб.

Вращение колонны в процессе бурения

Устойчивость колонны в процессе бурения, когда нижний конец колонны не свободен, а опирается на забой скважины, будет отличаться от рассмотренного выше случая. Бурильная колонна в процессе бурения имеет растянутый (в верхней части) и сжатый (в нижней части) участки, на которые действуют центробежные силы. Растяжение и сжатие колонны обусловливается силами собственного веса.

Определим $\omega_{кр}$ для бурильной колонны в процессе бурения, нижний и верхний концы колонны примем шарнирно закрепленными.

Уравнение упругой линии изогнутой колонны, удовлетворяющее граничным условиям (при $x = 0$, $y = 0$; $y'' = 0$; $x = l$; $y = 0$; $y'' = 0$), представим в виде

$$y = f \sin \frac{\pi m x}{l}, \tag{II.45}$$

где $m = 1, 2, 3 \ldots$

Рассмотрим критическую угловую скорость для растянутой (рис. 16, *а*) и сжатой (16, *б*) частей колонны, пользуясь энергетическим методом.

Для определения $\omega_{кр}$ растянутой части колонны изменение потенциальной энергии рассматриваемой системы при малом отклонении стержня от прямолинейного положения равновесия примем равным нулю, т. е.

$$U - A_1 - A_2 - A_3 = 0. \tag{II.46}$$

Подставив выражение (II.45) в формулы (II.36)—(II.39), получим:

U — потенциальная энергия деформации изгиба стержня

$$U=\frac{EIf^2m^4\pi^4}{4l^3};\qquad (II.47)$$

A_1 — работа растягивающей силы P

$$A_1=-\frac{Pf^2\pi^2m^2}{4l};\qquad (II.48)$$

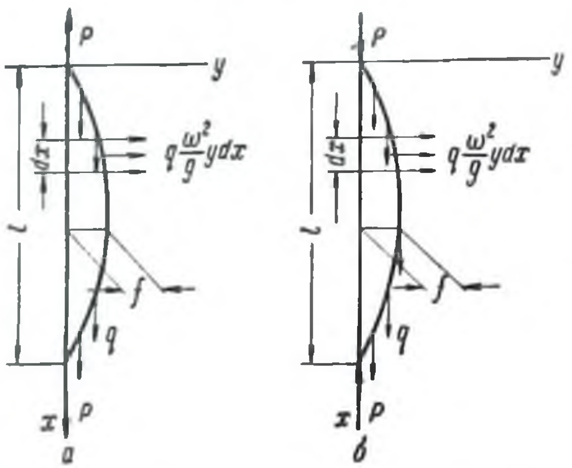

Рис. 16. Искривление колонны с опертыми концами при вращении.

A_2 — работа растягивающих сил собственного веса

$$A_2=-\frac{qf^2m^2\pi^2}{8};\qquad (II.49)$$

A_3 — работа центробежных сил

$$A_3=\frac{q\omega^2f^2l}{4g}.\qquad (II.50)$$

Для сжатой части колонны, подвергнутой воздействию сжимающей концевой силы, сжимающих сил собственного веса и центробежных сил, $\omega_{кр}$ определится из того же выражения (II.46). В этом случае значения потенциальной энергии деформации изгиба U, работы A_1 концевой сжимающей силы, работы A_2 сжимающих сил собственного веса и работы A_3 центробежных сил определятся из выражений (II.47)—(II.50).

Однако при этом следует учесть, что для сжатого участка колонны в выражениях (II.48), (II.49) величину работ A_1 и A_2 следует принять с противоположным, т. е. положительным знаком.

Подставив значения U, A_1, A_2, A_3 в выражение (II.46), получим

$$\frac{EIf^2m^4\pi^4}{4l^3} \pm \frac{Pf^2\pi^2m}{4l} \pm \frac{qf^2m^2\pi^2}{8} - \frac{q\omega^2f^2l}{4g} = 0. \qquad \text{(II.51)}$$

Тогда

$$\omega_{\text{кр}} = \pi m \sqrt{\left(\frac{EIm^2\pi^2}{ql^3} \pm \frac{P}{ql} \pm 0{,}5\right)\frac{g}{l}} \qquad \text{(II.52)}$$

или критическое число оборотов в 1 *мин*

$$n_{\text{кр}} = 30m \sqrt{\frac{g}{l}\left(\frac{EIm^2\pi^2}{ql^3} \pm \frac{P}{ql} \pm 0{,}5\right)}. \qquad \text{(II.53)}$$

В выражении (II.53) знак плюс относится к растянутой части колонны, минус — к сжатой.

Для коротких валов 0,5 мало по сравнению с $\frac{EIm^2\pi^2}{ql^3}$ и этой величиной можно пренебречь. Так, для труб 89×11 *мм* длиной 7 *м* отношение 0,5 к $\frac{EIm^2\pi^2}{ql^3}$ при наименьшем значении $m = 1$ составит

$$k = \frac{ql^3}{2EIm^2\pi^2} = \frac{0{,}24 \cdot 343 \cdot 10^6}{2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 208 \cdot 10} \approx 0{,}01.$$

Для валов меньшей длины, больших значений m и диаметров значение k уменьшается и величиной 0,5 можно пренебречь.

Поэтому для коротких валов при отсутствии концевой силы P формула (II.52) приводится к формуле С. П. Тимошенко для определения критических чисел оборотов вала:

$$\omega_{\text{кр}} = \frac{\pi^2m^2}{l^2}\sqrt{\frac{EIg}{q}} \text{ или } n_{\text{кр}} = \frac{30\pi m^2}{l^2}\sqrt{\frac{EIg}{q}}. \qquad \text{(II.54)}$$

Для длинных валов, какими являются бурильные колонны, наблюдается противоположное явление.

Величина $\frac{EIm^2\pi^2}{ql^3}$ при малых значениях m будет мала по сравнению с 0,5. Так, для колонны из труб 140×11 *мм*, $l = 200$ *м* при $m = 1$ отношение к 0,5 будет равно

$$k = \frac{2EIm^2\pi^2}{ql^3} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 926\pi^2}{0{,}4 \cdot 8 \cdot 10^{12}} \approx 0{,}011.$$

С увеличением длины колонны и уменьшением ее размеров k будет уменьшаться и значением $\frac{EIm^2\pi^2}{ql^3}$ можно пренебречь.

Тогда для растянутой части колонны при отсутствии концевой силы P критическое число оборотов будет равно

$$n = 30m\sqrt{\frac{g}{2l}}. \qquad \text{(II.55)}$$

Определим наименьшее значение критической скорости (при $m = 1$) для колонны с длиной растянутой части $l = 1000$ *м* при отсутствии концевой силы P

$$n = 30\sqrt{\frac{9{,}81}{2 \cdot 1000}} \approx 2{,}1 \text{ об/мин},$$

что указывает на неустойчивость прямолинейной формы бурильной колонны уже при малых числах оборотов.

Аналогично холостому вращению колонны повышение числа оборотов колонны при бурении связано с увеличением числа полуволн, т. е. величины m. При больших значениях m, соответствующих используемым в практике числам оборотов ротора, значение k будет большим и, следовательно, в расчетах пренебрегать жесткостью сечения труб EI нельзя. В этих случаях для определения критических чисел оборотов следует использовать формулу (II.53).

Из выражения (II.52) видно, что для сжатой части колонны значения $\omega_{кр}$ меньше, чем для растянутой.

Из того же выражения следует, что для сжатого участка колонны при

$$\frac{EIm^2\pi^2}{ql^3} = \frac{P}{ql} + 0{,}5 \qquad n = 0.$$

Это означает, что стержень при соблюдении указанного условия под действием собственного веса и сжимающей силы потеряет устойчивость до того, как начнет вращаться. При $m = 1$ будем иметь ранее полученное выражение (II.3), а критическая длина сжатого стержня при отсутствии концевой силы P определится из выражений (II.4), т. е.

$$l_{кр} = \sqrt[3]{\frac{2\pi^2 EI}{q}}.$$

Как видно из формулы (II.53), при одной и той же длине растянутой или сжатой части бурильной колонны в зависимости от величины m изменяется значение скорости $n_{кр}$. С увеличением же n изменяется форма упругой оси изогнутой колонны, что связано с повышением числа полуволн, образующихся вдоль бурильного вала. В зависимости от величины m колонна будет иметь одну, две, три и более полуволн.

Выражение (II.51) позволяет приближенно определить длину полуволны L искривленной бурильной колонны (см. рис. 1) как в сжатой, так и в растянутой части.

Пренебрегая работой осевых сил собственного веса полуволны, как малой по сравнению с работой концевых сил P, действующих на полуволну, и, выразив длину полуволны как $L = \frac{l}{m}$, получим

$$q\omega^2L^4 \mp \pi^2 gPL^2 - \pi^4 gEI = 0 \qquad \text{(II.56)}$$

или

$$L=\sqrt{\frac{\pm\pi^2gP+\sqrt{\pi^4g^2P^2+4EI\pi^4gq\omega^2}}{2q\omega^2}}.$$

Для растянутой части бурильной колонны второй член уравнения (II.56) будет иметь знак минус, для сжатой части — плюс.

Принимая $g = 1000$ *см/сек*^{2} $\pi^2 = 10$, а также имея в виду, что действующая на полуволну сила P, являясь частью веса колонны, будет равна qz, где z — координата того места колонны, в котором определяется длина полуволны L (для растянутой части z нужно принимать положительной, для сжатой — отрицательной, отсчитывать следует от плоскости раздела сжатой и растянутой частей колонны), будем иметь

$$L=\frac{100}{\omega}\sqrt{\frac{qz+\sqrt{q^2z^2+4EqI\omega^2}}{2q}}$$

или в окончательном виде получим формулу Г. М. Саркисова для определения длины полуволны вращающейся колонны

$$L=\frac{10}{\omega}\sqrt{0{,}5z+\sqrt{0{,}25z^2+\frac{EI\omega^2}{10^7q}}}, \qquad (II.57)$$

где I — момент инерции сечения трубы в *см*^{4}; q — вес 1 *см* трубы в *кг*; ω — угловая скорость вращения колонны в 1 *сек*; z — в *м*, E — в *кГ/см*^{2}.

Как видно из формулы (II.57), полуволна L для растянутой части увеличивается в направлении к устью скважины; для сжатой части длина полуволны уменьшается в направлении к забою.

При определении L исходили из одновременного воздействия на низ колонны осевых и центробежных сил. В реальных условиях осевая нагрузка начинает действовать после доведения до забоя колонны, искривленной в процессе холостого вращения центробежными силами. Однако длина полуволны в обоих случаях получается почти одинаковой.

Критические скорости вращения колонны и длину полуволны определяли без учета влияния стенок скважины на работу труб, поэтому полученные результаты должны рассматриваться как приближенные.

При определении длины полуволны вращающейся колонны исходили из предположения, что колонна представляет собой однородный стержень постоянного диаметра. В действительности наличие бурильных замков в колонне создает увеличенную жесткость сечений в местах расположения замков, что влияет на форму искривления вала в процессе его вращения. Наличие замков может предопределить положение выступа или впадины волны. Поэтому, если длина полуволны L, определенная по формуле (II.57), близка к расстоянию между замками (обычно расстояние это равно 12 *м*), то целесообразно за длину полуволны принять расстояние между замками.

Влияние собственного веса колонны приводит к увеличению длины полуволны в направлении к устью и к уменьшению в направлении к забою. Для определения числа полуволн можно пользоваться выражением (по Саркисову)

$$m \approx 0{,}02\omega^2 (L_{max} - L_{min}). \qquad (II.58)$$

или средним значением полуволны

$$m = \frac{l}{L_{cp}} = \frac{2l}{L_{max} + L_{min}}.$$

Теоретически изменение формы равновесия должно происходить при числах оборотов вала, изменяющих число полуволн на целое число.

Вращение колонны на наклонном участке также приводит к неустойчивому состоянию равновесия с образованием полуволн.

Экспериментальные исследования устойчивости бурильной колонны на моделях проводились С. И. и Р. И. Шищенко, С. М. Кулиевым, Л. Е. Симонянцем, П. В. Балицким.

Опыты показали, что для свободного вращения стержней (без ограничения поперечных деформаций) при достижении чисел оборотов, близких к критическим, наблюдаются образование новых форм равновесия в виде полуволн изогнутой оси. Интервал скоростей между критическим значением и значениями, приводящими к изменению числа полуволн, характеризуется неустойчивым режимом, появлением бегущих волн по длине стержня.

Если вращение происходило в стесненных условиях (в цилиндре с ограничением поперечных деформаций), то неустойчивость вращения была выражена сильнее, возникновение полуволн чередовалось с их исчезновением. Вращение стержней на наклонных участках показало уменьшение числа полуволн по сравнению с вращением вокруг вертикальной оси. Отмечалась также большая степень неустойчивости форм равновесия при вращении.

Выше были рассмотрены критические числа оборотов и длины полуволн вращающейся колонны с учетом осевых растягивающих и сжимающих нагрузок. Крутящий момент при определении величины критических чисел оборотов не учитывался из-за небольшого его влияния, как это следует из рассмотрения формул (II.27) и (II.29).

Приближенное решение уравнения равновесия изогнутого стержня с учетом центробежных, осевых сил и крутящего момента (для коротких валов) приводится в работе Уиллемса и Холцера [53]. Выражение для критической угловой скорости имеет вид

$$\omega^2 = \frac{EIg\pi^2}{2ql^4}\left[17\pi^2 - 5\alpha \pm 3\sqrt{(\alpha - 5\pi^2)^2 + \left(\frac{32}{9}\beta\right)^2}\right],$$

где

$$\alpha = \frac{Pl}{EI}, \quad \beta = \frac{Ml}{EI}.$$

В том случае, когда момент отсутствует, т. е. $\beta = 0$, критическая скорость равна

$$\omega^2 = \frac{EIg\pi^2}{ql^4}\left(\pi^2 - \frac{Pl^2}{EI}\right),$$

что соответствует выражению (II.52).

Если вал вращается при отсутствии концевой сжимающей силы, то

$$\omega^2 = \frac{EIg\pi^4}{ql^4},$$

что соответствует формуле (II.54).

Как следует из общего выражения для определения угловой скорости ω, увеличение крутящего момента приводит к уменьшению угловой скорости.

Расчеты и экспериментальная проверка подтвердили малое влияние крутящего момента на критическое число оборотов.

В проведенных экспериментах отмечалось значительное уменьшение биения вала при совместном действии сжимающей силы и крутящего момента по сравнению с действием только сжимающей нагрузки.

Указанное явление объясняется, по-видимому, демпфированием и пространственной деформацией вала, вызванной кручением.

УСТОЙЧИВОСТЬ КОЛОННЫ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНУТРЕННЕГО И ВНЕШНЕГО ДАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИЛ

На работу бурильной колонны влияют гидравлические силы, обусловленные давлением промывочного раствора и др.

Рассмотрим влияние этих сил на устойчивость прямолинейной формы равновесия колонны.

Влияние давления на работу бурильной колонны рассматривалось в ряде работ [8, 47, 49], в которых в основном рассмотрены некоторые частные задачи. Исследования эти не позволяют отразить в достаточной степени работу системы бурильные трубы — турбобур — долото, так как не учитывают движения жидкости и влияния собственного веса колонны на критерии устойчивости.

Рассмотрим устойчивость бурильной колонны, погруженной в жидкость и растянутой силами собственного веса, под влиянием давления прокачиваемой жидкости.

На рис. 17 показана эпюра распределения давлений по длине колонны. Потери давления в трубах, долоте и в кольцевом пространстве обозначены соответственно через $p_т$, $p_о$, $p_к$.

Рассмотрим колонну в слегка отклоненном состоянии (рис. 17). Учитывая большую длину колонны, малый угол отклопения и наличие концевой массы (турбобур, долото), допустим, что нижний конец колонны перемещается перпендикулярно оси скважины.

Определим изгибающий момент в сечении $x - x$

$$M = M_в + M_н + M_0,$$

где $M_в$ — момент от внутреннего давления; $M_н$ — момент от наружного давления; $M_с$ — момент от собственного веса колонны.

Момент от внутреннего давления представим в виде суммы $M_1 + M_2$, где M_1 — момент от давления на внутреннюю боковую поверхность трубы на участке $l - x$; M_2 — момент от давления на внутреннюю торцовую поверхность трубы.

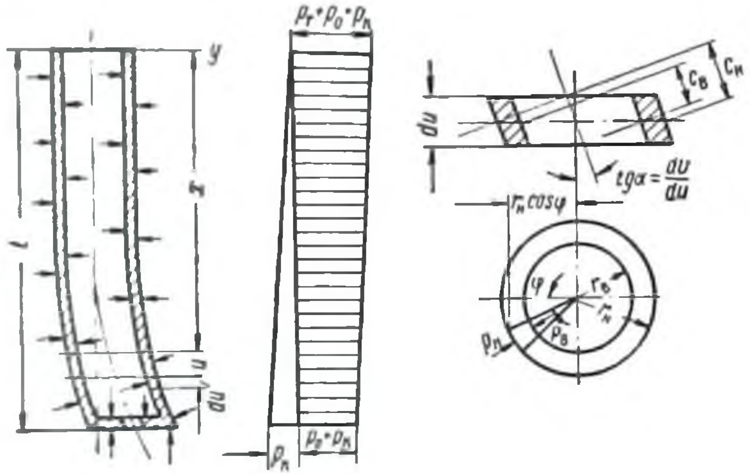

Рис. 17. Схема действия гидравлических сил на свободно подвешенную бурильную колонну.

Для определения M рассмотрим на изогнутой колонне кольцевой элемент длиной du. На внутренней поверхности элемента будет действовать сила $p_в r_в d\varphi\, du$.

Давление $p_в$ на элемент определится, исходя из эпюры распределения давления по длине колонны. С учетом давления от веса столба жидкости получим

$$p_в = p_0 + p_к + p_т \left(1 - \frac{x+u}{l}\right) + \gamma_ж (x+u)$$

или

$$p_в = p_т + p_0 + p_к + \left(\gamma_ж - \frac{p_т}{l}\right)(x+u). \qquad (II.59)$$

Тогда сила, действующая на элемент du, будет

$$\left[p_т + p_0 + p_к + \left(\gamma_ж - \frac{p_т}{l}\right)(x+u)\right] r_в\, d\varphi\, du.$$

Составляющие этих сил, расположенные в плоскостях, параллельных плоскости xoy, создают изгибающие моменты, плечи которых в зависимости от угла φ будут равны

$$c_в = 2r_в \cos\varphi \frac{dv}{du}.$$

Изгибающий момент M_1 в сечении трубы на расстоянии x будет равен

$$M_1 = \int_x^l \int_0^\pi \left[p_т + p_0 + p_к + \left(\gamma_ж - \frac{p_т}{l}\right)(x+u)\right] r_в \, d\varphi \, du \cos\varphi \, 2r_в \cos\varphi \frac{dv}{du} =$$

$$= \pi r_в^2 \int_0^l \left[p_т + p_0 + p_к + \left(\gamma_ж - \frac{p_т}{l}\right)(x+u)\right] dv =$$

$$= (p_т + p_0 + p_к) F_в (f-y) + F_в \left(\gamma_ж - \frac{p_т}{l}\right) x (f-y) + F_в \left(\gamma_ж - \frac{p_т}{l}\right) \int_0^l u \, dv =$$

$$= (p_0 + p_к + \gamma_ж l) F_в (f-y) - \left(\gamma_ж - \frac{p_т}{l}\right) F_в \int_x^l (v-y) \, du. \qquad (II.60)$$

Этот момент стремится изогнуть колонну. Изгибающий момент M_2 равен

$$M_2 = -(p_0 + p_к + \gamma_ж l)(F_в - F_0)(f-y), \qquad (II.61)$$

где F_0 — площадь проходного отверстия долота.

Давление на внутреннюю поверхность торца может быть получено из (II.59) при $u = l - x$.

Тогда момент $M_в$ в сечении $x - x$ равен

$$M_в = (p_0 + p_к + \gamma_ж l) F_0 (f-y) - \left(\gamma_ж - \frac{p_т}{l}\right) F_в \int_x^l (v-y) \, du. \qquad (II.62)$$

Момент $M_н$ от наружного давления определится из аналогичных зависимостей с учетом того, что давление на наружную поверхность элемента du будет равно

$$p_н = (p_к + \gamma_ж l)\left(\frac{x+u}{l}\right) = \left(\gamma_ж + \frac{p_к}{l}\right)(x+u); \qquad (II.63)$$

$$M_1 = -\int_x^l \int_0^\pi \left(\gamma_ж + \frac{p_к}{l}\right)(x+u) r_н \, d\varphi \, du \cos\varphi \, 2r_н \cos\varphi \frac{dv}{du} =$$

$$= -\pi r_н^2 \int_0^l \left(\gamma_ж + \frac{p_к}{l}\right)(x+u) \, dv = -(\gamma_ж l + p_к) F_н (f-y) +$$

$$+ \left(\gamma_ж + \frac{p_к}{l}\right) F_н \int_x^l (v-y) \, du. \qquad (II.64)$$

Момент M_2 определится из выражения

$$M_2=(\gamma_ж l+p_к)(F_н-F_о)(f-y). \quad (II.65)$$

Тогда момент $M_н$ в сечении $x-x$ будет равен

$$M_н=-(\gamma_ж l+p_к)F_о(f-y)+\left(\gamma_ж+\frac{p_к}{l}\right)F_н\int_x^l(v-y)\,du. \quad (II.66)$$

Момент $M_с$ от веса колонны в сечении $x-x$ равен

$$M_с=-q\int_x^l(v-y)\,du, \quad (II.67)$$

где q — вес 1 *см* колонны.

Определив значения $M_в$, $M_н$, $M_с$, получим момент M, действующий в сечении

$$M=p_оF_о(f-y)-\left[q+\left(\gamma_ж-\frac{p_т}{l}\right)F_в-\left(\gamma_ж+\frac{p_к}{l}\right)F_н\right]\int_x^l(v-y)\,du. \quad (II.68)$$

Обозначим

$q_в'=\left(\gamma_ж-\frac{p_т}{l}\right)F_в=q_в-\frac{p_тF_в}{l}$; $q_в$ — вес 1 *см* жидкости в трубе;

$q_н'=\left(\gamma_ж+\frac{p_к}{l}\right)F_н=q_н+\frac{p_кF_н}{l}$; $q_н$ — вес 1 *см* жидкости, вытесненной трубой.

Тогда дифференциальное уравнение изогнутой оси будет

$$EIy''=p_оF_о(f-y)-(q+q_в'-q_н')\int_x^l(v-y)\,du$$

или

$$y'''+\frac{(q+q_в'-q_н')}{EI}\left[\frac{p_оF_о}{q+q_в'-q_н'}-l+x\right]y'=0. \quad (II.69)$$

Уравнение (II.69) аналогично уравнению (II.6), поэтому воспользуемся решением, приведенным выше,

$$\frac{dy}{dz}=c_1J_{\frac{1}{3}}(z)+c_2J_{-\frac{1}{3}}(z).$$

В нашем случае

$$z=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{q+q_в'-q_н'}{EI}\left(\frac{p_оF_о}{q+q_в'-q_н'}-l+x\right)^3}.$$

В выражениях $q_в'$ и $q_н'$, обозначив $\frac{p_т}{l}=\Delta_т$ и $\frac{p_к}{l}=\Delta_к$, где $\Delta_т$ и $\Delta_к$ — потери давления в трубах и кольцевом пространстве на единице длины, и заменив $q_н - q_в = q_ж$ ($q_ж$ — потеря веса колонны в жидкости), получим

$$z=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{q-q_ж-\Delta_т F_в-\Delta_к F_н}{FI}\left(\frac{p_0 F_0}{q-q_ж-\Delta_т F_в-\Delta_к F_н}-l+x\right)^3}. \quad (II.70)$$

Так как граничные условия для рассматриваемой задачи аналогичны приведенным на стр. 16, то критическое значение $p_0 F_0$, при котором произойдет изгиб нижней части колонны, определится из выражения (II.14). Заменив $P = p_0 F_0$, а вес единицы длины колонны q выражением $q - q_ж - \Delta_т F_в - \Delta_к F_н$, получим

$$p_0 F_0 = 1{,}02\sqrt[3]{EI\,(q-q_ж-\Delta_т F_в-\Delta_к F_н)^2}$$

или

$$(p_0)_{кр}=\frac{1{,}02\sqrt[3]{EI(q-q_ж-\Delta_т F_в-\Delta_к F_н)^2}}{F_0}. \quad (II.71)$$

Критическое давление на устье скважины будет равно

$$p_{кр}=p_{0\,кр}+p_т+p_к. \quad (II.72)$$

При работе турбобуром

$$p_{кр}=p_{0\,кр}+p_т+p_п, \quad (II.73)$$

где $p_п$ — перепад давления в турбобуре.

Как следует из выражений (II.68), (II.71) при определении потерь веса колонны в жидкости в реальных условиях необходимо учитывать движение жидкости, т. е. распределение давления должно рассматриваться как гиродинамическое. Влияние движения жидкости приводит к дополнительной потере веса труб, находящихся в жидкости.

Пример. Определить критическое давление для бурильной колонны из труб 114 × 9 *мм* при условии: $\gamma_ж$ — 1,7 *Г/см*³; расход жидкости 30 *л/сек*; диаметр долота 190 *мм*.

Потери давления в колонне и кольцевом пространстве определим из [18].

Тогда
$$\Delta_т F_в = 27{,}7\cdot 10^{-5}\cdot 1{,}7\cdot 72{,}3 = 0{,}034\ кГ/см^2;$$

$$\Delta_к F_н = 5{,}19\cdot 10^{-5}\cdot 1{,}7\cdot 102 = 0{,}009\ кГ/см^2;$$

$$q_ж = 29{,}7\cdot 1{,}7\cdot 10^{-3} = 0{,}0505\ кГ/см.$$

Подставим в (II.71)

$$p_{0\,кр}=\frac{1{,}02\sqrt[3]{410\cdot 2{,}1\cdot 10^6\,(0{,}263-0{,}0505-0{,}034-0{,}009)^2}}{F_0}.$$

Определим $p_{0\,кр}$ для долот со сменными насадками. При трех насадках диаметром 11 *мм* общая площадь F_0 = 2,85 *см*², тогда $p_{0\,кр}$ = 105 *кГ/см*².

Для заданного расхода перепад давления в насадках составляет 118 *кГ/см* [18], что выше $p_{кр}$. Следовательно, может произойти потеря устойчивости.

В приведенном расчете не учитывается действие концевой массы (долото и др.) на устойчивость колонны. С учетом растягивающего эффекта от массы, расположенной на конце колонны, в уравнении (II.69) взамен p_0F_0 должно быть $p_0F_0 - Q$, где Q — вес концевой массы. В этом случае критическое давление возрастет.

Рассмотрим устойчивость колонны при отсутствии перепада давления $p_0 = 0$ (жидкость вытекает из трубы без дополнительных местных сопротивлений).

В этом случае z принимает мнимое значение и уравнение (II.6) при $v = 0$ решения не имеет, следовательно, потери устойчивости не будет.

Прямолинейная форма равновесия при отсутствии перепада давления может нарушиться только при условии $q < q_ж + \Delta_т F_в + \Delta_к F_н$. Тогда

$$z = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q_ж + \Delta_т F_в + \Delta_к F_н - q}{EI}(l-x)^3}$$

и при рассматриваемых граничных условиях ($x = 0$, $z = u$, $y' = 0$; $x = l$, $z = v = 0$, $y'' = 0$) уравнение (II.6) представится в виде $J_{-\frac{1}{3}}(u) = 0$, наименьший корень которого равен 1,866. Критическая длина колонны будет равна

$$l_{кр} = 1{,}98\sqrt[3]{\frac{EI}{q_ж + \Delta_т F_в + \Delta_к F_н - q}}. \qquad (II.74)$$

Для колонны, спускаемой с обратным клапаном, потеря устойчивости может произойти при аналогичном условии, когда $q < q_ж + \Delta_к F_н$

$$l_{кр} = 1{,}98\sqrt[3]{\frac{EI}{q_ж + \Delta_к F_н - q}}.$$

Если $q > q_ж + \Delta_к F_н$, то колонна не теряет устойчивости. Это видно также из (II.71). При отсутствии отверстия ($F_0 = 0$) критическое давление стремится к бесконечности. Следовательно, потери устойчивости не произойдет.

Определим критическую длину колонны 140×8 *мм*, спускаемой с обратным клапаном, при отсутствии жидкости в колонне и удельном весе раствора в скважине 2,1 $Г/см^3$ (влиянием $\Delta_к$ пренебрегаем)

$$l_{кр} = 1{,}98\sqrt[3]{\frac{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 745}{0{,}33 - 0{,}31}} = 8500 \text{ см}.$$

Следовательно, при длине колонны 85 *м* произойдет продольный изгиб. Рассмотрение вопроса о влиянии внутреннего и внешнего давлений на бурильную колонну показало, что перепад давления на долоте при определенных условиях может привести к потере устойчивости низа колонны.

Расчеты показывают, что возможность искривления низа колонны увеличивается с уменьшением диаметра труб, применением гидромониторных долот, труб из легких сплавов.

Повышение устойчивости колонн можно достичь увеличением момента инерции, т. е. применением утяжеленных труб, уменьшением гидравлических сопротивлений и рациональным выбором расхода жидкости в зависимости от площади промывочных отверстий долота, обеспечивающего перепад давления ниже критической величины.

Если циркуляция промывочной жидкости отсутствует (прихват низа колонны прекращением циркуляции), внутреннее давление в колонне, действующее на боковую поверхность трубы, приводит к изгибающему моменту M_1, который определится из (II.60). Приняв $p_т = p_к = 0$ и обозначив внутреннее устьевое давление через $p_в$, получим

$$M_1^в = (p_в + \gamma_в l) F_в (f - y) - \gamma_в F_в \int_x^l (v - y)\, du. \tag{II.75}$$

Момент M_1 будет увеличивать кривизну трубы, внешнее же давление приводит к противоположному результату. В общем случае для наружного давления будем иметь

$$M_1^н = -(p_н + \gamma_н l) F_н (f - y) + \gamma_н F_н \int_x^l (v - y)\, du, \tag{II.76}$$

где $\gamma_н \gamma_в$ — удельные веса жидкости снаружи и внутри колонны.

Давление на наружную и внутреннюю поверхности торца колонны не создадут момента в сечениях, расположенных над прихватом, поэтому свободная часть колонны над участком прихвата будет находиться под действием моментов $M_1^в$ и $M_1^н$.

Следовательно, если торец трубы изолировать, то давления на боковых поверхностях трубы создают в любом сечении трубы изгибающий момент.

Рассмотрим колонну с замкнутой полостью ($F_0 = 0$), находящуюся под давлением (внутренним и наружным). Величина момента от сил, действующих на боковую поверхность, определится из (II.75) и (II.76). Момент от сил, действующих на торец, будет равен

$$M_2^в = -(p_в + \gamma_в l) F_в (f - y); \tag{II.77}$$

$$M_2^н = (p_н + \gamma_н l) F_н (f - y). \tag{II.78}$$

Момент от сил собственного веса определится из (II.67). Общий момент от внутреннего и наружного давлений в сечении на расстоянии x от устья

$$M = -(q + \gamma_в F_в - \gamma_н F_н) \int_x^l (v - y)\, du. \tag{II.79}$$

Как видно, устьевое давление не влияет на величину момента. Гидростатическое же давление внутри трубы создает восстанавливающий момент, а снаружи трубы — изгибающий.

Потеря устойчивости возможна при $q < (\gamma_ж F_н - \gamma_в F_в)$, что подтверждает ранее сделанный вывод.

Когда в скважине действуют значительные пластовые давления, бурить необходимо с промывочными растворами высокого удельного веса или под давлением при герметизированном устье.

Как следует из рассмотренных выше выражений, устьевое давление не влияет на устойчивость колонны, так как равнодействующие сил давления в любом рассматриваемом сечении не создают изгибающего момента, проходя через центр тяжести нормально плоскости сечения. Поэтому с точки зрения устойчивости колонны бурить под давлением более целесообразно, чем применять раствор большого удельного веса.

СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПРОМЫВОЧНОЙ ЖИДКОСТИ

В процессе бурения скважин промывочная жидкость находится в движении. Рассмотрим задачу о влиянии скорости движения на устойчивость бурильной колонны. На рис. 18 показана слегка искривленная труба, через которую проходит жидкость; концы трубы приняты опертыми.

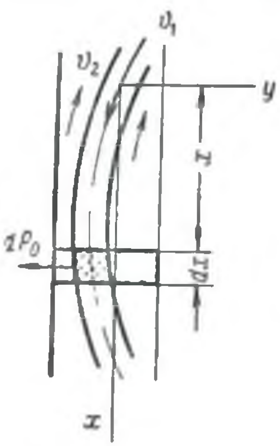

Рис. 18. Схема движения жидкости по искривленной трубе.

Движущаяся вдоль искривленной трубы жидкость создает инерционную силу, которая на участке трубы dx будет равна

$$dP_0 = \frac{v_1^2}{\rho}\, dm_1 + \frac{v_2^2}{\rho}\, dm_2,$$

где v_1 — скорость движения жидкости в трубе; v_2 — скорость движения жидкости в кольцевом сечении.

После подстановки значения масс dm_1, dm_2 и кривизны $\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2}$ имеем

$$dP_0 = \frac{\gamma_ж}{g}\,(F_1v_1^2 + F_2v_2^2)\, dx\, \frac{d^2y}{dx^2}, \qquad (II.80)$$

где $\gamma_ж$ — удельный вес жидкости; F_1 — площадь проходного сечения трубы; F_2 — площадь кольцевого сечения между трубой и скважиной.

Для получения уравнения упругой линии воспользуемся известным выражением

$$EI\,\frac{d^4y}{dx^4} = q_0,$$

где q_0 — интенсивность инерционной силы.

Так как $\frac{dy_0}{dx} = q_0$, то

$$FI\,\frac{d^4y}{dx^4} = -\frac{\gamma_ж}{g}\,(F_1v_1^2 + F_2v_2^2)\,\frac{d^2y}{dx^2}.$$

При положительной кривизне изогнутой оси трубы сила направлена против оси O.

Обозначим

$$\frac{\gamma_ж}{gEI}(F_1 v_1^2 + F_2 v_2^2) = n^2,$$

тогда

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + n^2 \frac{d^2 y}{dx^2} = 0,$$

откуда

$$y = A \sin nx + B \cos nx + Cx + D.$$

С учетом граничных условий имеем при $x = 0$ $y = 0$, $y'' = 0$; $x = l$ $y = 0$, $y'' = 0$.

Тогда

$$B = C = D = 0, \quad A \sin nl = 0,$$

откуда

$$nl = \pi$$

или

$$F_1 v_1^2 + F_2 v_2^2 = \frac{\pi^2 gEI}{l^2 \gamma_ж}. \qquad \text{(II.81)}$$

Уравнение изогнутой оси будет $y = A \sin nx$, т. е. изгиб происходит по синусоиде, аналогично формуле (II.2).

Уравнение (II.81) позволяет определить условие, при котором труба потеряет устойчивость.

Согласно формуле (II.81), движущаяся циркуляционная жидкость может при критических значениях скоростей потока привести к потере устойчивости колонны.

Критическая скорость потока внутри трубы при $v_2 = 0$, т. е. когда давление жидкости в кольцевом сечении отсутствует, будет равна

$$v_{кр} = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{gEI}{\gamma_ж F_1}}.$$

Наименьшее значение критической скорости движения жидкости будет, когда $F_1 = F_2$. При постоянном расходе жидкости равенство площадей сечений F_1 и F_2 обусловливает равенство скоростей $v_1 = v_2$, тогда критическая скорость, определенная из выражения (II.81),

$$v_{кр} = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{gEI}{2\gamma_ж F}}.$$

Уравнение (II.80) получено без учета собственного веса колонны. Влияние собственного веса можно выявить энергетическим методом.

Рассмотрим бурильную колонну в растянутой части. В общем случае на участок колонны будут действовать концевая растягивающая сила P, растягивающие силы собственного веса, центробежные силы, обусловленные движением промывочной жидкости (рис. 19).

Изменение потенциальной энергии деформации рассматриваемой системы $U - A_1 - A_2 - A_3 = 0$.

Потенциальную энергию деформации изгиба колонны U, работу растягивающей силы P и работу растягивающих сил собственного веса q определяют соответственно из формул (II.36), (II.37) и (II.38).

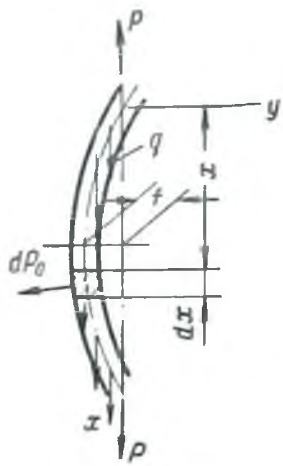

Рис. 19. Схема действия собственного веса на искривление колонны.

Определим работу центробежных сил dP_0, возникающих при движении жидкости

$$A_3 = \frac{1}{2}\int_0^l -y\,dP_0.$$

Знак минус объясняется тем, что стержень отклонен в сторону, противоположную оси y.

Уравнение изогнутой оси, как отвечающее концевым условиям, имеет вид

$$y = -f\sin\frac{\pi x}{l}.$$

Тогда, определив dP_0 из выражения (II.80), будем иметь

$$A_3 = \frac{1}{2}\int_0^l \left(f\sin\frac{\pi x}{l}\right)\frac{\gamma_ж}{g}(F_1v_1^2 + F_2v_2^2)\, f\frac{\pi^2}{l^2}\sin\frac{\pi x}{l}\,dx =$$

$$= \frac{\gamma_ж f^2\pi^2}{4gl}(F_1v_1^2 + F_2v_2^2).$$

Определив U, A_1, A_2 из выражений (II.36)—(II.38) и зная A_3, получим выражение для изменения потенциальной энергии системы

$$\frac{EIf^2\pi^4}{4l^3} + \frac{Pf^2\pi^2}{4l} + \frac{qf^2\pi^2}{8} - \frac{\gamma_ж f^2\pi^2}{4gl}(F_1v_1^2 + F_2v_2^2) = 0.$$

или

$$P = \frac{\gamma_ж}{g}(F_1v_1^2 + F_2v_2^2) - 0{,}5ql - \frac{EI\pi^2}{l^2}. \qquad \text{(II.82)}$$

В частном случае при $P = 0$ и $q = 0$ получаем формулу (II.81).

Для нижнего участка бурильной колонны, подверженного воздействию сжимающих сил и собственного веса, будем иметь

$$P = \frac{EI\pi^2}{l^2} - 0{,}5ql - \frac{\gamma_ж}{g}(F_1v_1^2 + F_2v_2^2). \qquad \text{(II.83)}$$

Когда $v_1 = v_2$ и рассматриваемый участок колонны растянут лишь силами собственного веса (концевая сила отсутствует), уравнение (II.82) примет следующий вид

$$\frac{2\gamma_ж Fv^2}{g} = \frac{EI\pi^2}{l^2} + 0{,}5ql$$

или критическая скорость для колонны длиной $l = 2000$ *м* из труб 140×7 *мм* будет

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{g}{2\gamma_ж F}\left(\frac{EI\pi^2}{l^2} + 0{,}5ql\right)} =$$

$$= \sqrt{\frac{9{,}8}{2 \cdot 1200 \cdot 126 \cdot 10^{-4}}\left(\frac{2 \cdot 10^{10} \cdot 664 \cdot 10^{-7}}{4 \cdot 10^6} + \frac{2000 \cdot 23{,}2}{2}\right)} = 87 \ м/сек,$$

что значительно превышает скорость движения промывочной жидкости в бурении. Следовательно, колонна, растянутая силами собственного веса, в условиях практики сохранит прямолинейную форму равновесия.

Собственный вес растянутой части колонны в значительной степени увеличивает ее устойчивость при воздействии скорости потока промывочной жидкости.

Для сжатого участка колонны при отсутствии концевой силы P и $v_1 = v_2$, из формулы (II.83) получим

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{g}{2\gamma_ж F}\left(\frac{EI\pi^2}{l^2} - 0{,}5ql\right)}.$$

Из полученной зависимости следует, что влияние скорости v на устойчивость сжатой колонны может рассматриваться только при условии $\frac{\pi^2 EI}{l^2} > 0{,}5ql$, т. е. когда колонна сохраняет прямолинейную форму устойчивости от действия одних лишь сил собственного веса.

Для труб 140×7 *мм*, длиной $l = 20$ *м* критическая скорость движения жидкости удельного веса 1,2 *Г/см*^{3} равна

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{9{,}8}{2 \cdot 1200 \cdot 126 \cdot 10^{-4}}\left(\frac{2 \cdot 10^{10} \cdot 664 \cdot 10^{-7}}{4 \cdot 10^2} - \frac{20 \cdot 23{,}2}{2}\right)} = 31 \ м/сек.$$

Полученная критическая скорость выше скоростей, встречаемых в практике бурения, поэтому сжатая часть колонны сохранит свою прямолинейность.

Скорость движения жидкости повлияет на величину полуволны изогнутой колонны при ее вращении.

С учетом скорости промывочной жидкости длина полуволны определится из равенства (II.51), в котором следует предусмотреть работу центробежных сил при движении жидкости A_3. Добавив в выражение (II.51) работу A_3 и сделав преобразования, получим

$$L = \frac{10}{\omega}\sqrt{0{,}5z - \frac{5\gamma_ж}{10^4 q}(F_1 v_1^2 + F_2 v_2^2 + \sqrt{\left[0{,}5z - \frac{5\gamma_ж}{10^4 q}(F_1 v_1^2 + F_2 v_2^2)\right]^2 + \frac{EI\omega^2}{10^7 q}}},$$

где L — в *м*; $\gamma_ж$ — в *см*^{3}, F — в *см*^{2}, v — в *м/сек*; остальные величины имеют размерность согласно формуле (II.57).

Если $0{,}5z = \frac{5\gamma_ж}{10^4 q}(F_1 v_1^2 + F_2 v_2^2)$, влияние скорости движения жидкости компенсирует выпрямляющее действие собственного веса колонны.

ГЛАВА III

РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ И НАПРЯЖЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЕ

Определение возникающих в колонне напряжений нередко связано с трудностями вследствие недостаточно точных данных о величинах действующих нагрузок. В то же время отсутствие полных геологических данных о характере разбуриваемого месторождения затрудняет определение величины прогиба колонны, кривизны ее оси, угла падения пластов и др.

Рассмотрим напряженное состояние бурильной колонны при различных нагрузках, возникающих в процессе бурения.

ОСЕВЫЕ НАГРУЗКИ

Наибольшие статические напряжения, возникающие в колонне обусловлены растягивающими усилиями. Растягивающие напряжения в колонне связаны с собственным весом колонны, силами трения при подъеме колонны из скважины, инерционными силами; перепадом давления в турбобуре и долоте, степенью прихвата или затяжки бурильной колонны. Сжимающие напряжения возникают в нижней части колонны, сжатой силами собственного веса, а также в результате воздействия сил трения при спуске и инерционных сил.

Растягивающие напряжения в подвешенной колонне будут отличаться от напряжений в колонне при движении промывочной жидкости. С достаточной для практических расчетов точностью растягивающие напряжения для вертикальной скважины определяются из следующих выражений:

а) колонна в подвешенном состоянии при отсутствии движения жидкости

$$\sigma_p = \frac{[(l-l_0)\,q + l_0 q_0 + G]\left(1-\dfrac{\gamma_ж}{\gamma}\right)}{F}; \qquad \text{(III.1)}$$

б) колонна в процессе движения промывочной жидкости

$$\sigma_p = \frac{[(l-l_0)\,q + l_0 q_0 + G]\left[1 - \frac{1}{\gamma}\left(\gamma_ж + \Delta_к + \frac{(\Delta_т + \Delta_к)\,F_п}{F}\right)\right] + F_п p_п + (F_т - F_о)\,p_о}{F} \qquad (III.2)$$

где l — длина бурильной колонны; q — вес единицы длины трубы ($q = q_1 + q_2 + q_3$), q_1 — вес единицы длины гладкой трубы; q_2 — вес высаженных концов, приведенный к единице длины трубы; q_3 — вес бурильного замка, приведенного к единице длины трубы; l_0 — длина утяжеленных труб; q_0 — вес единицы длины утяжеленных труб; $\Delta_т$, $\Delta_к$ — потери давления в трубах и кольцевом пространстве, приведенные к единице длины колонны; $F_п$ — площадь проходного канала трубы; $p_п$ — перепад давления на турбобуре; $F_т$ — площадь канала вала турбобура; $F_о$ — площадь отверстий долота; $p_о$ — перепад давления на долоте; G — вес турбобура и долота.

При малых величинах $\Delta_т$ и $\Delta_к$ ими можно пренебречь.

Если бурение проводится роторным способом, то $p_п = 0$, $F_т = F_п$. Растягивающие напряжения будут действовать не по всей длине колонны, так как в нижней части действуют сжимающие напряжения от гидростатического давления.

Для упрощения расчетных зависимостей примем $\Delta_т = \Delta_к = 0$ и $F_п p_п + (F_т - F_о)\,p_0 \approx F_п\,(p_п + p_о)$, что приведет к увеличению коэффициента запаса.

Тогда

$$\sigma_p = \frac{[(l-l_0)\,q + l_0 q_0 + G]\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + F_п\,(p_п + p_о)}{F}. \qquad (III.3)$$

Кроме указанных сил, на бурильную колонну в процессе подъема действует растягивающая сила, обусловленная сопротивлением промывочной жидкости

$$\pi\,(dl + d_0 l_0)\,\tau,$$

где d — наружный диаметр бурильной трубы; d_0 — наружный диаметр утяжеленных труб; τ — динамическое сопротивление сдвига промывочной жидкости.

При практических расчетах, учитывая относительно небольшое значение указанной величины, значением $\pi\,(dl + d_0 l_0)\,\tau$ можно пренебречь.

Для приблизительной оценки величины наибольших растягивающих напряжений, возникающих в бурильной трубе, можно пользоваться выражением

$$\sigma = \frac{k\,(\gamma - \gamma_ж)\,l}{10}\ кГ/см^2,$$

где l — в *м*, γ и $\gamma_ж$ — в $Г/см^3$, k — коэффициент, учитывающий влияние замков и высадки для стальных труб ($k \approx 1{,}15$).

Предполагается, что колонна представляет собой стержень постоянного сечения длиной l, не подверженный влиянию перепада давления в турбобуре и долоте.

Определим наибольшую величину напряжения растяжения в бурильной трубе для наклонной скважины.

Так как в наклонных скважинах ствол отклоняется от вертикали, то на наклонных участках бурильные трубы своим весом будут давить на стенки скважины, что приведет к возникновению сил трения (рис. 20).

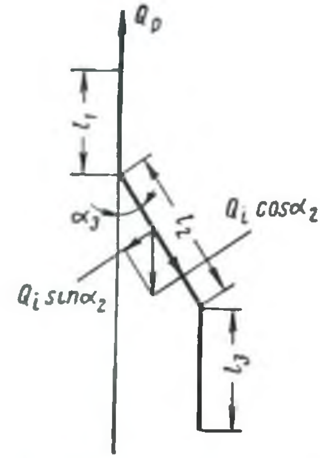

Рис. 20. Силы, действующие на колонну в наклонной скважине.

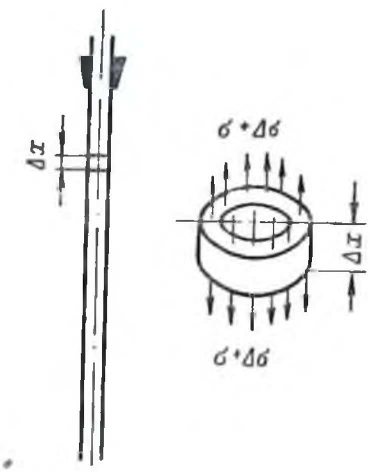

Рис. 21. Схема воздействия инерционных нагрузок.

Для наклонной скважины напряжение определится из зависимостей (III.1) и (III.2) с заменой $(l - l_0)\, q + l_0 q_0 + G$ на

$$\sum_{i=1}^{n} Q_i \mu_i \sin \alpha_i + \sum_{i=1}^{n} Q_i \cos \alpha_i + (l_0 q_0 + G)\,(\mu_n \sin \alpha_n + \cos \alpha_n).$$

Для наклонной скважины выражение (III.3) примет следующий вид

$$\sigma_p = \frac{Q_p}{F} = \frac{\left[\sum_{i=1}^{n} Q_i \mu_i \sin \alpha_i + \sum_{i=1}^{n} Q_i \cos \alpha_i + (l_0 q_0 + G)\,(\mu_n \sin \alpha_n + \cos \alpha_n)\right] \times \left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + F_n\,(p_n + p_0)}{F}, \qquad \text{(III.4)}$$

где Q_i — вес i-того участка бурильной колонны; μ_i — коэффициент трения бурильных труб на i-том участке; α_i — угол искривления скважины, соответствующий рассматриваемому участку;

α_n, μ_n — соответственно угол искривления и коэффициент трения на последнем участке, на котором расположен бурильный инструмент (турбобур, электробур). Остальные обозначения соответствуют принятым в формуле (III.1).

Величина μ_i, изменяющаяся на рассматриваемом участке и зависящая от пород, слагающих этот участок, может быть определена из выражения

$$\mu_i = \frac{\mu_i' h_i' + \mu_i'' h_i'' + \ldots + \mu_i^n h_i^n}{h_i' + h_i'' + \ldots + h_i^n},$$

где μ_i', μ_i'',... — коэффициент трения труб о различные породы, слагающие участок; h_i', h_i''... — мощность пород, слагающих i-тый участок. По опытным данным величина μ колеблется в пределах 0,15—0,30.

Слагаемое $\sum\limits_{i=1} Q_i \mu_i \sin \alpha_i$ представляет собой силу трения на наклонных участках скважины при движении бурильной колонны; слагаемое $\sum\limits_{i=1}^{n} Q_i \cos \alpha_i$ — составляющую веса колонны, направленную вдоль наклонного участка.

Для частного случая наклонной скважины, изображенной на рис. 20, следует рассмотреть три участка. На первом и третьем участках углы искривления скважины α_i, α_3 равны нулю. Бурильный инструмент находится на третьем участке, поэтому $\alpha_n = \alpha_3 = 0$.

Тогда

$$\sigma_p = \frac{[Q_2(\mu_2 \sin \alpha_2 + \cos \alpha_2) + Q_1 + Q_3 + q_0 l_0 + G]\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + F_п (p_n + p_0)}{F},$$

где

$$Q_1 = l_1(q_1 + q_2 + q_3), \quad Q_2 = l_2(q_1 + q_2 + q_3), \quad Q_3 = l_3(q_1 + q_2 + q_3).$$

В частном случае, когда $\alpha_1 = \alpha_2 = \ldots = \alpha_n = 0$, формула (III.4) переходит в (III.3).

Нижняя часть колонны сжимается силами собственного веса, создавая нагрузку на долото.

Чтобы обеспечить необходимую осевую нагрузку на долото при одновременном улучшении работы низа колонны, применяются утяжеленные трубы, устанавливаемые над долотом.

Наибольшие сжимающие напряжения будут действовать в нижнем сечении утяжеленных труб

$$\sigma_c = \frac{Q}{F},$$

где Q — вес труб, создающих осевую нагрузку; F — площадь поперечного сечения трубы.

Рассмотрим инерционные силы, действующие на колонну в процессе спуско-подъемных операций.

В начальный момент подъема колонны скорость изменяется от нуля до конечной величины, т. е. имеется ускоренное движение, которое приводит к дополнительным инерционным усилиям, растягивающим колонну. Затем наступает период равномерного подъема колонны, во время которого инерционные силы не действуют. В конце подъема скорость уменьшается, возникающие инерционные силы направлены в противоположную сторону и уменьшают работу, затрачиваемую на подъем.

Наибольшая нагрузка, действующая на трубы в процессе их подъема, соответствует начальному моменту подъема.

На рис. 21 показан элемент трубы длиной Δx при спуске, в момент изменения скорости. Если при спуске с постоянной скоростью действовало напряжение σ, то в случае торможения возникают силы инерции, приводящие к дополнительным напряжениям $\Delta\sigma$. В упругих телах при внезапном приложении сил возникают колебания, связанные с изменениями напряжения, распространяющиеся вдоль трубы со скоростью звука в металле $a=\sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}$.

Напряжение в элементе Δx будет изменяться за период времени $\frac{\Delta x}{a}$, в течение которого элементу будет сообщен импульс силы, равный изменению количества движения. Тогда будем иметь

$$\Delta\sigma F\frac{\Delta x}{a}=\frac{\gamma}{g}F\,\Delta x\,\Delta v,$$

где F — площадь сечения трубы; Δv — изменение скорости. Следовательно, изменение напряжения составит

$$\Delta\sigma=\frac{E\,\Delta v}{a}.$$

Общее напряжение у устья будет равно

$$\sigma=(\gamma-\gamma_1)\,l+\frac{E\,\Delta v}{a}, \tag{III.5}$$

где γ, γ_1 — удельный вес материала труб и промывочной жидкости.

Напряжение в колонне увеличится на $\Delta\sigma$ за время $\frac{l}{a}$ (l — длина колонны), когда волна колебаний достигнет конца колонны. Достигнув свободного конца колонны, волна напряжений изменит свое направление на противоположное с последующей разгрузкой колонны.

Величины напряжений в общем случае для различных сечений колонны в зависимости от времени могут быть получены из дифференциального уравнения продольного колебания весомого стержня

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}=a^2\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+g\left(1-\frac{\gamma}{\gamma_ж}\right). \tag{III.6}$$

Напряжения, возникающие в колонне, движущейся со скоростью v и ускорением w, после ее мгновенной остановки рассмотрены в работе [12].

Для периода колебания колонны от нуля до $\frac{l}{a}$ общее напряжение в верхнем сечении колонны будет равно

$$\sigma=(\gamma-\gamma_{ж})\,l+E\left[\frac{v}{a}\pm\frac{wl}{a^2}\left(1-\frac{at}{l}\right)\right].$$

Знак плюс соответствует равнозамедленному спуску, минус — равноускоренному.

При спуске бурильной колонны наиболее ответствен процесс торможения колонны. Величина напряжения зависит от продолжительности торможения. Как показали расчеты, при продолжительности процесса 3—5 *сек* динамические усилия невелики и величиной их, особенно для длинных колонн, можно пренебречь.

Динамические напряжения можно уменьшить, снизив скорость и ускорение к моменту посадки колонны, а также обеспечив упругое перемещение клинового захвата (спайдера) вниз вместе с колонной в течение времени, достаточного для существенной разгрузки колонны от инерционных усилий.

Приближенное выражение для динамического напряжения в колонне при изменении ее скорости можно определить из равенства изменения кинетической энергии и потенциальной энергии деформации

$$\frac{\sigma^2Fl}{6E}-\frac{\sigma_0Fl}{6E}=\frac{F\gamma lv^2}{2g}. \qquad (III.7)$$

Тогда

$$\sigma=\sigma_0\sqrt{1+\frac{3Ev^2}{g\gamma l^2}}, \qquad (III.8)$$

где $\sigma_0=l\gamma$ — напряжение от собственного веса. В случае падения колонны с высоты h изменение скорости в формулах следует принимать равным $v=\sqrt{2gh}$.

Инерционные нагрузки на колонну, которые возникают при подъеме колонны в момент освобождения от клинового захвата (или при подъеме колонны с элеватора), могут быть определены с помощью приближенной формулы Чурсанова для динамической нагрузки на набегающий конец талевого каната

$$P_{д}=\frac{-\frac{QL_0EF}{n}+\sqrt{\left(\frac{QL_0EF}{n}\right)^2+\frac{8Qv^2EFE_1F_1\left(L_0EF+\ln^2E_1F_1\right)}{n^2g}}}{2\left(L_0EF+\ln^2E_1F_1\right)}, \qquad (III.9)$$

где Q — вес бурильных труб с учетом потерь в промывочной жидкости в *кг*; L_0 — длина всех струн талевого каната $(n+2)$; E — модуль упругости материала бурильных труб в *кГ/см²*; F — поперечное сечение бурильных труб в *см²*; n — число струн талевого каната, несущего талевый блок; v — скорость ходового конца, набегающего на барабан, в *см/сек*; E_1 — модуль упругости талевого каната в $кГ/см^2$; F_1 — поперечное сечение талевого каната в $см^2$; l — длина бурильной колонны в *см*.

Общая нагрузка, действующая на трубы при подъеме с учетом инерционных сил, определится из зависимости

$$Q_0 = Q + nP_д. \qquad (III.10)$$

Формула Чурсанова дает завышенное значение инерционной нагрузки.

Для колонн длиной более 1000 *м* влиянием талевых канатов на величину динамической нагрузки можно пренебречь, что объясняется малой величиной отношения жесткости труб $c = \frac{EF}{l}$ к жесткости талевого каната $c_к = \frac{E_к F_к}{l_к}$.

В этом случае динамическая нагрузка определяется из известного выражения

$$P_д = \frac{EFv}{a}. \qquad (III.11)$$

Как следует из приведенных выражений, с увеличением глубины скважины влияние динамических нагрузок на общее напряжение будет уменьшаться.

Если учесть, что с увеличением длины колонн скорость спуска практически уменьшается, то динамическая составляющая по абсолютной величине также будет уменьшаться. Расчеты показывают, что для колонн длиной свыше 3000 *м* динамическая нагрузка не превышает 5% статической. Это подтверждается также экспериментальными исследованиями. Для коротких колонн до 500 *м* динамическая нагрузка может достичь значительной величины.

В условиях практики на растягивающие напряжения при спуске и подъеме колонны существенное влияние оказывают силы сопротивления, зависящие от кривизны скважины, характера изменения азимута, состава циркуляционной жидкости и других факторов.

Дополнительные осевые силы возникают в результате прихватов и затяжек. Нагрузки эти учитываются обычно увеличением растягивающих напряжений на 20—30%.

Для выявления влияния сил сопротивления на величину растягивающих усилий определялись фактические нагрузки, действующие на трубы, путем записи этих нагрузок на буровых как для вертикальных, так и для наклонных скважин [33].

На рис. 22 показаны кривые изменения фактических нагрузок в вертикальной скважине. Прямой наклонной линией 5 изображен теоретический вес колонны с учетом потерь веса в циркуляционной жидкости. Среднее натяжение каната в процессе равномерного подъема свечи (при постоянной скорости подъема) показано линией *1*, натяжение каната при подъеме, соответствующее положению колонны в статическом состоянии, — линией *2*.

Спуск колонны изображен линиями *3* и *4*. Натяжение каната, соответствующее статическому положению колонны, показано

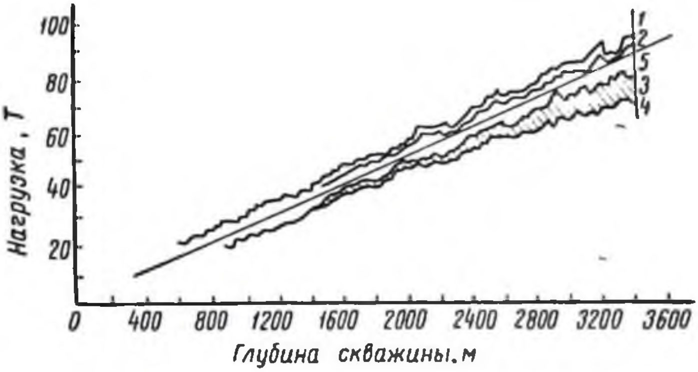

Рис. 22. Кривые изменения фактических нагрузок на колонну в вертикальной скважине.

линией *3*, а среднее натяжение каната в процессе спуска колонны — линией *4*.

Как видно из рис. 22, дополнительные растягивающие нагрузки, возникающие при подъеме (разница между линиями *1* и *2*) с глубиной скважины увеличиваются в меньшей степени, чем разгрузка колонны, которая наблюдается при спуске (разница между линиями *3* и *4*).

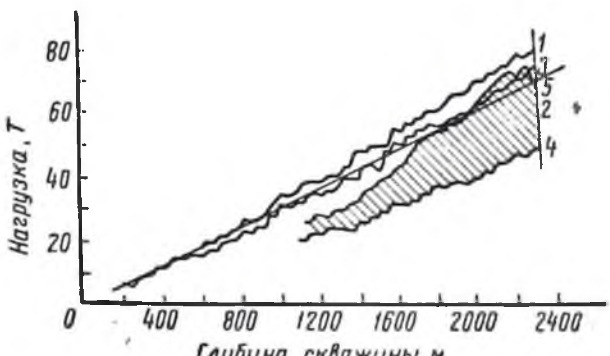

Рис. 23. Кривые изменения фактических нагрузок на колонну в наклонной скважине.

Определение величин фактических нагрузок показало, что в вертикальных скважинах разница между натяжением при статическом состоянии колонны и натяжением в процессе спуска или подъема возникает при глубинах свыше 1000 *м*.

На рис. 23 показаны линии фактических нагрузок в наклонной скважине. Обозначения линии фактических нагрузок те же, что для вертикальных скважин. При расчете фактических нагрузок для наклонных скважин установлено, что дополнительные к весу нагрузки при подъеме и величины разгрузки при спуске бурильных труб больше, чем в вертикальных скважинах, и наблюдаются при меньших глубинах.

Полученные в процессе испытаний данные фактических нагрузок показывают, что линии натяжения колонн в статическом состоянии при подъеме и спуске (линии *2* и *3*) располагаются как выше, так и ниже теоретической линии веса колонны, что особенно заметно в наклонных скважинах. Увеличение растягивающих нагрузок в вертикальных скважинах по данным проведенных замеров не превышало 7% веса колонны, а в наклонных 19%.

В ряде случаев при бурении в осложненных условиях отмечалось значительное увеличение осевых нагрузок.

При бурении скважин большой глубины удлинение колонны под действием собственного веса и температуры может достичь существенной величины, пренебрегать которой нельзя.

Для вертикальной колонны удлинение от собственного веса определится из известной зависимости

$$\Delta l = \frac{Ql\left(1-\frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)}{2EF}.$$

Для двухразмерной колонны

$$\Delta l = \left(\frac{Q_1 l}{2EF_1}+\frac{Q_2 l_2}{2EF_2}+\frac{Q_1 l_2}{EF_2}\right)\left(1-\frac{\gamma_ж}{\gamma}\right),$$

где Q_1, Q_2 — веса нижней и верхней секций; l_1, l_2 — длины нижней и верхней секций; F_1, F_2 — площади поперечного сечения труб рассматриваемых секций.

Для колонны, лежащей на наклонном участке,

$$\Delta l = \frac{Q(\cos\alpha-\mu\sin\alpha)\,l}{2EF}\left(1-\frac{\gamma_ж}{\gamma}\right),$$

где l — длина наклонного участка; α — угол наклона участка к вертикали.

Осевая деформация колонны из-за температурных изменений связана с разностью температур колонны на воздухе и в скважине. На практике часто принимают прямолинейную зависимость изменения температуры жидкости в скважине:

$$t = t_0 + kz,$$

где t_0 — начальная температура у устья; z — глубина; k — геотермическая ступень.

Приращение длины колонны определится из зависимости

$$\Delta l = \alpha\int_0^l (t-t_т)\,dz = \alpha\left[(t_0-t_т)\,l+\frac{kl^2}{2}\right],$$

$t_т$ — начальная температура трубы.

Подвеска труб в клиновом захвате

Для ускорения спуско-подъемных операций, обеспечения зажима труб с наружной гладкой поверхностью применяются пневматические клиновые захваты, встроенные в ротор, и клиновые элеваторы.

В клиновом захвате трубы подвергаются осевым растягивающим напряжениям от собственного веса, сжимающим нормальным напряжениям в тангенциальном направлении и изгибающим напряжениям в осевом направлении.

С учетом указанных нагрузок предельное значение веса колонны, при котором напряжения достигнут предела текучести, определится из выражения

$$Q = \frac{\sigma_т F}{1 + \dfrac{d_{ср}}{4l \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}}, \tag{III.12}$$

где F — площадь сечения трубы; $\sigma_т$ — предел текучести материала трубы; $d_{ср}$ — средний диаметр трубы; l — длина сопротивления клина; α — угол наклона клина; φ — угол трения между клином и корпусом клинового захвата.

Формула применима при $\beta l \geqslant \frac{3}{2}\pi$. Предполагается, что сила сцепления трубы с насечками клиньев достаточны, чтобы устранить проскальзывание колонны. С увеличением угла уклона клина поперечная нагрузка на трубу будет уменьшаться и при $\alpha + \varphi = 90°$ зажима трубы в поперечном направлении не будет. При этом $Q = F\sigma_т$.

В табл. 2 приведены предельные веса бурильных колонн (в *т*), полученные по формуле (III.12) при принятом в конструкциях угле уклона клина $\alpha = 9°27'45''$ (уклон 1 : 6). Коэффициент трения на поверхности клина и корпуса захвата принят $f = 0,22$, тогда $\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = 0,4$.

Коэффициент запаса для определения допускаемых нагрузок 1,15—1,2 (верхний предел для труб с $\sigma_т > 65$ *кГ/мм*²).

КРУЧЕНИЕ

Касательные напряжения возникают по всей длине вращающегося бурильного вала в зависимости от величины крутящего момента. Неравномерная подача энергии от источника и неравномерное ее поглощение бурильной колонной приводят к изменению величины крутящего момента в процессе вращения.

Неравномерное изменение крутящего момента приводит к ускорению или замедлению вращения длинного упругого вала, по длине вала могут оказаться участки с различными угловыми скоростями. Неравномерность вращения приводит к переменным составляющим момента.

Длина клина, м	Группа прочности стали	Размер									
		89			102				114		
		Толщина стен									
		7	9	11	7	8	9	10	7	8	9
300	D	58	74	88	65	74	83	91	72	82	92
	К	76	97	116	87	97	109	120	95	109	121
	Е	84	106	128	95	107	120	132	105	119	133
	Л	99	126	151	112	127	141	156	124	141	157
	М	114	145	174	129	146	163	180	143	163	181
400	D	60	76	91	68	77	86	95	76	87	97
	К	79	100	120	90	102	114	125	100	114	127
	Е	87	110	132	99	112	125	138	110	125	140
	Л	103	130	156	116	132	148	163	130	148	165
	М	119	150	180	134	152	170	188	150	171	190

В общем случае при действии периодических моментов величина крутящего момента определяется выражением

$$M = M_{ср} + \sum M_к \sin(k\omega t + \varphi_к), \qquad (III.13)$$

где $M_{ср}$ — средний крутящий момент в сечении трубы; $M_к$ — переменная величина момента (амплитуда) в зависимости от порядка гармоники k; ω — угловая скорость вращения; $\varphi_к$ — сдвиг фаз.

Располагая диаграммой зависимости крутящего момента от угла поворота колонны для рассматриваемого сечения, переменную составляющую крутящих моментов и сдвиг фаз определяют из выражений

$$M_к = \sqrt{A_к^2 + B_к^2}; \quad \operatorname{tg} \varphi_к = \frac{A_к}{B_к},$$

где

$$A_к = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M \cos k\omega t d(\omega t); \qquad B_к = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M \sin k\omega t d(\omega t).$$

Так как источником неравномерного вращения колонны является изменение сопротивления вращению долота и колонны, то при определении $M_к$ для труб, расположенных у забоя, можно ограничиться диаграммой $M = f(\omega t)$, полученной при стендовых испытаниях долот. Среднее значение момента определится с по-

Таблица 2

труб, мм											
		127				140				168	
ки трубы, мм											
10	11	7	8	9	10	8	9	10	11	9	10
102	113	79	90	101	111	97	108	123	131	126	139
134	149	104	118	132	146	128	143	162	172	166	183
147	164	114	130	146	161	141	157	178	189	182	201
171	193	135	153	172	190	166	186	210	224	215	238
200	223	156	177	198	219	191	214	242	258	249	274
106	116	83	94	106	117	103	115	127	140	135	149
140	153	109	124	139	153	136	151	167	183	178	196
154	168	120	137	153	169	149	166	184	202	195	216
182	199	142	161	181	199	176	196	216	238	231	255
210	229	164	186	209	230	203	226	250	275	266	294

мощью диаграммы $M = f(\omega t)$ из выражения $M_{\text{ср}} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} Md\,(\omega t)$ или по известной формуле

$$M_{\text{ср}} = 71\,620\,\frac{N}{n}\ \text{кГ}\cdot\text{см}, \qquad \text{(III.14)}$$

где N — мощность, затрачиваемая на вращение колонны, в *л. с.*; n — скорость вращения в *об/мин*.

Число колебаний момента обычно соответствует числу оборотов ротора. Переменная величина момента в нормальных условиях работы трехшарошечными долотами составляет $\pm$ (10—15%) среднего значения. Касательные напряжения от постоянных нагрузок определятся из зависимости

$$\tau = \frac{M_{\text{ср}}}{W_{\text{ср}}}, \qquad \text{(III.15)}$$

где $W_{\text{ср}}$ — полярный момент сопротивления. Напряжения в роторном бурении принимают наибольшее значение у устья скважины, при бурении погруженными двигателями — у забоя. Для ведущих труб касательные напряжения определяются в зависимости от формы сечения трубы.

Для квадратных ведущих труб напряжения рассчитываются по формуле [25]

$$\tau_1 = \frac{1}{1 - 0{,}7\left(\frac{r}{a}\right)^4}\,\tau, \qquad \text{(III.16)}$$

где τ_1 — напряжение в любой точке внешнего контура трубы; τ — напряжение в той же точке для сплошного квадратного сечения; r — радиус канала ведущей трубы; a — половина стороны квадрата.

Наибольшие касательные напряжения будут на наружной поверхности трубы в середине стороны квадрата

$$\tau_{max} = \frac{0{,}6M_{кр}}{\left[1-0{,}7\left(\frac{r}{a}\right)^4\right]a^3}. \qquad (III.17)$$

Для шестигранных ведущих труб наибольшие касательные напряжения, действующие на наружной поверхности трубы в середине боковых сторон шестигранника, будут равны [23]

$$\tau_{max} = \frac{0{,}665M_{кр}}{\left[1-0{,}852\left(\frac{d}{2b}\right)^4\right]b^3}, \qquad (III.18)$$

где d — диаметр канала трубы; b — половина расстояния между противоположными боковыми сторонами шестигранника.

При одинаковом условном размере ведущих труб, т. е. когда $a = b$, максимальные касательные напряжения в квадратной трубе на 25% больше максимальных напряжений в шестигранных трубах. Следовательно, шестигранная труба при прочих равных условиях менее напряженна.

Мощность, затрачиваемая на вращение колонны, составляет

$$N = N_{х.\,в} + N_{д},$$

где $N_{х.\,в}$ — мощность, затрачиваемая на холостое вращение колонны; $N_{д}$ — мощность, требуемая для преодоления сопротивлений при работе долота.

Для определения $N_{х.\,в}$ используются следующие формулы. Формула В. С. Федорова

$$N_{х.\,в} = c\gamma_ж d^2 l n^{1{,}7}\ квт, \qquad (III.19)$$

где c — коэффициент, зависящий от искривления скважины; $\gamma_ж$ — удельный вес промывочной жидкости в $Г/см^3$; d — наружный диаметр бурильной трубы в $м$; l — длина бурильной колонны в $м$; n — скорость вращения колонны в $об/мин$.

Ниже приведены значения коэффициента c

Угол искривления скважины, град.	3—5	6—9	10—16
$c \cdot 10^5$	22,6— —28,8	30,8— —34,3	35,2— —40,3

Вероятные значения c (по В. С. Федорову) в направленно-искривленных скважинах

Угол искривления скважины, град.	18—25	26—35
$c \cdot 10^5$	41,5— —46,6	47,5— —52,2

Для вертикальных скважин $c = 18{,}8 \cdot 10^{-5}$.

Формула (III.19) рекомендуется для случаев, когда трубы вращаются в необсаженной скважине, промывка осуществляется неутяжеленным раствором и на трубах отсутствуют предохранительные кольца.

Б. М. Плющ получил формулы для вращения труб с предохранительными колоннами и без них.

Для труб без колец

$$N_{х.\,в} = (k_1 + k_2 a^{0,6})\,\gamma_ж d^{1,6}\, l n^{1,6}\ квт. \tag{III.20}$$

Для труб с предохранительными кольцами

$$N_{х.\,в} = k_1 \gamma_ж d^{1,6}\, l n^{1,6} + k_a \gamma_ж a^{0,6} (l - l_к)\, n^{1,6} + k_к d_к^{1,6} l_к n^{0,8} + k_{к\,a} a_к^{0,6} d_к^{1,6} l_к n^{0,8}\ квт, \tag{III.21}$$

где $l_к$ — длина бурильных труб, имеющих предохранительные кольца, в *м*; $d_к$ — наружный диаметр предохранительных колец в *м*; a и $a_к$ — средневзвешенные углы искривления скважины на участках соответственно $(l - l_к)$ и $l_к$.

Значения коэффициентов k_1, k_a, $k_к$, $k_{кa}$ для практических расчетов принимаются следующими:

$$k_1 = 0{,}7 \cdot 10^{-4}, \qquad k_a = 0{,}86 \cdot 10^{-4},$$
$$k_к = 30 \cdot 10^{-4}, \qquad k_{к\,a} = 29{,}7 \cdot 10^{-4}.$$

Опытные данные в формулах Б. М. Плюща в основном относятся к скважинам с небольшим углом искривления (не более 6°).

В приведенных формулах длина колонны входит в первой степени, однако ряд экспериментов показывают, что при длинах более 2000 *м* отмечается степенная зависимость мощности от длины колонны.

Мощность $N_д$, затрачиваемая на работу долота, расходуется на разрушение породы, трение долота о забой скважины, трение долота о стенки скважины и зависит от многих факторов, не поддающихся точному учету. Предложенные различные формулы по определению мощности, затрачиваемой на вращение шарошечных и лопастных долот (формулы В. С. Федорова и др.), не нашли практического применения. Отсутствие простых и надежных расчетных формул, проверенных на практике, приводит к необходимости при определении $N_д$ пользоваться ориентировочными величинами, полученными на основании практических данных или стендовых испытаний.

В табл. 3 приведены опытные данные по расходу мощности $N_д$ (в *квт*), полученные при бурении трехшарошечными долотами.

Для фрезерных долот требуемая мощность при равных условиях возрастает. Например, для долот ДИР-190 при числе оборотов 70 *об/мин* и нагрузке на долото в пределах 5—15 *Т* мощность $N_д$ составляет 11—36 *квт*.

В табл. 4 приведена мощность, затрачиваемая на работу долота, полученная в результате испытаний, проведенных

Таблица 3

Размер долота, мм	Скорость вращения ротора, об/мин							Осевая нагрузка, Т
	68	92	118	168	220	296	420	
394	32	—	48	—	70	—	—	14
346	14	28	42	56	—	—	—	9—10
346	28	56	80	—	—	—	—	12—14
346	—	60	70	84	—	160	210	15
295	—	—	—	—	42	—	78	9
295	—	—	—	—	60	—	110	12
295	—	—	—	—	72	—	—	13
295	—	—	—	—	84	84	108	14—16
295	—	—	—	—	—	84	96	18
269	—	12	—	—	—	—	—	10
269	—	17	—	—	—	—	—	15
269	—	21	—	—	—	—	—	17,5
243	—	10	15	20	25	—	—	7—8
140	2	—	—	—	—	—	—	5,5

на промыслах в Башкирии при бурении турбобуром и 295-*мм* долотом.

Таблица 4

Показатели	Осевая нагрузка на долото, Т				
	5	10	12	15	18
При работе новым долотом:					
n, об/мин	850	840	820	790	760
$N_д$, *квт*	14,8	32,4	39,8	44,2	45,7
При работе сработанным долотом:					
n, об/мин	785	655	600	510	375
$N_д$, *квт*	38,4	71,1	81,7	76,1	67,9

Для геологоразведочного колонкового бурения мощность, требуемую на холостое вращение, можно определить из табл. 5 [7].

Таблица 5

Скорость вращения штанг, *об/мин*	100	150	200	250	300
Мощность на вращение при длине колонны 100 *м*, *л.с.*	0,4—0,8	0,8—1,4	1,5—2,5	2,5—3,5	3—5

Примечание. Меньшие значения следует брать для штанг диаметром 42 *мм*, большие — для штанг диаметром 63,5 *мм*.

Мощность, потребляемая колонковым долотом, равна

$$N_д = N_0 F, \quad \text{(III.22)}$$

где N_0 — удельная мощность, отнесенная к 1 *см²* забоя, в *л. с.* В зависимости от скорости вращения, давления на забое и скорости бурения N_0 колеблется в пределах 0,08—0,25 *л. с.*; F — площадь забоя в *см²*.

При вращательном бурении в трубах могут возникнуть инерционные напряжения в результате внезапной остановки торможением одного из концов бурильной колонны. Остановка конца бурильного вала, возможная при заклинивании долота, приведет к крутильному удару, который характеризуется переходом кинетической энергии вращающейся колонны в потенциальную энергию деформации. Инерционные напряжения определяют из равенства энергий (предполагается, что колонна не искривляется)

$$\frac{I_0 \omega^2}{2} = \frac{M^2 l}{2GI}, \quad \text{(III.23)}$$

где I_0 — момент инерции массы колонны относительно оси вращения; ω — угловая скорость вращения; M — крутящий момент, возникающий при остановке колонны; l — длина колонны; G — модуль упругости при сдвиге; I — полярный момент инерции площади сечения трубы.

Из выражения (III.23) имеем

$$M = \omega \sqrt{\frac{I_0 I G}{l}}.$$

Подставляя значение момента инерции массы колонны $I_0 = \frac{\gamma l}{g} I$ и учитывая, что $M = \tau \frac{2I}{d}$, получим величину касательных инерционных напряжений $\tau = \frac{\omega d}{2} \sqrt{\frac{G\gamma}{g}}$.

Принимая $G = 7{,}5 \cdot 10^5$ *кГ/см²*; $\gamma = 0{,}0078$ *кГ/см³*, $g = 1000$ *см/сек²*, будем иметь

$$\tau = 1{,}2 \omega d \ кГ/см^2 \quad \text{(III.24)}$$

Переход кинетической энергии в потенциальную при заклинивании долота, приводящий к возникновению динамических напряжений τ, наиболее полно происходит в трубе, расположенной в нижней части колонны.

Общий момент, действующий на нижнюю часть колонны, при заклинивании долота во вращательном бурении будет равен сумме полезного момента на долоте $M_д$ и момента $M_к$, т. е.

$$M = M_д + M_к.$$

Динамические напряжения кручения возникают также в бурильной колонне в начале ее вращения при пуске двигателей, когда на вращающуюся систему действует угловое ускорение. Момент от динамических сил определяют из зависимости

$$I_0 \frac{d\omega}{dt} = M,$$

где I_0 — момент инерции вращающихся масс; ω — угловая скорость.

ИЗГИБ

Возникающие в результате изгиба бурильной колонны напряжения определяются из выражения $\sigma_{из} = \frac{M}{W}$, изгибающий момент может быть вычислен по формуле $EI \frac{d^2y}{dx^2} = -M$, если известно уравнение изогнутой оси колонны.

В рассмотренных выше задачах, связанных с изгибом колонны, в результате потери прямолинейной формы устойчивости изогнутая ось колонны в процессе бурения определялась уравнением

$$y = f \sin \frac{\pi x}{l}.$$

С увеличением действующих нагрузок (осевых и центробежных) изогнутая ось колонны принимает различные формы устойчивого упругого равновесия с образованием полуволн вдоль колонны. Каждая полуволна может определяться тем же уравнением с заменой l длиной полуволны L, т. е.

$$y = f \sin \frac{\pi x}{L}.$$

Определив $\frac{d^2y}{dx^2}$ для $y = f \sin \frac{\pi x}{L}$, будем иметь

$$M = \frac{\pi^2 EI}{L^2} f \sin \frac{\pi x}{L},$$

тогда

$$\sigma_{из} = \frac{\pi^2 EI}{L^2 W} f \sin \frac{\pi x}{L}.$$

Наибольшее значение M будет при $x = L/2$, т. е. в среднем сечении полуволны

$$M_{max} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} f, \qquad (III.25)$$

чему соответствует

$$\sigma_{max} = \frac{\pi^2 EI}{L^2 W} f. \qquad (III.26)$$

Так как $w = \frac{2I}{d}$ и приняв $\pi^2 = 10$, $E = 2 \cdot 10^6$ $кГ/см^2$, получим известную формулу для определения напряжений изгиба в стальных трубах

$$\sigma_{из} = 1000 \frac{df}{L^2} \ кГ/см^2, \qquad (III.27)$$

где L — в $м$; d — в $см$, f — в $см$; $f = \frac{D_{скв} - d}{2}$, $D_{скв}$ — диаметр скважины.

Значение L вычисляют из выражения (II.57). Формула (III.25) позволяет определить изгибающие напряжения в сжатой и растянутой частях колонны, вращающейся вокруг оси скважины, а также в сжатой изогнутой части колонны, неподвижной по отношению к оси скважины.

В связи с применением бурильных труб из легких сплавов (например, трубы из алюминиевых сплавов) сравним изгибающие напряжения, возникающие в стальных (СБТ) и легкосплавных (ЛБТ) трубах.

Обозначим модуль упругости и длину полуволны ЛБТ соответственно через E_1 и L_1, тогда

$$\frac{\sigma_{из\,(СБТ)}}{\sigma_{из\,(ЛБТ)}} = \frac{E}{E_1} \left(\frac{L_1}{L}\right)^2.$$

Из формулы (II.57) при $z = 0$ следует, что $\frac{L_1}{L} = \sqrt[4]{\frac{E_1 q}{E q_1}}$ или

$$\frac{\sigma_{из\,(СБТ)}}{\sigma_{из\,(ЛБТ)}} = \frac{E}{E_1} \sqrt{\frac{E_1 q}{E q_1}} = \sqrt{\frac{E q}{E_1 q_1}}.$$

Следовательно, изгибающие напряжения в стальных трубах будут выше.

Для алюминиевых сплавов полученное отношение равно

$$\sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 7{,}85}{7{,}2 \cdot 10^5 \cdot 2{,}78}} = 2{,}85.$$

Величину изгибающего момента для труб, расположенных в сжатой части колонны над долотом, А. Лубинский определяет из зависимости [49]

$$M = if \sqrt[3]{EIq^2}, \qquad (III.28)$$

где f — стрела прогиба; q — вес 1 $м$ труб.

Предполагается, что изгиб происходит только от собственного веса, трубы вращаются вокруг собственной оси и изгибающий момент знакопеременный.

Величина i увеличивается с повышением нагрузки на долото. Если над долотом одна полуволна изогнутых труб, то наибольшее значение i для изогнутой полуволны равно 0,74. При увеличении осевой нагрузки, приводящей к образованию двух полуволн, наибольшее значение i равно 1,84. Изгибающий момент, соответствующий $i = 1{,}84$, также действует в первой полуволне, расположенной над долотом. Одна полуволна образуется при длине сжатой части $l = 1{,}94\sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$, две полуволны при $l=4{,}22\sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$. В интервале длин $(1{,}94—3{,}74)\sqrt[3]{\frac{EI}{q}}$ можно считать, что i изменяется пропорционально в пределах 0,74—1,26.

Величина изгибающего момента в (III.28) определена из условия плоского изгиба. Если низ колонны изгибается по пространственной кривой с шагом спирали (II.23), то изгибающий момент и напряжения равны [50]

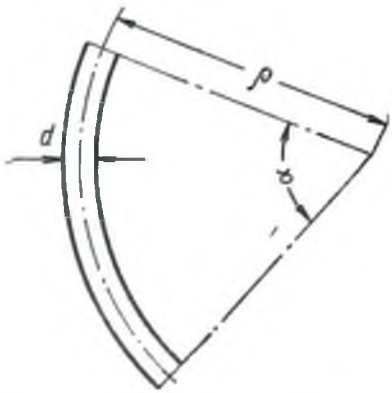

Рис. 24. Схема изгиба колонны.

$$M = \frac{EI}{\rho} \quad \text{и} \quad \sigma = \frac{EI}{W}\,\frac{4\pi^2 f}{h^2 + 4\pi^2 f^2} \approx$$

$$\approx \frac{2\pi^2 fEd}{h^2} \text{ (для малых значений } f\text{)}.$$

Подставив значение h из (II.23), получим

$$\sigma = \frac{P\,df}{4I} = \frac{pf}{2W}.$$

Бурение нередко сопровождается искривлением ствола скважины. Наличие кривизны приводит к изгибу колонны (рис. 24). При вращении изогнутой колонны вокруг собственной оси изгибающие напряжения будут знакопеременными.

Изгибающие напряжения, возникающие в трубах, изогнутых по оси скважины, определяются из зависимости

$$\sigma = \varepsilon E.$$

Зная величину радиуса искривления скважины, можно определить относительную деформацию

$$\varepsilon = \frac{\left(\rho + \frac{d}{2}\right)\alpha - \rho\alpha}{\rho\alpha} = \frac{d}{2\rho}$$

или

$$\sigma = \frac{d}{2\rho}E. \qquad \text{(III.29)}$$

В общем случае положение оси скважины в пространстве определяется кривизной (угол наклона оси к вертикали в рассматриваемой точке) и азимутом (азимутным углом). Радиус кривизны ствола на малом участке длиной l можно определить из зависимости, предложенной А. М. Пирвердяном

$$\rho \approx \frac{l}{\sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 - 2\delta_1\delta_2\cos\beta}}, \qquad \text{(III.30)}$$

где δ_1 и δ_2 — кривизна в радианах в начале и в середине рассматриваемого участка; β — разница между азимутными углами в тех же точках участка. Наибольшее значение ρ будет при $\beta = 0$ $\left(\rho_{max} = \frac{l}{\delta_1 - \delta_2}\right)$, а наименьшее при $\beta = 180°$ $\left(\rho_{min} = \frac{l}{\delta_1 + \delta_2}\right)$.

Как следует из (III.30), при одной и той же кривизне ρ будет изменяться в зависимости от разницы азимутных углов. Увеличение изгибающих напряжений связано с уменьшением радиуса кривизны.

При определении полуволны L во время вращения колонны или критической длины $l_{кр}$ при сжатии невращающегося бурильного вала предполагалось, что величины прогиба полуволн f малы, так как ограничиваются стенками скважины. Такой подход к решению задачи позволяет использовать приближенное дифференциальное уравнение упругой линии

$$EI\frac{d^2 f}{dx^2} = -M.$$

При помощи этого уравнения можно определить критические нагрузки, но нельзя вычислить действительную величину стрелы прогиба f.

Значение f можно получить при использовании точного дифференциального уравнения упругой линии

$$\frac{EI\dfrac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1+\left(\dfrac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} = -M.$$

В то же время бурение в неустойчивых породах, склонных к обвалообразованию, наличие каверн и другие факторы создают возможность увеличения стрелы прогиба колонны на отдельных участках и, следовательно, приводят к увеличению напряжения в трубах. Решение задач с применением точного уравнения упругой линии позволяет получить значения прогиба колонн в зависимости от действующих нагрузок для некоторых частных случаев.

Для стержня с шарнирными концами длиной l, нагруженного концевыми силами P, наибольшая деформация (величина прогиба) может быть представлена формулой

$$f = \frac{l\sqrt{8}}{\pi}\left(\sqrt{\frac{P}{P_{кр}}-1}\right)\left[1-\frac{1}{8}\left(\frac{P}{P_{кр}}-1\right)\right]. \qquad (III.31)$$

Применительно к бурильной колонне, сжатой силами собственного веса, $P_{кр} = ql_{кр}/2$. Так как $P = P_{кр} + P_д$, где $P_д$ — дополнительная сжимающая нагрузка, будем иметь

$$P = \frac{ql_{кр}}{2} + ql_0. \qquad (III.32)$$

В полученном выражении $l_0 = l_c - l_{кр}$ (l_c — вся длина сжатой части колонны). Для удобства пользования выражение (III.32) можно представить в виде

$$P = q\left(\frac{l_{кр}}{2} + l_0\right) = q\,\frac{l_{пр}}{2}, \qquad \text{(III.33)}$$

где $l_{пр}$ — приведенная длина, равная $l_{пр} = l_{кр} + 2l_0$.

Тогда формула (III.3) примет вид

$$f = \frac{l_{кр}\sqrt{8}}{\pi}\sqrt{\frac{l_{пр}}{l_{кр}} - 1}\left[1 - \frac{1}{8}\left(\frac{l_{пр}}{l_{кр}} - 1\right)\right]. \qquad \text{(III.34)}$$

При $l_{пр} = l_{кр}$ $f = 0$, что соответствует состоянию безразличного равновесия стержня. С увеличением $l_{пр}$ прогиб быстро возрастает. Если длина $l_{пр}$ превышает $l_{кр}$ лишь на 1%, т. е. $l_{пр} = 1{,}01 l_{кр}$, то $f = 0{,}09 l_{кр}$, что для утяжеленных труб диаметром 178 *мм* составляет 450 *см*.

Следовательно, использование в практике бурения утяжеленных труб длиной больше $l_{кр}$ может привести к резкому увеличению изгибающих напряжений в тех случаях, когда нарушение целостности стенок скважины делает возможным увеличение прогиба труб.

Кроме осевых сил, на увеличение стрелы прогиба полуволны может влиять вращение колонны.

Рассмотрение задачи определения величины прогиба f при вращении колонны, когда влиянием собственного веса колонны можно пренебречь, показало, что величина прогиба значительно превышает зазор между стенками скважины и трубами [31]. Поэтому при наличии каверн и других дефектов, нарушающих целостность стенок скважины, может наблюдаться увеличение стрелы прогиба с одновременным повышением изгибающих напряжений.

Суммарное напряжение изгиба и сжатия низа колонны под действием статической концевой силы P будет равно

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{P}{F}, \qquad \text{(III.35)}$$

где W — осевой момент сопротивления; F — площадь сечения тела трубы.

Для колонны, сжатой и изогнутой силами собственного веса,

$$\sigma = \frac{ql_{пр}}{2}\left(\frac{f}{W} + \frac{1}{F}\right) \qquad \text{(III.36)}$$

и условие прочности представится в виде

$$\frac{ql_{пр}}{2}\left(\frac{f}{W} + \frac{1}{F}\right) \leqslant [\sigma]. \qquad \text{(III.37)}$$

По заданной величине осевой нагрузки P, превышающей критическую, из выражения (III.33) определяют $l_{пр}$, а затем по формуле (III.34) вычисляют стрелу прогиба f. При этом необходимо, чтобы было выдержано условие прочности (III.37).

Зная f, можно судить о безопасной величине деформации колонны при наличии нарушений целостности стенок скважины (каверны и др.).

КОЛЕБАНИЯ КОЛОННЫ

Нагрузки, действующие на бурильную колонну, могут привести к колебаниям бурильного вала, которые передаются талевой системе, вышке и другому буровому оборудованию. В общем случае колебания могут быть продольными, поперечными и крутильными.

В реальных условиях бурильная колонна представляет собой систему, состоящую из бесконечно большого числа частиц, между которыми действуют силы упругости, и любой элемент этой системы, являясь носителем инерционных свойств, обладает способностью деформироваться.

Для рассмотрения колебаний упругих тел необходим учет непрерывного распределения масс. Положение систем с непрерывным распределением масс определяется бесконечно большим числом координат. Такая система обладает бесконечно большим числом степеней свободы. Таким образом, упругое тело, т. е. система с непрерывно распределенной массой, может иметь бесконечное число собственных частот, а следовательно, и форм колебаний.

Так как бурильная колонна может быть рассмотрена как длинный упругий стержень, то в случае продольных поперечных или крутильных колебаний перемещение сечений (линейное u или угловое φ) будет зависеть от местоположения сечения x и времени t, т. е. будет функцией двух переменных.

Поэтому в противоположность системам с несколькими степенями свободы, где колебательные процессы описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями, в рассматриваемых системах с непрерывно распределенной массой применяются дифференциальные уравнения в частных производных.

Источником колебаний обычно являются внешние возмущающие силы, действующие на колонну. В зависимости от соотношения частот вынужденных и собственных колебаний системы изменяется амплитуда колебаний. Поэтому рассмотрение задач, связанных с колебаниями колонны, в значительной степени связано с определением частот собственных колебаний бурильной колонны, что позволяет вести работу на режимах, исключающих возникновение резонанса.

Продольные колебания могут возникнуть при спуско-подъемных операциях, при работе шарошечными долотами, в процессе прокачивания промывочной жидкости.

Определим частоты продольных колебаний бурильной колонны, рассматриваемой как длинный вертикально подвешенный стержень. Уравнение свободных продольных колебаний без учета сопротивлений среды

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \tag{III.38}$$

где

$$a = \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}};$$

E — модуль продольной упругости материала стержня; g — земное ускорение; γ — удельный вес.

Решение уравнения (III.38) может быть представлено в виде произведения двух функций, одна из которых зависит от времени, а другая от расположения сечения

$$u = T(t)\,X(x)$$

или

$$u = (A \sin pt + B \cos pt)\left(C \sin \frac{px}{a} + D \cos \frac{px}{a}\right). \tag{III.39}$$

Первый множитель выражения (III.39) указывает на колебательный характер процесса. Если рассмотреть продольные колебания стержня в определенный момент времени $t = t_1$, то первый множитель становится постоянным числом T.
Тогда

$$u = T\left(C \sin \frac{px}{a} + D \cos \frac{px}{a}\right). \tag{III.40}$$

Второй множитель (с постоянными C и D) определяет форму смещения сечений стержня, которая остается постоянной для любого момента времени, так как меняется при этом лишь общий для всех сечений множитель T. Форма смещения сечения зависит от его местоположения x.

Так как число собственных частот p_1 p_2 ... колеблющегося упругого тела бесконечно, то каждому значению p будет соответствовать частное решение, аналогичное уравнению (III.39). Общее решение уравнения (III.38) определится как сумма всех частных решений для каждого значения p, т. е.

$$u = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(x)\,T_n(t). \tag{III.41}$$

Для определения собственной частоты p системы необходимо воспользоваться граничными условиями. Найдем собственную частоту, когда верхний конец стержня закреплен, а нижний свободен.

В этом случае в верхнем сечении стержня ($x = 0$) для любого мгновения перемещение должно быть равно нулю, т. е. $u = 0$, или

$$C \sin \frac{px}{a} + D \cos \frac{px}{a} = 0.$$

Так как для верхнего заделанного конца $x = 0$, то и $D = 0$. Тогда уравнение перемещения для данного момента времени будет

$$u = TC \sin \frac{px}{a}.$$

Так как второй конец стержня свободен, то в концевом сечении продольная сила отсутствует, что возможно в случае, когда относительное удлинение равно нулю, т. е. $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$. Тогда

$$\frac{\partial u}{\partial x} = TC \frac{p}{a} \cos \frac{p}{a} x = 0$$

или для свободного конца ($x = l$) имеем

$$C \frac{p}{a} \cos \frac{p}{a} l = 0.$$

Но $C \neq 0$, поэтому частотное уравнение представится в виде $\cos \frac{p}{a} l = 0$. Тогда круговая частота определится из выражения

$$p = \frac{(2n-1)\pi a}{2l}, \quad \text{где } n = 1, 2 \ldots$$

Наименьшая круговая частота собственных колебаний при $n = 1$ составляет

$$p = \frac{\pi a}{2l} = \frac{\pi}{2l}\sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}. \qquad \text{(III. 42)}$$

Число колебаний системы в 1 *сек*

$$m = \frac{p}{2\pi} = \frac{1}{4l}\sqrt{\frac{Eg}{l}}. \qquad \text{(III.43)}$$

Для стержня с сосредоточенной массой на конце (утяжеленные трубы)

$$p = \frac{\beta}{l}\sqrt{\frac{Eg}{\gamma}},$$

где $\beta \operatorname{tg} \beta = 1/\alpha$, α — отношение массы на конце стержня к массе стержня $\left(\text{при } \alpha = 0;\ \beta = \frac{\pi}{2}\right)$; E — в *кГ/см²*; g — в *см/сек²*; γ — в *кГ/см³*; l — в *см*.

Значения p при $n = 2,3 \ldots$ соответствуют высшим частотам собственных колебаний стержня. Зная p при $n = 1, 2, 3 \ldots$, можно составить общее уравнение свободных продольных колебаний (III.41).

При рассмотрении продольных колебаний свободно подвешенной бурильной колонны предполагается, что верхний конец упруго заделан, так как колонна подвешена к талевой системе.

При упругой заделке верхнего конца частотные уравнения определятся также граничными условиями. В этом случае воздействие концевой продольной силы $P = EF\frac{\partial u}{\partial x}$ приведет к возникновению равной ей по величине упругой реакции опоры cu, где c — коэффициент жесткости талевых канатов. Тогда одно граничное условие выразится равенством

$$P - cu = EF\frac{\partial u}{\partial x} - cu = 0, \tag{III.44}$$

где F — площадь сечения трубы.

Так как нижний конец колонны ($x = l$) свободен, то второе граничное условие определится из условия

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \tag{III.45}$$

Продифференцировав уравнение (III.40) и подставив значение в граничное условие (III.44), получим для верхнего конца (при $x = 0$)

$$\frac{C}{D} = \frac{ac}{pEF}. \tag{III.46}$$

Из условия (III.45) при $x = l$ имеем $\frac{C}{D} = \operatorname{tg}\frac{p}{a}l$ или, использовав уравнение (III.46), получим

$$\frac{c}{EF} = \frac{p}{a}\operatorname{tg}\frac{p}{a}l.$$

После подстановки жесткости талевых канатов $c = \frac{E_к F_к}{l_к}$ получим частное уравнение для случая, когда верхний конец колонны упруго заделан, а нижний свободен

$$\frac{E_к F_к}{EFl_к} = \frac{p}{a}\operatorname{tg}\frac{p}{a}l. \tag{III.47}$$

Полученное уравнение является трансцендентным и решается приближенным способом. Число колебаний в 1 *сек* будет равно

$$m = \frac{p}{2\pi}. \tag{III.48}$$

В процессе бурения работа нижнего конца колонны, оканчивающегося долотом, приближается к условиям работы в упругой заделке. В связи с отсутствием точных данных, характеризующих упругость разбуриваемых пород, нижний конец колонны в процессе бурения приближенно иногда принимают заделанным. Для случая заделки обоих концов колонны число колебаний в 1 *сек* равно

$$m = \frac{1}{2l}\sqrt{\frac{Eg}{\gamma}}. \tag{III.49}$$

В табл. 6 приведены частоты колебаний бурильной колонны в 1 *сек* для рассмотренных трех случаев (III.43), (III.48), (III.49), а также для случая, когда верхний конец упруго закреплен, а нижний заделан [31].

Таблица 6

Длина конца каната, м	Частота колебаний бурильной колонны в 1 сек при длине бурильных труб (в м)						
	50	100	200	500	1000	3000	5000
—	25	12,5	6,25	2,5	1,25	0,42	0,25
5	15,9	10	5,6	2,36	1,2	0,4	0,24
28,5	7,95	5,97	3,98	1,99	1,11	0,4	0,24
—	50	25	12,5	5	2,5	0,84	0,5
5	35,9	17,9	11,2	4,78	2,43	0,82	0,5
28,5	27	15,1	8,36	3,98	2,15	0,8	0,49

При расчете упругой заделки были приняты: $\frac{E_к}{E} = 0{,}4$; $\frac{F_к}{F} = 0{,}5$; $l_к = 5$ *м* и 28,5 *м* (расчеты приведены для двух длин каната).

Как видно из табл. 6, наличие талевого каната уменьшает частоту собственных колебаний бурильной колонны, если длина ее не превышает 1000 *м*. С увеличением длины влияние упругости каната не сказывается и верхний конец колонны может рассматриваться как заделанный.

Напряжения, связанные с динамическими нагрузками при спуско-подъемных операциях, рассмотрены выше.

Рассмотрим влияние долота на работу труб. Вращение шарошечного долота приводит к возвратно-поступательному вертикальному перемещению долота, которое передается трубам. Перемещение долота вертикально вверх сопровождается увеличением потенциальной энергии в колонне труб; при обратном ходе вниз потенциальная энергия переходит в кинетическую, расходуемую на разрушение породы.

Если исходить из условия, что вертикальные перемещения долота соответствуют перемещению труб (предполагается, что накопленная потенциальная энергия в трубах является энергией подъема центра всей системы, а не энергией изгиба или сжатия труб), то в процессе вращения долота трубы будут совершать вынужденные продольные колебания. Перемещение нижнего конца труб определится из зависимости [36]

$$h_x = \left(r_z - \frac{\delta_t}{3}\right)\left(\cos\omega_1 t - \cos\frac{\pi}{z}\right)\cos\beta,$$

где r_z — радиус шарошки по венцу в *см*; δ_t — глубина погружения зубьев шарошки в породу; ω_1 — угловая скорость вращения шарошки в 1/*сек*; z — число зубьев на венце; β — угол между осью шарошки и горизонтальной плоскостью забоя.

Для удобства отсчета перемещений бурильную колонну представим в виде стержня длиной l с началом координат, расположенным на оси стержня в нижнем его конце.

Тогда выражение для перемещения нижнего конца колонны запишется в виде

$$h_x = \left(r_z - \frac{\delta_t}{3}\right)\left[\cos\left(\frac{\pi}{z} - \omega_1 t\right) - \cos\frac{\pi}{z}\right]\cos\beta \qquad \text{(III.50)}$$

при $t = 0$, $h_к = 0$,

$$t = \frac{\pi}{z\omega_1}, \quad h_x = h_{max} = \left(r_z - \frac{\delta_t}{3}\right)\left(1 - \cos\frac{\pi}{z}\right)\cos\beta.$$

Если $h_к = 0$, то система обладает минимумом потенциальной энергии и шарошка занимает устойчивое положение, опираясь на два зуба. При $h_к = h_{max}$ шарошка опирается на один зуб.

Для определения частоты собственных колебаний труб рассмотрим граничные условия.

Нижний конец колонны в нашем случае не имеет упругих перемещений, поэтому первое концевое условие запишем так: при $x = 0$ $u = 0$.

Для верхнего конца стержня следует учесть, что при вращении долота осевое перемещение его не передается всей колонне, а распространяется главным образом на сжатую нижнюю часть. Подъем сжатой части колонны при перекатывании шарошек будет сопровождаться некоторым уменьшением длины растянутой части колонны. Поэтому колебания колонны будут наблюдаться не только в сжатой, но и в растянутой части.

Так как уменьшение растянутой части равноценно увеличению нагрузки на сжатую часть, то действие растянутой части колонны можно уподобить наличию на конце сжатого участка массы, которая препятствует упругому смещению плоскости раздела сжатой и растянутой частей колонны.

Смещение плоскости раздела приводит к смещению массы, расположенной на ней, поэтому усилие, возникающее на верхнем конце сжатого стержня ($x = l$) от упругого смещения, должно быть равно инерции смещенной массы, т. е.

$$EF\frac{\partial u}{\partial x} = -m\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \qquad \text{(III.51)}$$

где m — масса, действующая на верхнем конце.

Полученное выражение является вторым граничным условием. Из первого граничного условия следует, что в уравнении (III.39) $D = 0$.

Определив $\frac{\partial u}{\partial x}$ и $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$ из уравнения (III.39) и подставив в формулу (III.51), получим

$$EF(A\sin pt + B\cos pt)C\frac{p}{a}\cos\frac{px}{a} = -mC\sin\frac{px}{a}\left(-Ap^2\sin pt - Bp^2\cos pt\right).$$

После преобразования и с учетом того, что для верхнего конца стержня $x = l$, получим выражение для определения частоты собственных колебаний бурильной колонны, когда на нее действуют возмущающие силы, возникающие в результате работы долота

$$\frac{EF}{am} = p \operatorname{tg} \frac{p}{a} l. \qquad (III.52)$$

Для определения m необходимо принять ряд условий. Если за m принять массу части растянутого участка колонны, то при рассмотрении продольных колебаний стержня действие собственного веса может быть заменено приближенно силой, равной $^1/_3$ веса стержня, приложенного к концу стержня, т. е.

$$m = \frac{F\gamma L_0}{3g}.$$

В этом случае формула (III.52) приводится к виду

$$L_0 = \frac{3a}{p \operatorname{tg} \frac{p}{a} l}. \qquad (III.53)$$

В формуле (III.53) предполагается, что вся масса труб длиной L_0 оказывает давление на верхний конец сжатой части труб в процессе возвратно-поступательного перемещения долота. Для очень короткого растянутого участка колонны L_0 может быть равно ее длине, однако с увеличением длины колонны воздействие концевой сжимающей силы, возникающей в результате вертикального перемещения системы долото — сжатая часть колонны, может привести к изгибу низа растянутой части вследствие потери устойчивости прямолинейной формы равновесия (см. главу II). Следует учесть также, что масса m не постоянна, а изменяется с изменением величины перемещения верхнего конца сжатого участка в процессе вращения долота.

При другом подходе к задаче вертикальное перемещение стержня, верхний конец которого подвергается воздействию дополнительных сжимающих сил, может рассматриваться как перемещение сжатого стержня переменной длины со свободным верхним концом. Для стержня постоянной длины при свободном верхнем конце $m = 0$ и из выражения (III.52) следует, что $\frac{p}{a} l = \frac{\pi}{2}$ или $p = \frac{\pi a}{2l}$, что соответствует формуле (III.42).

Определим зависимость между круговой частотой колебания долота p и числом оборотов долота. Частота колебаний долота в 1 *сек* при синхронной работе шарошек определяется из выражения $m = zn_1$, где n_1 — число оборотов шарошки в 1 *сек*.

Так как p представляет собой частоту колебаний за время 2π *сек*, то $p = 2\pi z n_1$ или, выразив n_1 через угловую скорость шарошки $\omega_1 = 2\pi n_1$, получим $p = \omega_1 z$.

Угловая скорость $\omega_1 = \omega \frac{D}{d}$, тогда

$$p = \frac{\pi D n z}{30d}, \qquad (III.54)$$

где ω — угловая скорость долота; D — диаметр долота; d — диаметр шарошки; n — число оборотов долота в 1 *мин.*

Из равенства

$$\frac{\pi D n z}{30d} = \frac{\pi a}{2l}$$

вычисляем длину сжатой части, при которой возможен резонанс, в предположении, что верхний конец сжатой части свободен

$$l = \frac{15ad}{nzD}. \qquad (III.55)$$

Для $n = 70$ *об/мин*; $\frac{D}{d} \approx 2{,}5$; $z = 20$; $a \approx 5000$ *м/сек*

$$l = \frac{15 \cdot 5000 \cdot 0{,}4}{70 \cdot 20} = 22 \text{ м}.$$

При вращении долота, кроме статической нагрузки от веса колонны, на систему долото — бурильные трубы будет действовать также динамическая нагрузка $P_д$. Приближенное значение нагрузки при условии, что вся кинетическая энергия сжатой части колонны превращается в потенциальную энергию сжатия определится из выражения:

$$\frac{mv^2}{2} = \int_0^{l_д} \frac{(qx)^2\, dx}{2EF}.$$

Так как $m = \frac{Fl\gamma}{g}$, то $P_д = ql_д = F\sqrt[3]{\frac{3Ev^2l\gamma^2}{g}}$,

где a — скорость звука в материале труб; F — площадь сечения труб; v — скорость поступательного движения долота, равная (по Н. А. Шацову) $v = \frac{\pi^2 D n}{60z}$; l — длина сжатой части колонны; $l_д$ — длина колонны, соответствующая динамической нагрузке $P_д$.

Для возникновения резонанса предполагают синхронное вращение шарошек долота с постоянной величиной внедрения зубьев шарошки в породу, что может наблюдаться при разбуривании твердых пород. Бурение мягких пород, отсутствие синхронности вращения шарошек долота, скольжение шарошек способствуют нарушению периодичности вертикальных перемещений долота, а следовательно, на практике приводят к условиям не благоприятным для возникновения резонансов.

На рис. 25 показано изменение вертикальных перемещений трехшарошечного долота диаметром 243 *мм* при вращении его по резиновой поверхности. Как видно из рис. 25, перемещение не носит выраженный характер, т. е. возмущающая сила также не будет строго периодической.

Проектирование долот без периодической закономерности вертикальных перемещений — один из рациональных путей, исключающих возникновение значительных продольных колебаний труб.

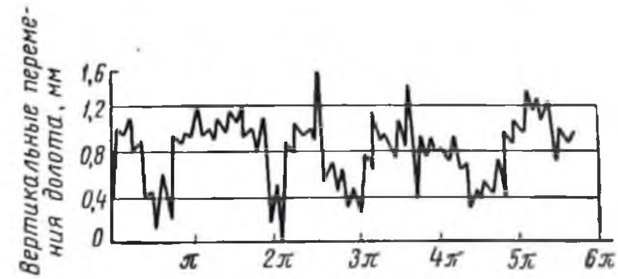

Рис. 25. Изменение вертикальных перемещений долота при вращении.

Другой причиной колебаний является пульсация давления бурового насоса. Количество импульсов, подаваемых насосом в 1 *сек*, равно An, где A — число, зависящее от характеристики насоса; n — число оборотов кривошипа в 1 *сек*. Например, для двухцилиндрового насоса двойного действия число импульсов в 1 *сек* составит $4n$.

Однако на характер изменения давления жидкости, подаваемой в бурильные трубы, в значительной степени влияет конструкция воздушного колпака, характеристика нагнетательного трубопровода, одновременная работа нескольких насосов и др.

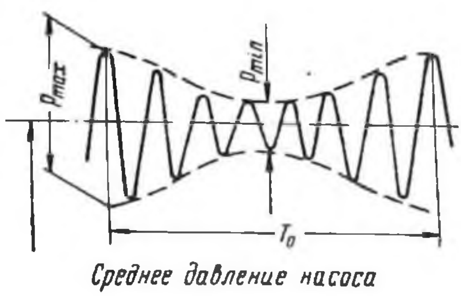

Рис. 26. Характер изменения давления жидкости, подаваемой насосом в бурильные трубы.

Для уточнения характера и величины пульсации давления промывочной жидкости на пяти скважинах, бурящихся в одинаковых условиях турбинным способом, были проведены наблюдения за изменениями давлений раствора и колебаниями бурильной колонны. Вертикальные скважины глубиной 2200—2500 *м* были оснащены двумя насосами. Бурили 269 и 295-*мм* долотами и трубами диаметрами 140 и 168 *мм*.

Величину и частоту пульсации давления жидкости определяли регистрирующим манометром. Картограммы записей давлений позволили установить наличие биений (рис. 26), которые возникают, когда действуют две различные возмущающие силы с близкими по величине частотами колебаний. Такое явление может наблюдаться при одновременной работе двух параллельно работающих насосов, число ходов которых незначительно отличается друг от друга. В этом случае происходит периодическое ослабление и усиление пульсации давления с периодом, значительно большим, чем периоды пульсации, создаваемые работой каждого насоса. Биение увеличивает величину переменной составляющей давления жидкости.

Ниже приведены наименьшие p_{min} и наибольшие p_{max} величины изменения давлений жидкости, развиваемых насосами, средние значения колебаний давления $p_{ср}$, частота пульсации m в 1 *мин* по данным 12 картограмм, полученных в скважинах

p_{min}, *кГ/см²*	5,5±1,5
p_{max}, *кГ/см²*	26±2
$p_{ср}$, *кГ/см²*	16±2
m, *кГ/см²*	52±8

Как видно из приведенных данных, p_{max} приблизительно в 4,7 раза превышает p_{min}. Отмечается также изменение числа колебаний пульсации в процессе работы насосов. Наибольшая величина давления, развиваемая насосами, не превышала 90 *кГ/см²*.

Период биений T колебался в пределах 3,3—4 *мин*. Частота биения определяется из выражения

$$\frac{1}{T_0}=\frac{1}{T_1}-\frac{1}{T_2},$$

где $\frac{1}{T_1}$, $\frac{1}{T_2}$ — частоты колебаний давлений первого и второго насосов.

Так как $T_0 = 3{,}3 \cdot 60$ *сек*, то $\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} = 0{,}005$. Такая ничтожная разница в частоте колебаний объясняется работой двух одинаковых насосов при почти одинаковых числах оборотов.

Одновременно с изучением характера пульсации давления замерялись продольные колебания колонны над ротором во время бурения и промывки скважины. Продольные перемещения колонны в процессе бурения изменялись во времени и составляли в среднем 0,65 *мм*, хотя в отдельных случаях доходили до 1,5 *мм*. Число колебаний колонны в 1 *мин* составляло 45—58, а число пульсаций (изменений давления) промывочной жидкости за тот же период изменялось в пределах 48—58 *мин*. Во время промывки скважины, когда бурильная колонна была приподнята над забоем, средняя величина продольных перемещений колонны составляла 0,5 *мм*.

Таким образом, при бурении и промывке частота колебаний колонны изменялась в пределах одной и той же величины, соответствующей числу колебаний давления промывочной жидкости, что указывает на существенное влияние пульсации промывочной жидкости на характер продольных колебаний бурильной колонны.

Изменение давления жидкости приводит к изменению длины бурильной колонны. Рассмотрим колонну в момент промывки скважины, когда низ колонны не касается забоя. Если обозначить растягивающие напряжения, возникающие под действием изменения давления жидкости в поперечном и продольном сечениях труб соответственно σ_1 и σ_2, то относительное удлинение всей колонны определится из выражения

$$\varepsilon_0 = \frac{\Delta l}{l} = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_2).$$

Так как для труб с приближением можно принять $\sigma_2 \approx 2\sigma_1$, то при $\mu = 0{,}3$ $\varepsilon_0 = \frac{0{,}2\sigma_2}{E}$.

Подставив значение $\sigma_2 = \frac{pD}{2\delta}$, получим удлинение всей колонны

$$\Delta l = \frac{0{,}1 Dlp}{\delta E}, \tag{III.56}$$

где l — длина колонны; D — внутренний диаметр трубы; p — изменение давления жидкости; δ — толщина стенки трубы.

Определим абсолютное удлинение колонны 140×10 *мм* длиной 3000 *м* при колебании давления жидкости, равном 15 *кГ/см*^{2},

$$\Delta l = \frac{0{,}1 \cdot 12{,}1 \cdot 3 \cdot 10^5 \cdot 15}{1 \cdot 2 \cdot 10^6} = 2{,}7 \text{ см}.$$

Следовательно, бурильная колонна в процессе промывки скважины будет испытывать переменные растягивающие напряжения σ_1 и σ_2 и соответствующее им переменное удлинение $\Delta l = 2{,}7$ *см* с частотой, равной числу изменений давлений (пульсаций) жидкости в колонне.

При небольшой глубине скважины на величину продольных колебаний колонны будет влиять также работа долота при бурении в твердых породах.

В работе [15] отмечается разница в частоте продольных колебаний при бурении скважин глубиной 1280—1480 *м* стальными трубами диаметром 127 *мм* и трубами из алюминиевых сплавов диаметром 146 *мм*. Амплитуда колебаний в первом случае составляла 0,33 *мм*, во втором — 0,05 *мм*.

Крутильные колебания возникают в результате воздействия на колонну переменных касательных сил, которые появляются в основном в процессе разбуривания породы. Если при работе дробящим долотом основными составляющими переменных сил являются осевые нагрузки, то при работе режущими долотами касательные силы являются главными компонентами переменных усилий.

В результате изменения крутящего момента на долоте режущего типа, возникающего при явлении крутильного удара в процессе бурения неоднородных пород, на колонну будут действовать вынужденные крутильные колебания.

Если эти колебания носят периодический характер, то совпадение частот вынужденных и свободных колебаний колонны приведет к значительной амплитуде колебания.

Уравнение свободных крутильных колебаний вала по структуре аналогично уравнению свободных продольных колебаний и выражается в следующем виде:

$$a_1^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}, \qquad \text{(III.57)}$$

где $a_1 = \sqrt{\frac{Gg}{\gamma}}$ (G — модуль поперечной упругости).

Уравнение (III.57) показывает изменение угла поворота вала φ в зависимости от координаты сечения x и времени t.

Общее решение уравнения будет аналогичным решению уравнения для продольных колебаний

$$\varphi = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(x)\, T_n(t),$$

где

$$X_n = C_n \sin \frac{p_n x}{a_1} + D_n \cos \frac{p_n x}{a_1};$$

$$T_n = A_n \sin p_n t + B_n \cos p_n t;$$

T_n — функция времени; X_n — функция координаты сечения.

Когда верхний конец стержня заделан ($x = 0$), а нижний свободен ($x = l$), частота колебания аналогична выражению (III.42)

$$p = \frac{\pi a_1}{2l}(2n-1).$$

Когда оба конца закреплены, то

$$p = \frac{\pi a_1}{l} n, \qquad \text{(III. 58)}$$

где $n = 1, 2, 3, \ldots$

Поперечные колебания. Рассмотрим уравнение свободных поперечных колебаний колонны. Если к стержню приложить мгновенную поперечную нагрузку, то после ее удаления стержень будет испытывать поперечные колебания. Так как колебания эти сопровождаются изгибом стержня, то для составления уравнения движения воспользуемся выражением, определяющим интенсивность распределенной нагрузки по длине изогнутого стержня

$$EI \frac{d^4 u}{dx^4} \pm P \frac{d^2 u}{dx^2} = q, \qquad \text{(III.59)}$$

где P — растягивающая (или сжимающая) осевая нагрузка (вес колонны), приложенная к концу рассматриваемого участка длиной l; для растягивающей нагрузки ставится знак плюс, сжимающей — минус.

Для движущегося стержня q должна быть заменена силами инерции, равными $\frac{q}{g}\frac{d^2u}{dt^2}$. Тогда с учетом сил сопротивления окружающей среды выражение (III.59) примет вид

$$EI\frac{d^4u}{\partial x^4} \mp P\frac{d^2u}{dx^2} + \frac{q}{g}\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + c\frac{\partial u}{\partial t} = 0,$$

где c — коэффициент вязкого трения; q — вес единицы длины колонны.

Полученное уравнение представим в виде

$$\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \mp a^2\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{b^2}\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{c}{b^2}\frac{\partial u}{\partial t} = 0; \tag{III.60}$$

$$a = \sqrt{\frac{P}{EI}}; \quad b = \sqrt{\frac{EIg}{q}}.$$

Известно, что подобное уравнение может быть решено методом разделения переменных и представлено в виде произведения двух функций (способ Фурье)

$$u = X(x)\,T(t).$$

В рассматриваемом случае уравнение (III.60) можно представить в виде двух уравнений

$$X^4(x) \mp k^2X''(x) - \lambda X(x) = 0;$$

$$T''(t) + cT'(t) + b^2\lambda T = 0.$$

Первое из уравнений имеет решение

$$X(x) = c_1\sin m_1x + c_2\cos m_1x + c_3e^{m_2x} + c_4e^{-m_2x}, \tag{III.61}$$

$$m_1^2 = \frac{\mp k^2 + \sqrt{k^4 + 4\lambda}}{2},$$

где

$$m_2^2 = \frac{\pm k^2 + \sqrt{k^4 + 4\lambda}}{2}.$$

Решение второго уравнения будет зависеть от корней характеристичного уравнения: $r^2 + cr + b^2\lambda = 0$,

$$r = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4b^2\lambda}}{2}.$$

Если $c^2 < 4b^2\lambda$, корни будут комплексные:

$$r_1 = s + pi = -\frac{c}{2} + i\sqrt{b^2\lambda - \frac{c^2}{4}};$$

$$r_2 = s - pi = -\frac{c}{2} - i\sqrt{b^2\lambda - \frac{c^2}{4}}$$

и решение уравнения будет

$$T(t)=e^{-\frac{c}{2}t}(A\cos pt+B\sin pt). \qquad (III.62)$$

Если $c^2 \geqslant 4b^2\lambda$, то корни характеристичного уравнения будут действительными и при $c^2=4b^2\lambda$ получим

$$T(t)=e^{-\frac{c}{2}t}(A+Bt). \qquad (III.63)$$

Уравнение (III.61) определяет форму колебаний и зависит от координат сечения стержня. Уравнение (III.62), указывающее на колебательный характер движения, зависит от времени; уравнение же (III.63) указывает на отсутствие колебаний.

Зависимости $T(t)$ показывают, что движение во времени носит затухающий характер, определяемый силами сопротивления. В первом случае силы сопротивления малы и силы упругости вызывают колебательные движения, имеющие характер затухающих гармонических колебаний. Во втором случае силы сопротивления препятствуют возникновению колебательных движений, что приводит к периодическому затухающему движению, т. е. отклонение $\varkappa$ от положения $\varkappa=0$ с возрастанием времени приближается к нулю без колебаний около значения $x=0$. Так как число степеней свободы упругого стержня бесконечно, то число колебаний также будет неограниченным. Поэтому в общем виде уравнение движения представится суммой частных решений

$$\sum_{n=1}^{\infty} X_n(x)\,T_n(t).$$

Рассмотрим случай, когда оба конца вала длиной l оперты. Граничными условиями при некотором значении t будут

$$x=0 \quad u=0 \quad u''=0$$

$$x=l \quad u=0 \quad u''=0.$$

Из граничных условий имеем

$$c_2=c_3=c_4=0, \quad C_1\sin m_1 l=0.$$

Полагая $c_1\neq 0$, получим $m_1=\frac{n\pi}{l}$ $(n=1,\ 2,\ 3\ \ldots)$, откуда

$$\lambda_n=\frac{n^4\pi^4}{l^4}\left(1\pm\frac{l^2k^2}{n^2\pi^2}\right).$$

Тогда частота собственных колебаний равна

$$p=\sqrt{b^2\lambda-\frac{c^2}{4}}$$

или

$$p=\sqrt{\frac{EIg}{q}\,\frac{\pi^4n^4}{l^4}\left(1\pm\frac{l^2P}{\pi^2n^2EI}\right)-\frac{c^2}{4}} \qquad (III.64)$$

При отсутствии сил сопротивления

$$p=\frac{\pi^2 n^2}{l^2}\sqrt{\frac{EIg}{q}}\left(1\pm\frac{l^2P}{\pi^2 n^2 EI}\right).$$

Приведенное выражение позволяет также определить критическую нагрузку для сжатого стержня. Критическое значение (по Эйлеру) будет соответствовать нулевой частоте. Тогда при $n=1 \quad P_{кр}=\frac{\pi^2 EI}{l^2}$.

Исключив осевые силы и пренебрегая весом для коротких валов ($P=0$), получим:

$$p=\frac{\pi^2 n^2}{l^2}\sqrt{\frac{EIg}{q}}.$$

Когда один конец вала закреплен, а другой свободен,

$$p=\frac{i^2}{l^2}\sqrt{\frac{EIg}{q}},$$

где $i=1{,}875;\ 4{,}694;\ 7{,}855;\ 10{,}996\ \ldots$

Для вращающихся валов полученные значения частот будут соответствовать критическим числам оборотов, при которых вал искривляется под действием центробежных сил.

Как видно, частота собственных колебаний p по формуле (III.64) при $P=0$ и $c=0$ в точности соответствует критической угловой скорости для вала, полученной при рассмотрении устойчивости вращения бурильной колонны [формула (II.54)].

Совпадение частоты собственных колебаний p с угловой скоростью вращения вала должно вызывать явление резонанса. Последнее проявляется в виде потери устойчивой формы вращения вала, сопровождающимся значительным прогибом.

Явление это повторяется при определенных числах оборотов вращения вала. Числа оборотов вала, при которых наступают явления неустойчивого вращения, называются критическими. Величина критической скорости вращения вала равна круговой частоте его свободных колебаний.

Совпадение критических скоростей, определенных из условия резонанса поперечных колебаний, с критическими скоростями, вычисленными с учетом устойчивости вращения колонны, указывает, что критическая скорость имеет характер неустойчивого вращения.

На возникновение поперечных колебаний большое влияние оказывает несбалансированность вала, которая проявляется в несоосности бурильных труб и резьбовых соединений, наличии разностенности и овальности труб, их кривизны и т. д. Бурильный вал будет вращаться при воздействии возмущающей силы, которая в определенных условиях может иметь периодический характер. При вращении бурильной колонны возможно периодическое изменение центробежной силы в случае, если в процессе вращения изменяется амплитуда изогнутой колонны. Тогда вынужденные колебания могут быть описаны уравнением

$$EI\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} \mp P\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{q}{g}\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + c\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{q}{g}\omega^2\left[\left(y - \Delta\sin\frac{\pi x}{l}\right)\sin\frac{\omega t}{2} + \Delta\sin\frac{\pi x}{2}\right],$$

где ω — угловая скорость вращающейся колонны; Δ — наименьшее значение амплитуды изгиба колонны ($\Delta = f$ *мин*). Амплитуда в пределах $f_{max} - f_{min}$ — изменится за половину периода вращения T, поэтому наименьшее значение возмущающей силы будет при $t = 0$ и наибольшее при $t = \frac{T}{2}\left(\sin\frac{\omega t}{2} = 1\right)$. Центробежная сила изменяется по длине вала, принимая наибольшее значение при $x = \frac{l}{2}$.

Когда $f_{max} = f_{min} = f$, центробежная сила не имеет периодический характер и значение ее равно $\omega^2\frac{q}{g}f\sin\frac{\pi x}{l}$. Пока бурильная колонна не будет касаться стенок скважины, вращение ее будет протекать в относительно спокойных условиях.

Касание колонны стенок скважины при изгибе приводит к переменной величине амплитуды колебаний (при условии эксцентричного расположения труб в скважине).

Вращение изогнутой и соприкасающейся со скважиной колонны вокруг собственной оси возможно приведет к прецессии вала. Последняя может возникнуть под действием сил трения с породой, которые стремятся сместить колонну, вызывая вращение ее оси в сторону, противоположную собственному вращению с частотой, равной периоду собственных колебаний.

НАГРУЗКИ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЕ ПРИ БУРЕНИИ С ПЛАВУЧИХ СРЕДСТВ

Скважины на море при глубине воды выше 100 *м* целесообразно бурить с плавучих средств. В отличие от бурения со стационарных установок, бурение скважин с плавучих средств связано с перемещениями судна под влиянием ветра, течений и др.

В общем случае судно может получить линейное и угловое перемещения относительно оси скважины. Судно может смещаться в направлении горизонтальных и вертикальных осей, поворот судна совершается вокруг тех же осей. Верхняя точка колонны связана с судном и, следовательно, перемещения судна передаются бурильной колонне.

Рассмотрим напряжения, возникающие в результате горизонтального смещения, поворота (качки) судна, а также воздействия морской среды на бурильную колонну.

На рис. 27 показано положение колонны до и после перемещения судна.

В общем случае сила N перемещает судно в горизонтальном направлении на величину Δ, изгибающий момент M поворачивает верхнее сечение на θ и давление воды p изгибает колонну на длине l.

Собственный вес всей колонны растягивает трубу, а при наличии смещения вес колонны на длине l приводит также к изгибу.

Таким образом, смещение судна относительно оси скважины, поворот судна, а также непосредственное влияние волн и течений на бурильную колонну приводит к возникновению в трубах, находящихся в воде, изгибающих моментов.

Общая величина момента будет равна

$$M = M_1 + M_2 + M_3,$$

M_1 — момент от смещения судна в горизонтальном направлении; M_2 — момент от качки (поворота) судна; M_3 — момент от поперечных сил волнового напора и течений.

Концевые участки колонны, расположенные у устья и дна, будут наиболее нагруженными для случая, когда концы колонны рассматриваются защемленными.

Для определения напряжений, возникающих в бурильной колонне, рассмотрим продольно-поперечный изгиб колонны длиной l, нагруженной силами P, N, M_0, q, p, при граничных условиях:

$$x = 0 \quad y = 0 \quad y' = 0$$

$$x = l \quad y = \Delta \quad y' = \theta.$$

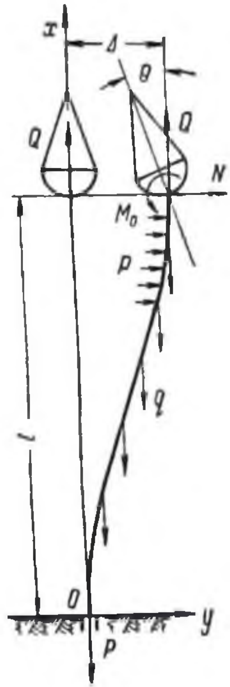

Рис. 27. Усилия, действующие на колонну при бурении с плавучих средств.

Так как осевая растягивающая нагрузка от собственного веса не зависит от поперечных сил, величины моментов M_1, M_2, M_3 определим раздельно для каждой из поперечных нагрузок, пользуясь дифференциальным уравнением изогнутой оси

$$EIy'' = -M.$$

Использование приближенного уравнения изогнутой оси допустимо при малой кривизне стержня, когда $\frac{\rho}{h} \geqslant 15$ (ρ — радиус кривизны, h — высота сечения) и для малых углов поворота сечений при условии, если $\sin\theta = \operatorname{tg}\theta$.

Учитывая размеры бурильных труб ($D = 73$—140 *мм*) и значительную глубину моря, можно считать приемлемым использование приближенного уравнения изогнутой оси для определения изгибающих моментов.

Определим изгибающий момент M_1, возникающий при горизонтальном смещении судна на величину Δ под действием силы N

(рис. 28). Так как при смещении верхнее сечение трубы не поворачивается (при $x = l$; $y' = 0$), то дифференциальное уравнение изгиба будет:

$$EIy'' = -\left[-N(l-x)+Q(\Delta-y)-q\int_x^l (v-y)\,du+M'\right]; \qquad \text{(III.65)}$$

$$EIy''' - (P+qx)\,y' = -N. \qquad \text{(III.66)}$$

Сделав подстановку $z = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}+x\right)^3}$, получим

$$\frac{d^3y}{dz^3}+\frac{1}{z}\frac{d^2y}{dz^2}-\left(1+\frac{1}{9z^2}\right)\frac{dy}{dx} = -\frac{2N}{3zq}.$$

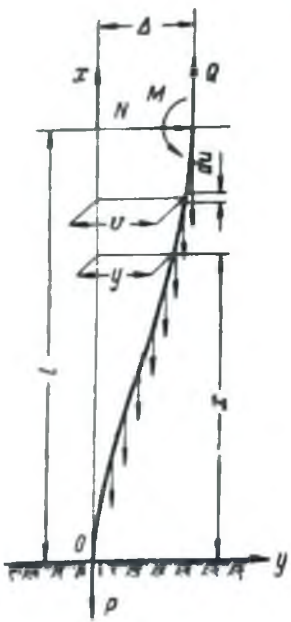

Рис. 28. Изгиб колонны при перемещении судна.

Приняв $\frac{dy}{dz} = p$, получим неоднородное уравнение Бесселя

$$p''+\frac{1}{z}p'-\left(1+\frac{1}{9z^2}\right)p = -\frac{2N}{3zq}. \qquad \text{(III.67)}$$

Общий интеграл уравнения

$$p = c_1 I_{\frac{1}{3}}(z)+c_2 I_{-\frac{1}{3}}(z)+A = 0,$$

где A — частное решение.

Частное решение определяется из следующего ряда

$$A = a_0+a_1z+a_2z^2+\ldots+a_nz^n.$$

Определив первую и вторую производные, подставив их в (III.67) и пользуясь способом неопределенных коэффициентов, получим

$$a_0 = a_2 = a_4 = \ldots = 0.$$

Определив значения a_1, $a_3, \ldots$, получим частное решение $A = -\frac{6N}{q}\,A(z)$, где

$$A(z) = z\left[\frac{1}{9\cdot 1^2-1}+\frac{(3z)^2}{(9\cdot 1^2-1)(9\cdot 3^2-1)}+\cdots+\frac{(3z)^{2n}}{(9\cdot 1^2-1)(9\cdot 3^2-1)-[9(2n+1)^2-1]}\right].$$

С учетом частного решения

$$p = c_1 I_{\frac{1}{3}}(z)+c_2 I_{-\frac{1}{3}}(z)-\frac{6N}{q}A(z). \qquad \text{(III.68)}$$

Интегрируя, получим

$$y = c_1B(z)+c_2D(z)-\frac{6N}{q}E(z)+c_3; \qquad \text{(III.69)}$$

$$B(z) = \int I_{\frac{1}{3}}(z)\,dz, \quad D(z) = \int I_{-\frac{1}{3}}(z)\,dz, \quad E(z) = \int A(z)\,dz.$$

Граничные условия:

$$x=0,\ z=v=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}\right)^3}\quad y=0\ y'=0\ \frac{dy}{dz}=\frac{y'\sqrt[3]{\frac{2}{3}\frac{EI}{q}}}{z^{\frac{1}{3}}}=0;$$

$$x=l,\ z=u=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}+l\right)^3}\ y=\Delta\ y'=0\ \frac{dy}{dz}=0.$$

Тогда имеем

$$c_1I_{\frac{1}{3}}(v)+c_2I_{-\frac{1}{3}}(v)-\frac{6N}{q}A(v)=0;$$

$$c_1I_{\frac{1}{3}}(u)+c_2I_{-\frac{1}{3}}(u)-\frac{6N}{q}A(u)=0; \tag{III.70}$$

$$c_1B(v)+c_2D(v)-\frac{6N}{q}E(v)+c_3=0;$$

$$c_1B(u)+c_2D(u)-\frac{6N}{q}E(u)+c_3=\Delta.$$

Откуда

$$c_1=\frac{\Delta n}{mp-nt};\quad c_2=\frac{\Delta m}{mp-nt}, \tag{III.71}$$

где

$$m=I_{\frac{1}{3}}(u)-I_{\frac{1}{3}}(v)\frac{A(u)}{A(v)};\quad n=I_{-\frac{1}{3}}(u)-I_{-\frac{1}{3}}(v)\frac{A(u)}{A(v)};$$

$$t=B(v)-B(u)-\frac{E(v)-E(u)}{A(v)}I_{\frac{1}{3}}(v);\ p=D(v)-D(u)-\frac{E(v)-E(u)}{A(v)}I_{-\frac{1}{3}}(v).$$

Тогда (III.68) представится в виде

$$\frac{dy}{dz}=c_1\left[I_{\frac{1}{3}}(z)-\frac{A(z)}{A(u)}I_{\frac{1}{3}}(v)\right]+c_2\left[I_{-\frac{1}{3}}(z)-\frac{A(z)}{A(v)}I_{-\frac{1}{3}}(v)\right]. \tag{III.72}$$

Получив выражение $y''=\sqrt[3]{\frac{9}{4}\left(\frac{q}{EJ}\right)^2}\left(\frac{1}{3}z^{-\frac{1}{3}}\frac{dy}{dz}+z^{\frac{2}{3}}\frac{d^2y}{dz^2}\right)$ и подставив его в $EIy''=-M$, после преобразований находим

$$M_1=-\frac{\sqrt[3]{\frac{9}{4}q^3EI}\,\Delta z^{\frac{2}{3}}}{mp-nt}\left\{\left[nI_{-\frac{2}{3}}(z)-mI_{\frac{2}{3}}(z)\right]-\left[nI_{\frac{1}{3}}(v)-mI_{-\frac{1}{3}}(v)\right]\times\right.$$

$$\left.\times\left[F(z)+\frac{A(z)}{3z}\right]\frac{1}{A(v)}\right\}. \tag{III.73}$$

Для определения M_1 необходимо знать $A(z)$, $F(z)$, а также m, n, p, t, которые вычисляются с помощью приведенных выше выражений, а также

$$B(z)=\frac{3\left(\frac{z}{2}\right)^{\frac{4}{3}}}{\Gamma\left(\frac{4}{3}\right)}\sum_{n=0}^{\infty}\frac{3^n\left(\frac{z}{2}\right)^{2n}}{(3n+2)\,n!\,(3n+1)!} \qquad (III.74)$$

$$D(z)=\frac{3\left(\frac{z}{2}\right)^{\frac{2}{3}}}{\Gamma\left(\frac{2}{3}\right)}\left[1+\sum_{n=1}^{\infty}\frac{3^n\left(\frac{z}{2}\right)^{2n}}{(3n+1)\,n!\,(3n-1)!}\right]; \qquad (III.75)$$

$$F(z)=\sum_{n=0}^{\infty}\frac{(2n+1)\,(3z)^{2n}}{\Pi\,[9\,(2n+1)^2-1]}; \qquad (III.76)$$

$$E(z)=\frac{z^2}{2}\sum_{n=0}^{\infty}\frac{(3z)^{2n}}{(n+1)\,\Pi\,[9\,(2n+1)^2-1]} \qquad (III.77)$$

Для обычно наблюдаемых на практике значений $v>6$ выражение (III.73) упрощается.

Определим момент, действующий у дна ($z=v$) и на устье ($z=u$) при $v>6$.

Для $v>6$ и, следовательно, $u>6$ можно соответственно принять: $I_{\frac{2}{3}}(v)=I_{-\frac{2}{3}}(v)$, $I_{\frac{1}{3}}(v)=I_{-\frac{1}{3}}(v)$, $I_{\frac{2}{3}}(u)=I_{-\frac{2}{3}}(u)$. Тогда, подставив в (III.73) $z=v$, получим момент у дна

$$M_{1\,(x=0)}=\frac{P\,\Delta\,(m-n)}{mp-nt}\left\{I_{\frac{2}{3}}(v)-I_{\frac{1}{3}}(v)\left[\frac{F(v)}{A(v)}+\frac{1}{3v}\right]\right\}. \qquad (III.78)$$

Из рассмотрения величин m и n, p и t следует, что для v и $u>6$ $(m-n)\to 0$ $(p-t)\to 0$.

Поэтому в выражении (III.78) будем иметь $\frac{m-n}{mp-nt}\approx\frac{1}{t}$ и значение изгибающего момента у дна определится из формулы

$$M_{1\,(x=0)}=\frac{P\,\Delta}{t}\left\{I_{\frac{2}{3}}(v)-I_{\frac{1}{3}}(v)\left[\frac{F(v)}{A(v)}+\frac{1}{3v}\right]\right\}. \qquad (III.79)$$

Момент на устье соответственно определится при $z=u$

$$M_{1\,(x=l)}=\frac{(P+ql)\,\Delta}{t}\left\{I_{\frac{2}{3}}(u)-\frac{I_{\frac{1}{3}}(v)}{A(v)}\left[F(u)+\frac{A(u)}{3u}\right]\right\}. \qquad (III.80)$$

Величины M_1 получены для защемленных концов колонны. В то же время на практике в зависимости от характера соединения верхнего конца колонны с судном (ротор, приводной вертлюг, ротор со сферической опорой и др.) момент M_1 $(x = l)$ может изменяться от (III.80) до нуля для шарнирного закрепления без учета сил трения в шарнире.

Определение момента M_1 $(x = 0)$ у дна в случае шарнирного закрепления верхнего конца колонны также приводит к формуле (III.79).

Следовательно, момент у дна остается неизменным независимо от характера закрепления верхнего конца колонны, поэтому для практических расчетов момент у дна должен определяться из выражения (III.79), а у устья из выражения

$$M_{1(x=l)} = k(P+ql)\frac{\Delta}{l} \times$$

$$\times \left\{ I_{\frac{2}{3}}(u) - \frac{I_{\frac{1}{3}}(v)}{A(v)}\left[F(u) + \frac{A(u)}{3u}\right]\right\}, \quad \text{(III.81)}$$

где k — коэффициент, учитывающий характер закрепления верхнего конца колонны и изменяющийся в пределах $0 < k \leqslant 1$.

Определим момент M, возникающий при повороте (качке) судна (рис. 29),

$$EIy'' = -\left[-Qy - R(l-x) + q\int_x^l (y-v)\,du + M''\right], \quad \text{(III.82)}$$

$$EIy''' - (P+qx)y' = -R. \quad \text{(III.83)}$$

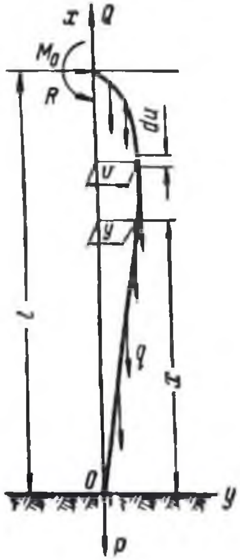

Рис. 29. Изгиб колонны при качке.

Решение полученного уравнения аналогично (III.68), поэтому, приняв $z = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}+x\right)^3}$, получим

$$\frac{dy}{dz} = c_1 I_{\frac{1}{3}}(z) + c_2 I_{-\frac{1}{3}}(z) - \frac{6R}{q}A(z). \quad \text{(III.84)}$$

Тогда

$$y = c_1 B(z) + c_2 D(z) - \frac{6R}{q}E(z) + c_3. \quad \text{(III.85)}$$

Для определения $c_1 c_2 \frac{6R}{q}$ воспользуемся граничными условиями:

$$x = 0,\ z = v = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}\right)^3},\ y = 0,\ y' = 0,$$

$$x = l,\ z = u = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{q}{EI}\left(\frac{P}{q}+l\right)^3},\ y = 0,\ y' = \theta,\ \frac{dy}{dz} = \frac{y'\sqrt{\frac{2}{3}\frac{EI}{q}}}{z^{\frac{1}{3}}}.$$

Получим

$$c_1 I_{\frac{1}{3}}(v) + c_2 I_{-\frac{1}{3}}(v) - \frac{6R}{q} A(v) = 0;$$

$$c_1 I_{\frac{1}{3}}(u) + c_2 I_{-\frac{1}{3}}(u) - \frac{6R}{q} A(u) = \frac{\theta}{u^{\frac{1}{3}} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{q}{EI}}}; \qquad \text{(III.86)}$$

$$c_1 B(v) + c_2 D(v) - \frac{6R}{q} E(v) + c_3 = 0;$$

$$c_1 B(u) + c_2 D(u) - \frac{6R}{q} E(u) + c_3 = 0,$$

откуда

$$c_1 = -\frac{\theta p \sqrt[3]{\frac{2}{3} \frac{EI}{q}}}{u^{\frac{1}{3}} (nt - mp)}; \quad c_2 = \frac{\theta t \sqrt[3]{\frac{2}{3} \frac{EI}{q}}}{u^{\frac{1}{3}} (nt - mp)}.$$

Выражения для m, n, p, t приведены выше. Тогда

$$\frac{dy}{dz} = c_1 \left[I_{\frac{1}{3}}(z) - I_{\frac{1}{3}}(v) \frac{A(z)}{A(v)} \right] + c_2 \left[I_{-\frac{1}{3}}(z) - I_{-\frac{1}{3}}(z) \frac{A(z)}{A(v)} \right]. \qquad \text{(III.87)}$$

Получив выражение $y'' = \sqrt[3]{\frac{9}{4} \left(\frac{q}{EI} \right)^2} \left(\frac{1}{3} z^{-\frac{1}{3}} \frac{dy}{dz} + z^{\frac{2}{3}} \frac{d^2 y}{dz^2} \right)$,

определим изгибающий момент $M_2 = -EIy''$.

$$M_2 = -\frac{\sqrt[3]{\frac{3}{2} q (EI)^2}\, z^{\frac{2}{3}} \theta}{u^{\frac{1}{3}} (nt - mp)} \left\{ \left[tI_{\frac{2}{3}}(z) - pI_{-\frac{2}{3}}(z) \right] - \left[tI_{-\frac{1}{3}}(v) - pI_{\frac{1}{3}}(v) \right] \times \right.$$

$$\left. \times \left[F(z) + \frac{A(z)}{3z} \right] \frac{1}{A(v)} \right\}. \qquad \text{(III.88)}$$

Определим моменты у устья и у дна при обычно встречающемся на практике значении $v > 6$.

Учитывая, что при $v > 6$ $m \approx n$ и $\frac{t - p}{nt - mp} \approx \frac{1}{m}$ для момента у устья ($z = u$), получим

$$M_{2\,(x=l)} = -\sqrt{(P + ql)}\, EI \frac{\theta}{m} \left\{ I_{\frac{2}{3}}(u) - I_{\frac{1}{3}}(v) \left[F(u) + \frac{A(u)}{3u} \right] \frac{1}{A(v)} \right\}, \qquad \text{(III.89)}$$

а момент у дна ($z = v$) будет

$$M_{2(x=0)} = -\sqrt[3]{\frac{3}{2} q (EI)^2}\; \frac{v^{\frac{2}{3}} \theta}{u^{\frac{1}{3}} m} \left\{ I_{\frac{2}{3}}(v) - I_{\frac{1}{3}}(v) \left[\frac{F(v)}{A(v)} + \frac{1}{3v} \right] \right\}. \quad \text{(III.90)}$$

Наибольший момент будет у устья. С учетом характера закрепления верхнего конца полученные величины моментов следует умножить на коэффициент k, изменяющийся в пределах $0 < k \leqslant 1$. Для защемленных концов $k = 1$.

Определим напряжения, возникающие в бурильной колонне от воздействия волн и течений непосредственно на трубы. В общем случае эпюра нагрузки будет иметь трапецеидальную форму, однако для упрощения эпюру нагрузки представим в виде прямоугольной формы (рис. 30).

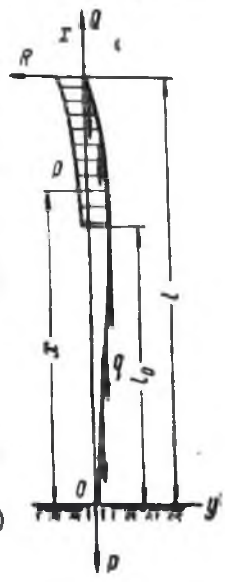

Рис. 30. Изгиб колонны при действии течения и волн.

Определим момент от равномерно распределенной нагрузки p. Составим дифференциальное уравнение изгиба для двух участков: $l_0 - l$ и $0 - l_0$.

Для участка $l_0 - l$:

$$EIy'' = -\left[R(l - x) - Qy + q \int_x^l (y - v)\, du - p \frac{(l - x)^2}{2} \right];$$

$$EIy''' = R + (P + qx) y' - p (l - x). \quad \text{(III.91)}$$

Для участка $0 - l_0$:

$$EIy'' = -\left[R(l - x) - Qy + q \int_x^{l_0} (y - v)\, du - p (l - l_0) \left(\frac{l - l_0}{2} + l_0 - x \right) \right];$$

$$EIy''' = R + (P + qx) y' - p (l - l_0). \quad \text{(III.92)}$$

Совместное решение двух уравнений (III.91) и (III.92) связано с рядом трудностей.

Чтобы упростить решение, воспользуемся приближенным методом Бубнова — Галеркина.

Согласно упомянутому способу, для решения уравнения необходимо выполнить условие ортогональности, которое выражается в виде

$$\int_a^b L_n v_i\, dx = 0, \quad \text{(III.93)}$$

где v_i — приближенное значение искомой функции; L_n — дифференциальное уравнение после подстановки приближенного значения функции.

Определим четвертую производную уравнений (III.91) и (III.92) для первого и второго участков колонны

$$EIy^{IV}-(P+qx)\,y''-qy'-p=0; \qquad (III.94)$$

$$EIy^{IV}-(P+qx)\,y''-qy'=0. \qquad (III.95)$$

В качестве апроксимирующей функции, удовлетворяющей граничным условиям:

$$x=0 \quad y=0 \quad y'=0$$

$$x=l \quad y=0 \quad y'=0$$

может служить ряд

$$v_i=a_1x^2(l-x)^2+a_2x^3(l-x)^2+a_3x^2(l-x)^3+a_4x^3(l-x)^3\ldots \qquad (III.96)$$

Для решения задачи воспользуемся первыми двумя членами ряда. Для лучшего приближения подберем параметры a_1 и a_2 так, чтобы, кроме указанных выше граничных условий, удовлетворялось бы и статическое условие, по которому отношение моментов на опорах будет обратно пропорционально расстоянию от опоры до центра тяжести приложенной нагрузки. Для нашего случая

$$\frac{M_1}{M_2}=\frac{l_0+\dfrac{l-l_0}{2}}{\dfrac{l-l_0}{2}}=\frac{l+l_0}{l-l_0}.$$

Определим вторую производную первых двух членов ряда (III.96)

$$v''=a_1(2l^2-12lx+12x^2)+a_2(6xl^2-24x^2l+20x^3)$$

при

$$x=0 \quad v''=2l^2a_1;$$

$$x=l \quad v''=2a_1l^2+2a_2l^3.$$

Тогда

$$\frac{2a_1l^2+2a_2l^3}{2l^2a_1}=\frac{l+l_0}{l-l_0} \quad \text{или} \quad 1+\frac{a_2l}{a_1}=\frac{l+l_0}{l-l_0},$$

откуда

$$a_2=a_1\frac{2l_0}{l(l-l_0)}, \quad \text{обозначим} \quad \frac{2l_0}{l(l-l_0)}=n. \qquad (III.97)$$

С учетом полученных выражений апроксимирующая функция будет равна

$$v=a_1\left[x^2(l-x)^2+\frac{2l_0}{l(l-l_0)}x^3(l-x)^2\right]=a_1\left[x^2(l-x)^2+nx^3(l-x)^2\right]. \qquad (III.98)$$

Тогда условие (III.93) представится в виде

$$\int_0^{l_0} [EIv^{IV} - (P+qx)\,v'' - qv']\,vdx + \int_{l_0}^{l} [EIv^{IV} - (P+qx)\,v'' - qv' - p]\,vdx = 0$$

или

$$\int_0^{l} [EIv^{IV} - (P+qx)\,v'' - qv']\,vdx = \int_{l_0}^{l} pvdx. \qquad (III.99)$$

Подставив значения v, v', v'', v^{IV} и произведя интегрирование, определим

$$a_1 = \frac{[10\,(l^3 - l_0^3)\,l^2 + 7{,}5\,(l^2n - 2l)\,(l^4 - l_0^4) + 6\,(1 - 2nl) \times}{30\,[(1 + ln + 0{,}43l^2n^2)\,0{,}8EIl^5 + (1 + ln + 0{,}33l^2n^2)\,0{,}019Pl^7 +}$$

$$\frac{\times\,(l^5 - l_0^5) + 5n\,(l^6 - l_0^6)]\,p}{+\,(1 + 1{,}16ln + 0{,}42l^2n^2)\,0{,}0095ql^8]}.$$

Изгибающий момент определится из выражения

$$M = -EIv''$$

или

$$M_3 = -EIa_1\,(2l^2 - 12lx + 12x^2 + 6xl^2n - 24x^2ln + 20x^3n). \qquad (III.100)$$

В частном случае сплошной равномерной нагрузки, когда

$$l_0 = 0,\ n = 0,\ v = a_1x^2\,(l - x)^2;$$

$$M_3 = -EIa_1\,(2l^2 - 12lx + 12x^2).$$

Момент у устья ($x = l$) с учетом характера закрепления верхнего конца колонны будет

$$M_{3\,(x=l)} = -2EIka_1l^2\,\frac{l + l_0}{l - l_0}. \qquad (III.101)$$

Момент у дна может быть принят

$$M_{(x=0)} = -2EIa_1l^2. \qquad (III.102)$$

При небольшой глубине моря и большой глубине скважины влиянием распределенной нагрузки веса колонны на длине l можно пренебречь и выражения для моментов M_1, M_2, M_3 значительно упрощаются.

При $q = 0$ дифференциальное уравнение изгиба в общем случае примет следующий вид

$$EIy^{IV} - Py'' = p, \qquad (III.103)$$

где P — продольная растягивающая сила; p — усилие от равномерной поперечной нагрузки.

Полученное уравнение представляет собой известное уравнение продольно-поперечного изгиба.

В нашем случае N и M_0 действуют на конце стержня, поэтому решение уравнения (III.103) представится в следующем виде

$$y = A_1 + A_2 ax + A_3(\operatorname{ch} ax - 1) + A_4(\operatorname{sh} ax - ax) - \frac{px^2}{2P}, \qquad (III.104)$$

где

$$a = \sqrt{\frac{P}{EI}}.$$

Постоянные коэффициенты определятся из граничных условий:

$$x = 0 \quad y = 0 \quad y' = 0$$

$$x = l \quad y = \Delta \quad y' = \theta.$$

Как видно из граничных условий, концы колонны приняты заделанными, причем верхний конец при качке может повернуться на угол θ.

Первые два условия приводят к $A_1 = A_2 = 0$ и тогда

$$y = A_3(\operatorname{ch} ax - 1) + A_4(\operatorname{sh} ax - ax) - \frac{px^2}{2P}. \qquad (III.105)$$

Чтобы упростить вычисления величин A_3 и A_4, определим для каждого вида поперечной нагрузки отдельно.

Тогда уравнение изогнутой оси при воздействии только силы N, приводящей к перемещению судна, будет

$$y = A_3(\operatorname{ch} ax - 1) + A_4(\operatorname{sh} ax - ax)$$

при $x = l$, $y = \Delta$, $y' = 0$.

Уравнение изогнутой оси при воздействии только момента M_0 будет:

$$y = A_3(\operatorname{ch} ax - 1) + A_4(\operatorname{sh} ax - ax);$$

$$x = l \quad y = 0 \quad y' = \theta.$$

Уравнение изогнутой оси при воздействии только сил, связанных с течением, имеет вид:

$$y = A_3(\operatorname{ch} ax - 1) + A_4(\operatorname{sh} ax - ax) - \frac{px^2}{2P};$$

$$x = l \quad y = 0 \quad y' = 0.$$

Не останавливаясь на определении постоянных коэффициентов для каждого случая, приведем конечные результаты, полученные:

при перемещении

$$y = \Delta \frac{(\operatorname{ch} al - 1)(\operatorname{ch} ax - 1) - \operatorname{sh} al(\operatorname{sh} ax - ax)}{(\operatorname{ch} al - 1)^2 - \operatorname{sh} al(\operatorname{sh} al - al)};$$

при качке

$$y = -\frac{\theta}{a} \frac{(\operatorname{sh} ax - ax)(\operatorname{ch} al - 1) - (\operatorname{sh} al - al)(\operatorname{ch} ax - 1)}{(\operatorname{ch} al - 1)^2 - \operatorname{sh} al(\operatorname{sh} al - al)};$$

при течении

$$y=\frac{pl\left[\frac{al}{2}\operatorname{sh}al-(\operatorname{ch}al-1)\right][(\operatorname{sh}ax-ax)(\operatorname{ch}al-1)-(\operatorname{sh}al-al)(\operatorname{ch}ax-1)}{P\,[a\operatorname{sh}al(\operatorname{sh}al-al)-a(\operatorname{ch}al-1)^2](\operatorname{ch}al-1)}+$$

$$+\frac{pl^2(\operatorname{ch}ax-1)}{2P(\operatorname{ch}al-1)}-\frac{pa^2}{2P}.$$

Изгибающий момент в бурильной колонне определится из выражения $EIy''=-M$.

Определив вторые производные y, получим величины изгибающих моментов:

при перемещении

$$M_1=EI\,\Delta a^2\frac{\operatorname{sh}al\operatorname{sh}ax-\operatorname{ch}ax(\operatorname{ch}al-1)}{al\operatorname{sh}al-2\operatorname{ch}al+2};\qquad(\text{III}.106)$$

при качке

$$M_2=EI\theta a\frac{(\operatorname{ch}al-1)\operatorname{sh}ax-\operatorname{ch}ax(\operatorname{sh}al-al)}{al\operatorname{sh}al-2\operatorname{ch}al+2};\qquad(\text{III}.107)$$

при течении

$$M_3=-\frac{p}{a^2}\left[\frac{a^2l^2[\operatorname{ch}(al-ax)+\operatorname{ch}ax]-2al[\operatorname{sh}(al-ax)+\operatorname{sh}ax}{2[al\operatorname{sh}al-2\operatorname{ch}al+2]}-1\right].\qquad(\text{III}.108)$$

Общее значение изгибающего момента в колонне будет $M_1+M_2+M_3$. Наибольшее значение моментов будет при $x=0$ и $x=l$.

Тогда

$$M_{1(x=0)}=-EI\,\Delta a^2\frac{\operatorname{ch}al-1}{al\operatorname{sh}al-2\operatorname{ch}al+2}.\qquad(\text{III}.109)$$

С учетом характера закрепления верхнего конца бурильной колонны в судне

$$M_{1(x=l)}=-kM_{1(x=0)}.$$

Учитывая также характер закрепления верхнего конца колонны для моментов M_2 и M_3 будем иметь:

$$M_{2(x=0)}=-k\sqrt{PEI}\,\theta\frac{\operatorname{sh}al-al}{al\operatorname{sh}al-2\operatorname{ch}al+2};\qquad(\text{III}.110)$$

$$M_{2(x=l)}=k\sqrt{PEI}\,\theta\frac{al\operatorname{ch}al-\operatorname{sh}al}{al\operatorname{sh}al-2\operatorname{ch}al+2};\qquad(\text{III}.111)$$

$$M_{3(x=0)}=-\frac{p}{a^2}\left[\frac{a^2l^2(\operatorname{ch}al+1)-2al\operatorname{sh}al}{2(al\operatorname{sh}al-2\operatorname{ch}al+2)}-1\right].\qquad(\text{III}.112)$$

$$M_{3(x=l)}=kM_{3(x=0)}.$$

При больших значениях $al > 40$ выражения для моментов упрощаются. В этом случае общая величина момента у устья и дна будет равна:

при $x=l$
$$M = k\sqrt{EIP}\left(\frac{\Delta}{l} + \theta + \frac{pl}{2P}\right); \quad \text{(III.113)}$$

при $x=0$
$$M = \sqrt{EIP}\left(\frac{\Delta}{l} + \frac{k\theta}{l}\sqrt{\frac{EI}{P}} + \frac{pl}{2P}\right). \quad \text{(III.114)}$$

Как следует из полученных выражений, момент от перемещения судна будет больше у дна, а момент от качки и давления воды больше у устья. Приближенное значение k можно принять равным 0,5.

Полученные в настоящей главе формулы позволяют определять изгибающие моменты в бурильной колонне, возникающие при бурении с плавучих средств.

Как видно из формул, изгибающие напряжения уменьшаются с уменьшением жесткости сечения, растягивающей нагрузки и увеличением глубины воды.

Уменьшение жесткости может быть получено применением ступенчатой колонны и труб из материалов с пониженным модулем упругости.

Как указывалось выше, изгибающий момент можно уменьшить, применив шарнирную установку стола ротора или приводной вертлюг.

С учетом растягивающих напряжений от собственного веса общее напряжение определится из выражения

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M}{W}. \quad \text{(III.115)}$$

Полученные формулы могут быть использованы также при расчете водозащитных колонн и обоснования исходных параметров при проектировании плавучих средств (судна) в основном для турбинного способа бурения.

Чтобы устранить влияние вертикального перемещения судна на работу долота, в нижней части колонны устанавливают компенсирующее устройство. Что касается влияния продольных, поперечных и крутильных колебаний на работу бурильной колонны, то исследования в этой области ограничены.

По данным некоторых исследований, поперечные и крутильные колебания при вращении колонны в значительной степени затухают в морской воде при скорости вращения до 40 *об/мин*. На затухание продольных колебаний существенное влияние оказывают резиновые протекторы на трубах.

При роторном способе бурения скорость вращения ограничивается и при большой глубине моря обычно не превышает 40 *об/мин*. Влияние динамических усилий на колонну, связанных с перемещением судна, исследовано недостаточно и при расчетах обычно учитывают увеличением статических нагрузок до 30%.

ГЛАВА IV

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

Резьбовые соединения являются соединительными узлами, связывающими между собой элементы бурильной колонны (трубы, переводники и др.). В основном применяются два вида соединений: замковое — для сборки и разборки элементов колонны и соединение бурильного замка с трубой.

Конструктивно замковое соединение связано с бурильной трубой при помощи бурильных замков, навинченных на трубы; соединительных концов, приваренных к трубам; непосредственным выполнением соединения на бурильной трубе (утяжеленные трубы).

Условия эксплуатации бурильных колонн предъявляют к резьбовым соединениям ряд требований, обусловленных необходимостью обеспечения прочности, долговечности, герметичности, быстроты свинчивания и др. Требования эти привели к преимущественному применению конических резьб для соединений бурильных труб.

ОСОБЕННОСТИ КОНИЧЕСКИХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В настоящее время применяются два вида конических резьб: с упорным и безупорным соединениями. К первому относятся замковая резьба, резьба для присоединения бурильной трубы с бурильным замком типа «Рид», «Америкэн айрон» и др. Ко второму виду относятся резьбовое соединение замка с трубой по ГОСТ 631-63 типа «Хьюз», допускающие осевое перемещение деталей.

В связи со значительным увеличением бурильных труб с приваренными соединительными концами, исключающими резьбу на трубах, наиболее распространенным видом резьбового соединения является замковое.

Замковые соединения (рис. 31) в зависимости от размеров поперечного сечения выполняются трех видов:

ЗН — с нормальным проходным отверстием, ЗШ — с широким, ЗУ — с увеличенным.

Замки для бурильных труб с соединениями ЗН и ЗШ навинчиваются на трубы с внутренней высадкой, а с соединением ЗУ — на трубы с наружной высадкой.

Одной из наиболее важных характеристик бурильного замка является расстояние между упорным уступом ниппеля и упорным торцом муфты H, называемое натягом соединения, свинченного от руки.

Согласно ГОСТ 5286-58 на замки для бурильных труб натяг соединения H должен быть не больше 0,65 *мм* для бурильных замков с наружным диаметром от 80 до 146 *мм* и 1 *мм* — для замков остальных размеров.

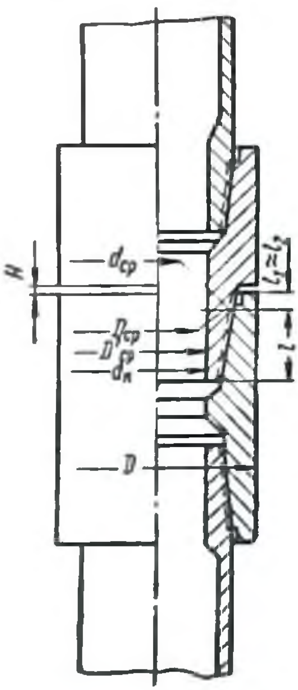

Рис. 31. Замковое соединение.

В связи с тем что в замковых соединениях взаимосвязь натяга и допусков на элементы резьбы, а также существующий метод контроля замковых резьб калибрами не обеспечивают получения в свинченном соединении натяга H, соответствующего результатам проверки деталей (ниппель и муфта) калибрами, на практике существуют следующие три сопряжения резьб [14, 32, 45].

1. Натяг имеет положительное значение; при свинчивании соединения от руки $H > 0$, сопряжение резьбы происходит по обеим боковым сторонам профиля.

2. Натяг имеет нулевое значение; при свинчивании соединения от руки $H = 0$, сопряжение резьбы происходит по обеим боковым сторонам профиля.

3. Натяг имеет нулевое значение, однако сопряжение происходит только по одной стороне профиля, в то время как по другой стороне профиля имеется зазор. Соединение это считается изготовленным с отрицательным натягом. Путем подрезки упорного уступа ниппеля или упорного торца муфты такого соединения можно увеличить величину натяга, т. е. сделать $H \geqslant 0$.

Соединение с нулевым натягом может рассматриваться как предельный случай для соединений 1 и 3.

Величина натяга имеет существенное значение для работы бурильного замка. Стендовыми и промысловыми испытаниями, проведенными в Азинмаш, было показано, что небольшой положительный натяг H в замковом соединении улучшает работу замка, повышает износостойкость резьбового соединения, герметичность и сопротивление воздействию переменных нагрузок [42, 43].

Коническая резьба широко применяется в бурении благодаря ряду преимуществ по сравнению с цилиндрической.

Быстрота свинчивания. Время на свинчивание резьбового соединения при наращивании колонны или спуско-подъемных операциях должно быть возможно малым.

Преимущество конического соединения перед цилиндрическим в быстроте свинчивания видно из сопоставления чисел оборотов, необходимых для свинчивания обоих видов резьб.

В общем случае число оборотов для свинчивания конической резьбы определится из выражения (рис. 32)

$$n=\frac{2t-(d_{н}-d_{м})}{ks}, \qquad \text{(IV.1)}$$

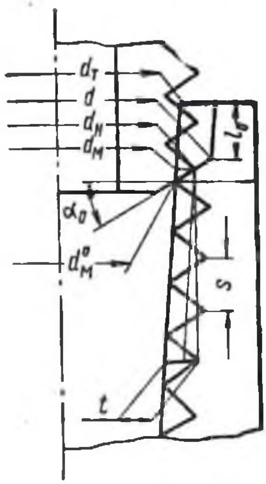

Рис. 32. Сопряжение трубы и муфты.

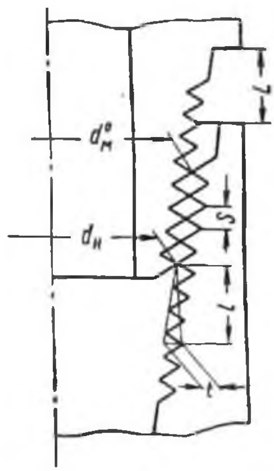

Рис. 33. Сопряжение ниппеля и муфты замка.

где

$$d_{м}=d_{т}-\left[\frac{d-d_{н}}{2\operatorname{ctg}\alpha_0}+l_0\right]k,$$

$d_н$ — наружный диаметр резьбы ниппельного конца в плоскости последнего витка; $d_м$ — внутренний диаметр резьбы муфты в плоскости соприкосновения с последним витком ниппельного конца; $d_т$ — внутренний диаметр резьбы муфты в плоскости торца муфты; k — конусность резьбы; t — рабочая высота витка; s — шаг резьбы.

Для случая, когда $d_н < d_м^0$ (рис. 33), в формуле (IV.1) $d_н = d_м$, где

$$d_{м}^{0}=\frac{2\,(d_{т}-l_0k)\operatorname{ctg}\alpha_0-dk}{2\operatorname{ctg}\alpha_0-k}. \qquad \text{(IV.2)}$$

Тогда число оборотов будет равно

$$n=\frac{2t}{ks}. \qquad \text{(IV.3)}$$

Как следует из (IV.3), число оборотов не зависит от длины свинчивания.

Для замковых резьб характер сопряжения ниппеля и муфты перед началом свинчивания соответствует показанному на рис. 33, а число оборотов определится по формуле (IV.3).

Для наиболее распространенных в бурении замковых резьб число оборотов для свинчивания соединений, подсчитанное по формуле (IV.3), составит:

Размер	ЗШ-146	ЗШ-178	ЗШ-203	ЗУ-155
Число оборотов	5,1	6,2	6,2	—

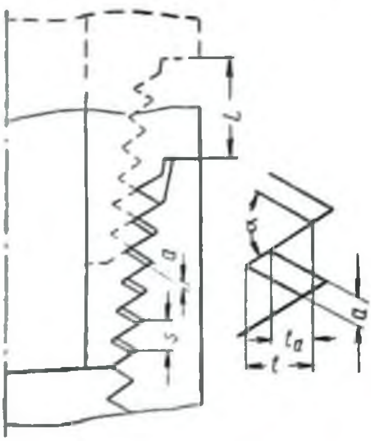

Рис. 34. Сопряжение замковой резьбы при отрицательном натяге.

Так как при положительном натяге замковой резьбы после свинчивания соединения от руки между упорным уступом ниппеля и упорным торцом муфты должен оставаться зазор, то число оборотов n, определенное по формуле (IV.3), должно быть меньше отношения $\frac{L}{s}$; при нулевом натяге $n = \frac{L}{s}$ (L — расстояние между упорным торцом муфты и упорным уступом ниппеля до начала свинчивания).

Формула (IV.3) приемлема лишь для соединений, изготовленных с положительным и нулевым натягами. Для соединения, изготовленного с отрицательным натягом, число оборотов будет меньше и определится из другой зависимости. На рис. 34 показано соединение, изготовленное с отрицательным натягом, которое свинчивали до момента соприкосновения упорных уступа и торца. Образующийся при этом зазор a по короткой стороне профиля резьбы должен быть устранен дополнительным поворотом ниппеля относительно муфты до момента прекращения вращения. Устранение зазора по короткой стороне приводит к образованию такого же зазора по длинной стороне профиля.

Число оборотов, которое необходимо сделать для свинчивания такого соединения, как видно на рис. 34, будет равно

$$n = \frac{L + a}{s} \qquad (IV.4)$$

(на рис. 34 пунктиром показано положение ниппеля до начала свинчивания).

Выразив величину a через значения t, t_a, α, получим

$$a = 2(t - t_a)\,\mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2},$$

где t_a — фактическая рабочая высота профиля.

Подставив значение t_a в выражение (IV.4) и учитывая, что $\frac{2t_a}{sk} = \frac{L}{s}$, получим формулу для вычисления числа оборотов, требуемого для свинчивания соединения, изготовленного с отрицательным натягом

$$n = \frac{L + (2t - kL)\,\mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2}}{s}. \qquad (IV.5)$$

Для отрицательного натяга всегда будет иметь место неравенство $L < \frac{2t}{k}$.

Как видно из приведенных формул, для уменьшения числа оборотов n во всех случаях необходимо уменьшить рабочую высоту резьбы t, увеличить конусность и шаг резьбы.

Герметичность. Герметичность резьбовых соединений частично достигается деформацией витков резьбы в процессе принудительного крепления, а также соответствующей смазкой, уплотняющей зазоры по вершинам и впадинам резьбы. Существенное значение при герметизации замкового соединения имеют упорный уступ ниппеля и торец муфты.

Радиальная деформация свинчиваемых деталей приводит к возникновению на боковых поверхностях профиля резьбы удельных давлений, способствующих герметичности соединения. Радиальная деформация замкового резьбового соединения при одновременном сопряжении обеих боковых сторон профиля возможна только при положительном натяге соединения.

Большая сохранность резьбы при свинчивании. В цилиндрической резьбе повреждение первого витка приводит к затруднению свинчивания соединения. В конической резьбе сопряжение может быть осуществлено таким образом, что в начале свинчивания в контакте одновременно будут находиться несколько витков, что способствует большей сохранности резьбы.

Широкие возможности исправления резьбы. Исправление брака, а также ремонт изношенной конической резьбы производят подрезкой изделия на величину, меньшую чем длина резьбы. Наибольшее укорочение длины изделия для нарезания новой резьбы составит: $l = \frac{2t_0}{k}$ (t_0 — высота витка).

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ КОНИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ

Рассмотрим приближенное решение задачи распределения нагрузки по виткам конической резьбы. Для решения задачи воспользуемся методом, предложенным Н. Е. Жуковским.

Примем, что под действием приложенной осевой нагрузки витки резьбы подвергаются деформации сдвига, а тело трубы и муфты деформации растяжения или сжатия. Напряжения растяжения и сжатия в теле трубы и муфты примем равномерно распределенными в продольном и поперечном сечениях.

Для конических резьбовых соединений возможны три случая нагрузки резьбы:

1) растянутый ниппель — сжатая муфта, соответствует положению соединения, изображенного на рис. 35, *а*; при этом труба испытывает растяжение от собственного веса колонны, а муфта — сжатие под действием той же силы;

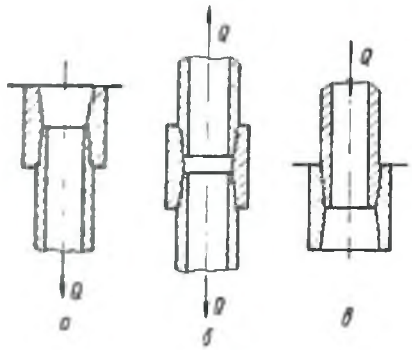

Рис. 35. Виды нагружения резьбового соединения.

2) растянутый ниппель — растянутая муфта, соответствует положению соединения, находящегося на весу (рис. 35, *б*); при этом как труба, так и муфта растягиваются собственным весом колонны;

3) сжатый ниппель — сжатая муфта, соответствует положению соединения в процессе свинчивания (рис. 35, *в*); при этом как труба, так и муфта сжимаются собственным весом трубы.

На рис. 36, *а* схематически показан первый случай нагрузки резьбового соединения. На схеме угол подъема винтовой линии ввиду малой его величины принят равным нулю и винтовая нарезка заменена кольцеобразными выступами.

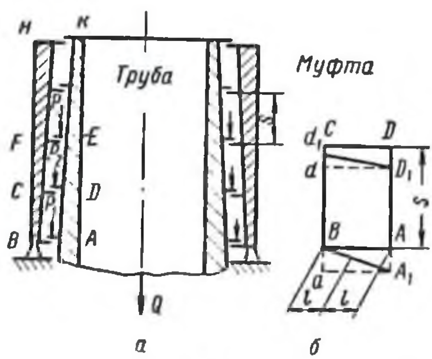

Рис. 36. Растянутый ниппель — сжатая муфта.

Выступы трубы A, D, E опираются на такие же выступы муфты B, C, F, закрепленной в точке B.

Деформацию витков резьбы определим, исходя из того, что под действием приложенных сил последние подвергаются сдвигу. В результате этого элемент $ABCD$, деформируясь, принимает положение A_1, B, C_1, D_1, показанное на рис. 36, *б*. Разность деформации витков равна сумме удлинения стержня AD и сжатия стержня BC. Следовательно, имеет место равенство

$$aB - dC_1 = \delta AD + \delta BC. \qquad \text{(IV.6)}$$

Введем обозначения: P_1, P_2, . . ., P_n — нагрузки, действующие на витки резьбы; l — длина выступа, равная приблизительно половине высоты витка; F_i, F_i' — площади сечений рассматриваемых витков резьбы трубы и муфты; s — шаг резьбы;

ω_i, ω_i' — площади сечений трубы и муфты в плоскости рассматриваемого витка; E, G — модули упругости первого и второго рода.

Тогда величины aB и dC определятся равенствами:

$$aB = \frac{lP_1}{GF_1} + \frac{lP}{GF_1'} + \gamma_1; \quad dC_1 = \frac{lP_2}{GF_2} + \frac{lP_2}{GF_2'} + \gamma_2.$$

Усилие, растягивающее стержень AD и сжимающее BC, будет $Q - P$, а соответствующие деформации стержней равны:

$$\delta AD = \frac{(Q - P_1)\,s}{E\omega_1}; \quad \delta BC = \frac{(Q - P_1)\,s}{E\omega_1'}.$$

Подставив полученные значения в уравнение (IV.6), получим

$$\left(\frac{lP_1}{GF_1} + \frac{lP_1}{GF_1'} + \gamma_1\right) - \left(\frac{lP_2}{GF_2} + \frac{lP_2}{GF_2'} + \gamma_2\right) = \frac{(Q - P_1)\,s}{E\omega_1} + \frac{(Q - P_1)\,s}{\omega_1' E}.$$

Величины F_i, F_i', ω_i, ω_i' для каждого витка конической резьбы различны. В полученном выражении, вынося за скобки P_1, P_2, $(Q - P_1)$ и обозначив величины, оставшиеся в скобках, соответственно через Δ_1 и Δ_2 для левой части уравнения и λ_1 для правой, (γ — осевая составляющая поперечной деформации), получим

$$P_1\Delta_1 - P_2\Delta_2 = (Q - P_1)\,\lambda.$$

Рассматривая деформации следующих элементов резьбового соединения $DCFE$, придем к аналогичным выражениям.

.Тогда для всех элементов соединения будем иметь:

$$\left.\begin{array}{c} P_1\Delta_1 - P_2\Delta_2 = (Q - P_1)\,\lambda_1 \\ P_2\Delta_2 - P_3\Delta_3 = (Q - P_1 - P_2)\,\lambda_2 \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ P_{n-1}\Delta_{n-1} - P_n\Delta_n = (Q - P_1 - P_2 - \ldots - P_{n-1})\,\lambda_{n-1} \\ P_1 + P_2 + P_3 + \ldots + P_n = Q \end{array}\right\} \qquad \text{(IV.7)}$$

Общее число уравнений будет равно числу витков соединения.

Рассмотрим второй случай нагрузки резьбового соединения: растянутый ниппель — растянутая муфта. Схематическое изображение соединения показано на рис. 37, *а*. Закрепление муфты в противоположность ранее рассмотренному случаю растянутый ниппель — сжатая муфта будет не в точке B, а в точке H.

Для случая растянутой муфты разность осевой деформации элемента $ABCD$, как видно из рис. 37, *б*, будет меньше, чем в случае сжатой муфты и равна разности удлинений стержня AD и BC, т. е.

$$aB_1 - dC = \delta AD - \delta BC. \qquad \text{(IV.8)}$$

Так как $aB_1 = \frac{lP_1}{GF_1} + \frac{lP_1}{GF_1'} + \gamma_1$ и $dC = \frac{lP_2}{GF_2} + \frac{lP_2}{GF_2'} + \gamma_2$, то левая часть уравнения (IV.8) примет вид, аналогичный рассмотренному случаю сжатой муфты.

Удлинение стержня AD будет равно $\delta AD = \frac{(Q-P_1)s}{\omega_1 E}$, стержня BC равно $\delta BC = \frac{P_1 s}{\omega_1' E}$.

Подставив значения aB_1, dC, δAD и δBC в уравнение (IV.8), получим

$$\left(\frac{lP_1}{GF_1} + \frac{lP_1}{GF_1'} + \gamma_1\right) + \left(\frac{lP_2}{GF_2} + \frac{lP_2}{GF_2'} + \gamma_2\right) = \frac{(Q-P_1)s}{\omega_1 E} - \frac{P_1 s}{\omega_1' E}.$$

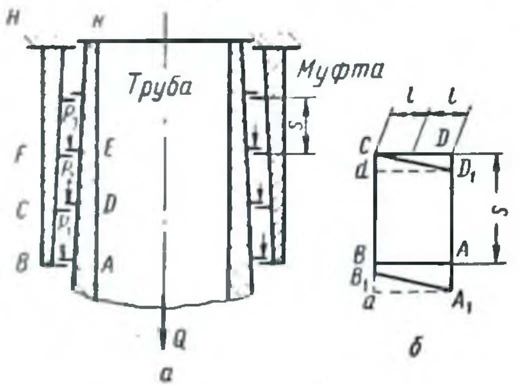

Рис. 37. Растянутый ниппель — растянутая муфта.

Вынося в левой части за скобки P_1, P_2 и преобразуя правую часть, получаем

$$P_1\Delta_1 - P_2\Delta_2 = \frac{Qs}{\omega_1 E} - P_1\lambda_1,$$

где Δ_1, Δ_2, λ_1 — соответствуют величинам, полученным при рассмотрении распределения нагрузки по виткам резьбы для случая растянутый ниппель — сжатая муфта.

Аналогичные равенства будут иметь место для каждой последующей пары витков. Тогда для всех витков получим следующую систему уравнений

$$\left.\begin{array}{r} P_1\Delta_1 - P_2\Delta_2 = \frac{Qs}{\omega_1 E} - P_1\lambda_1 \\ P_2\Delta_2 - P_3\Delta_3 = \frac{Qs}{\omega_2 E} - (P_1 + P_2)\lambda_2 \\ P_3\Delta_3 - P_4\Delta_4 = \frac{Qs}{\omega_3 E} - (P_1 + P_2 + P_3)\lambda_3 \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ P_{n-1}\Delta_{n-1} - P_n\Delta_n = \frac{Qs}{\omega_{n-1} E} - (P_1 + P_2 + \dots + P_{n-1})\lambda_{n-1} \\ P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = Q \end{array}\right\} \quad (IV.9)$$

Общее число уравнений должно быть равно числу витков резьбы, находящихся в сопряжении.

Для третьего случая нагрузки (рис. 38, *а*) элемент $ABCD$, деформируясь под действием сжимающих сил, принимает положение A_1, B_1, C, D_1 (рис. 38, *б*). Для рассматриваемого случая разность осевой деформации элемента $ABCD$ будет равна разности сжатия стержней AD и BC, т. е. $aB_1 - dC = \delta AD - \delta BC$.

Полученное уравнение деформации полностью соответствует выражению (IV.8) для случая растянутый ниппель — растянутая муфта, следовательно, распределение нагрузки по виткам резьбы для второго и третьего случая одинаковы.

В частном случае при $\omega_1 = \omega_2 = \ldots$, $\lambda_1 = \lambda_2 = \ldots$, $\Delta_1 = \Delta_2 = \ldots$ получим распределение нагрузки для витков цилиндрической резьбы по Н. С. Жуковскому.

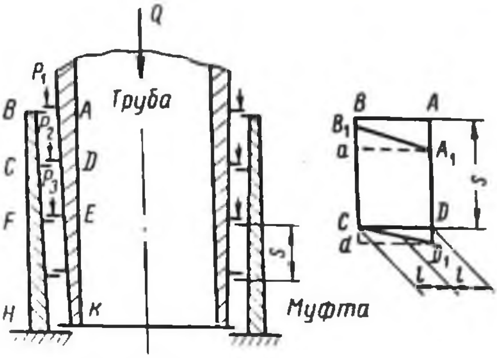

Рис. 38. Сжатый ниппель — сжатая муфта.

В табл. 7, 8 приведены отношения величин нагрузок по виткам P_i к общему усилию Q соответственно для первого и второго случаев нагрузки замкового соединения ЗШ-178.

Таблица 7

Тип замкового соединения	Номер витка									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ЗШ-178	0,419 0,236	0,243 0,171	0,141 0,122	0,082 0,072	0,048 0,028	0,028 0,058	0,016 0,047	0,0094 0,038	0,0054 0,0310	0,0031 0,0260

Продолжение табл. 7

Тип замкового соединения	Номер витка						
	11	12	13	14	15	16	17
ЗШ-178	0,0028 0,0220	0,001 0,019	0,00061 0,01600	0,00038 0,01400	0,00022 0,01300	0,00013 0,01200	0,0001 0,0110

Таблица 8

Тип замкового соединения	Номер витка								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ЗШ-178	0,219 0,111	0,134 0,094	0,085 0,079	0,056 0,068	0,039 0,059	0,029 0,053	0,024 0,049	0,020 0,046	0,019 0,043

Тип замкового соединения	Номер витка							
	10	11	12	13	14	15	16	17
ЗШ-178	0,019 0,042	0,020 0,042	0,022 0,043	0,026 0,044	0,035 0,048	0,051 0,053	0,078 0,059	0,130 0,067

В табл. 7 и 8 в первой строке даны значения P_i/Q без учета поперечной деформации ниппеля и муфты, а во второй — с учетом этой деформации.

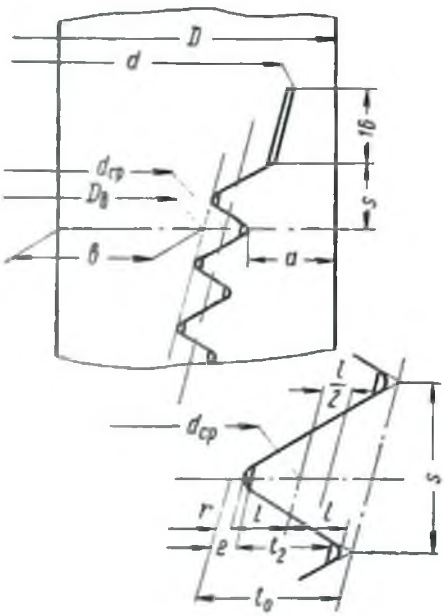

Рис. 39. Сопряжение ниппеля и муфты замка.

Значения l, w_i, F_i, w_i', F_i' получены с помощью выражений (рис. 39)

$$l = \frac{l_2 + 2(e - r)}{2};$$

$$F_i = \pi (D_в^i + l)\, h; \quad F_i' = \pi (D_в^i + 3l)\, h,$$

где $D_в^i$ — внутренний диаметр резьбы ниппеля, уменьшающийся от первого витка к последнему и равный $D_в^i = D_в - sk(i - 1)$; $D_в$ — внутренний диаметр резьбы в плоскости первого витка, находящегося в сопряжении; h — ширина витка посередине длины выступа

$$h = \frac{s}{l_0}\left(\frac{l_0}{2} + \frac{l}{2}\right);$$

ω_i, ω_i' — площади сечений ниппеля и муфты в плоскости витков

$$\omega_i = \pi D_в^i b_i, \quad \omega_i' = \pi (D_в^i + 4l)\, a_i,$$

b_i, a_i — толщины тела ниппеля и муфты под резьбой

$$b_i = b - \frac{sk}{2}(i - 1), \quad a_i = a - \frac{sk}{2}(i - 1),$$

b, a — толщины тела ниппеля и муфты в плоскости первого витка.

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ НАТЯГОМ И КРУТЯЩИМ МОМЕНТОМ ДЛЯ КОНИЧЕСКОГО РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

При положительном натяге $H > 0$ в процессе свинчивания конического соединения под действием крутящего момента труба (ниппель) внедряется в муфту на величину натяга соединения.

В результате на боковых поверхностях замковой резьбы возникают радиальные давления. Удельные давления для соединений ЗШ-146, ЗШ-178, ЗШ-203 приведены на рис. 40.

Удельные давления определялись по формуле Ляме

$$p = E\delta \frac{(\rho^2 - r^2)(R^2 - \rho^2)}{2\rho^3 (R^2 - r^2)},$$

где δ — радиальная деформация; ρ — средний радиус резьбы; $r = \frac{d_к}{2}$ — внутренний радиус замкового соединения; $R = R/2$ — наружный радиус замкового соединения.

Величина p на рис. 32 определена в зависимости от ρ. Радиальную деформацию вычисляли с учетом наибольшего натяга,

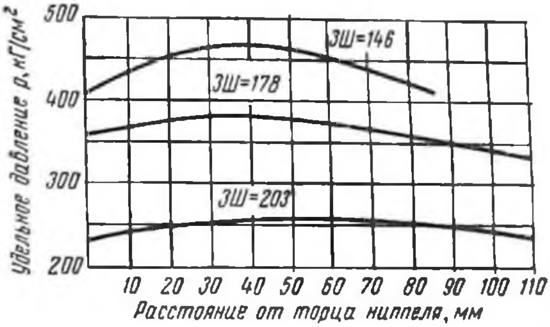

Рис. 40. Изменение удельного давления в замковом соединении.

предусмотренного ГОСТ 5286-58, из зависимости $\delta = \frac{Hk}{2}$, где H — наибольший натяг; k — конусность.

Как видно из рис. 40, величина p может достигнуть 450 *кГ/см*².

Необходимую величину удельного давления следует выбирать с таким условием, чтобы обеспечивалась прочность при переменных нагрузках, герметичность соединения и исключалось заедание резьбы.

Для замкового соединения, изготовленного с положительным натягом, крутящий момент для его затяжки должен быть больше момента, требуемого для свинчивания резьбы на величину натяга. Это необходимо для того, чтобы обеспечить затяжку соединений при соприкасающихся упорных торце и уступе замковых деталей.

Рассмотрим задачу определения величины крутящего момента M_0, необходимого для свинчивания ниппеля с муфтой на величину натяга

$$M_0 = M_1 + M_2,$$

где M_1 — момент для создания упругой деформации соединения в процессе свинчивания; M_2 — момент для преодоления сил трения в соединении.

Величину M_1 определим из равенства работы деформации A_1 и работы внешних сил A_2.

На рис. 41 показано сопряжение ниппеля и муфты в процессе деформации. Элементарная работа деформации будет равна

$$dA_1 = \pi \rho p \delta\, dh,$$

где p — удельные давления на поверхности сопряжения, определяемые по формуле Ляме; δ — радиальная деформация.

Так как $\delta = \frac{Hk}{2}$ и $dh = \frac{2d\rho}{k}$, то $dA_1 = \pi p H \rho d\rho$.

Определим зависимость $p = f(\rho)$. Для этого представим формулу Ляме в виде

$$p = \frac{E\delta (R+\rho)(R-\rho)(\rho+r)(\rho-r)}{2\rho^3 (R^2-r^2)}.$$

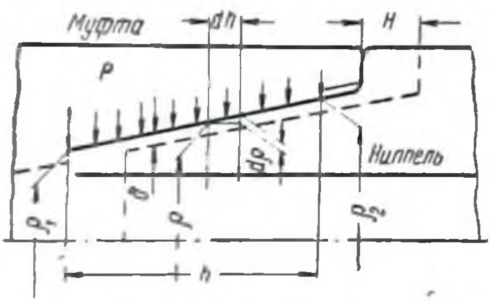

Рис. 41. Сопряжение резьбы при свинчивании на величину натяга.

Принимая $(R+\rho)(\rho+r) \approx \approx 4\rho^2$ и подставляя $\delta = \frac{Hk}{2}$, получаем

$$p = \frac{EHk (R-\rho)(\rho-r)}{\rho (R^2-r^2)}. \tag{IV.10}$$

Тогда

$$dA_1 = \frac{\pi E H^2 k (R-\rho)(\rho-r)\, d\rho}{R^2-r^2}.$$

Работа

$$A_1 = \frac{\pi E H^2 k}{R^2-r^2} \int_{\rho_1}^{\rho_2} (R-\rho)(\rho-r)\, d\rho.$$

Работа внешних сил будет равна

$$A_2 = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi \frac{H}{s}} M_1\, d\varphi.$$

Приравняв значения A_1 и A_2 и проинтегрировав, получим значение момента M_1

$$M_1 = \frac{EHsk}{R^2-r^2}\left[\frac{(R+r)(\rho_2^2-\rho_1^2)}{2} - \frac{\rho_2^3-\rho_1^3}{3} - Rr(\rho_2-\rho_1)\right]. \tag{IV.11}$$

Определим крутящий момент M_2, необходимый для преодоления сил трения в коническом резьбовом соединении.

В процессе принудительного свинчивания ниппеля с муфтой на поверхности резьбы (рис. 42) возникают силы трения, которые возрастают с увеличением затяжки соединения.

Элементарная величина силы трения на боковой поверхности резьбы будет равна

$$dT=\frac{q\mu\, dF}{\cos\gamma}=\frac{q\mu t'\, dl}{\cos\gamma},$$

где t' — ширина поверхности соприкосновения; γ — угол подъема резьбы.

Тогда величина силы трения, действующая на боковых поверхностях витков, будет равна

$$T=2\int_0^l \frac{q\mu t'\, dl}{\cos\gamma},$$

а момент, необходимый для преодоления сил трения,

$$M_2=2\int_0^l \frac{q\mu t'\rho\, dl}{\cos\gamma},$$

где ρ — средний радиус резьбы, изменяющийся для конического соединения в пределах $\rho_2 - \rho_1$.

Исходя из равенства сил, действующих в направлении, перпендикулярном оси резьбы (длины боковых сторон профиля резьбы принимаются равными), будем иметь

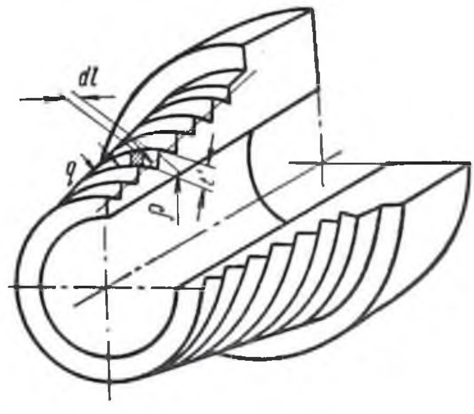

Рис. 42. Ниппель замка.

$$q=p\frac{s}{2a},$$

a — проекция ширины поверхности контакта; p — определяется по формуле Ляме.

$$M_2=2\int_0^l p\frac{s}{2a}\frac{t'}{\cos\gamma}\mu\rho\, dl.$$

Так как $\frac{st'}{2a}=\frac{s}{2\cos\beta}=\frac{t_0}{\sin\beta}$ (t_0 — высота теоретического профиля; β — угол наклона боковой стороны профиля к оси резьбы):

$$M_2=2\int_0^l \frac{pt_0\mu\rho\, dl}{\sin\beta\cos\gamma}. \qquad \text{(IV.12)}$$

Определим зависимость между l и ρ, т. е. получим функцию $l = F(\rho)$. Уравнение винтовой линии конической резьбы в параметрической форме будет

$$x=\rho\cos\psi,\quad y=\rho\sin\psi,\quad z=\frac{s}{2\pi}\psi.$$

Воспользовавшись зависимостью $\rho = \rho_2 - \frac{sk}{4\pi}\psi$ (ρ_2 — средний радиус резьбы большего сечения конуса), получим

$$x=\rho\cos\frac{4\pi(\rho_2-\rho)}{sk}, \quad y=\rho\sin\frac{4\pi(\rho_2-\rho)}{sk}, \quad z=\frac{2}{k}(\rho_2-\rho).$$

Тогда искомая функция $l = F(\rho)$ определится из зависимости

$$l=\int_{\rho_1}^{\rho_2}\sqrt{\left(\frac{dx}{d\rho}\right)^2+\left(\frac{dy}{d\rho}\right)^2+\left(\frac{dz}{d\rho}\right)^2}\,d\rho.$$

После определения производных, интегрирования и преобразований получим

$$l=\int_{\rho_1}^{\rho_2}\sqrt{\left(\frac{4\pi\rho}{sk}\right)^2+\left(\frac{2}{k}\right)^2+1}\,d\rho.$$

Определив из полученного выражения dl и подставив в формулу (IV.12), получим

$$M_2=\frac{2EHkt_0\mu}{\sin\beta\,(R^2-r^2)}\int_{\rho_1}^{\rho_2}\frac{(R-\rho)(\rho-r)}{\cos\gamma}\sqrt{\left(\frac{4\pi}{sk}\rho\right)^2+\left(\frac{2}{k}\right)+1}\,d\rho. \quad \text{(IV.13)}$$

Для упрощения выражения M_2 величину γ примем постоянной и равной γ_0 для сечения, расположенного посередине длины резьбы.

При выводе формулы (IV.12) давление на боковой поверхности витка q связывалось со средним давлением по длине резьбы ρ, что позволяло использовать для расчета формулу Ляме. Такое допущение привело к тому, что в выражении (IV.13) момент M_2 не зависит от фактической площади контакта, т. е. от рабочей высоты витка.

В действительности с учетом фактической площади контакта распределение давления p вдоль резьбы является прерывистым и зависит от рабочей высоты витка.

С учетом результатов стендовых испытаний, показавших уменьшение момента с уменьшением рабочей высоты витка, в формуле (IV.13) теоретическая высота витка t_0 заменена на рабочую высоту t. Тогда после преобразований получим

$$M_2=\frac{8\pi EHt\mu_0}{s(R^2-r^2)\sin\beta\cos\gamma_0}\left[\frac{(R+r)(\rho_2^3-\rho_1^3)}{3}-\frac{Rr(\rho_2^2-\rho_1^2)}{2}-\frac{\rho_2^4-\rho_1^4}{4}\right], \quad \text{(IV.14)}$$

где $\mu_0 = c\mu$ (c — коэффициент, учитывающий характер сопряжения резьбового соединения).

Зная величины M_1 и M_2, определим значение момента M_0.

Произведенные расчеты значений M_1 и M_2 показали, что для конических соединений M_1 составляет небольшую часть M_2

(не более 2%), поэтому для практических вычислений можно принять $M_0 \approx M_2$.

Чтобы выявить фактический характер зависимости момента M_0 от натяга H, а также определить коэффициент μ_0, проводили стендовые испытания соединений бурильного замка с трубой (ЗН-108 и ЗШ-178).

Практически величина удельного давления будет зависеть не только от натяга и геометрических размеров соединения, но и от характера сопряжения резьбы, что определяется отклонением ее элементов (шага, угла, профиля, высоты, конусности).

Величина и характер отклонений элементов резьбы зависит от множества факторов технологического процесса нарезания.

Влияние указанных выше отступлений от принятой расчетной схемы должно учитываться коэффициентом μ_0, определенным непосредственно из опыта. Испытания проводились свинчиванием конических соединений бурильных замков и стальных труб с построением графической зависимости изменения момента от натяга (рис. 43).

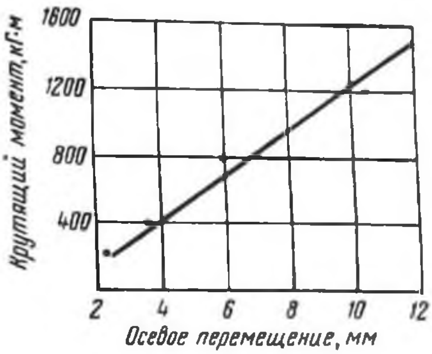

Рис. 43. Зависимость между осевым перемещением и крутящим моментом.

Для уменьшения влияния микронеровностей на фактическую площадь контакта соединения предварительно свинчивались с моментом $M \approx 200$ *кГ·м*.

Испытания показали, что величина μ_0 для графитовой смазки при пользовании формулой (IV.14) равна 0,05—0,08.

ОСОБЕННОСТИ ИЗНОСА ЗАМКОВОЙ РЕЗЬБЫ

Как показывает анализ работы бурильной колонны, наибольшее число выходов замковой резьбы из строя связано с ее износом. В связи с этим приобретает существенное значение исследование износостойкости замковых соединений.

В качестве критерия для оценки износостойкости замковой резьбы примем работу сил трения, совершаемую на поверхности витка в процессе крепления соединения

$$A = A_1 + A_2,$$

где A_1 — работа, совершаемая при свинчивании; A_2 — работа, совершаемая при затяжке соединения.

В процессе свинчивания участвует лишь длинная сторона профиля, а в процессе затяжки — короткая (при отрицательном натяге), или обе стороны (при положительном натяге).

Определим работу A_1 для одного витка резьбы из выражения

$$A_1 = \int_{T_0}^{T_k} q v \mu \, dT,$$

где q — удельное давление на поверхности витка; v — скорость свинчивания, μ — коэффициент трения; T_0, T_k — время начала и конца свинчивания.

Одной из особенностей конической резьбы является то, что при свинчивании площадь контакта каждого витка резьбы ниппеля и муфты увеличивается и удельное давление уменьшается с увеличением числа оборотов. За время одного оборота площадь проекции соприкосновения витков равна $\pi d_{cp} \frac{sk}{2}$ (см. рис. 32, 33), поэтому давление q определяется из выражения

$$q = \frac{P_i}{\pi d_{cp} \left(\frac{sk}{2} \right) p_i},$$

где P_i — нагрузка на виток; p_i — число оборотов, совершаемое соединением до конца свинчивания; $p_\kappa = \frac{2t}{ks}$ (см. IV.3). Начальная ширина площадки соприкосновения витков может колебаться в пределах $0 \div s\delta$ ($s\delta$ — часть высоты резьбы, вступающей в сопряжение). Приняв за ширину площадки значение, равное $\frac{sk}{20}$, получим $p_0 = 0{,}1$, так как величина $\frac{sk}{20}$ соответствует 0,1 оборота соединения.

Скорость свинчивания $v = \frac{\pi d_{cp} n}{6000}$ в *м/сек*; n — число оборотов в 1 *мин*; d_{cp} — средний диаметр площади контакта витка резьбы в *см*.

Подставив q и v в выражение для A_1, выразив время T через общее число оборотов $p_i = \frac{60}{n} p_i$, получим

$$A_1 = \int_{0,1 \cdot \frac{60}{n}}^{\frac{2t}{sk} \cdot \frac{60}{n}} \frac{P_i \mu \, dT}{50 sk T} = \frac{P_i \mu}{50 sk} \ln \frac{4t}{sk} \, \frac{\text{кГ} \cdot \text{м}}{\text{см}^2},$$

где P — в *кГ*; s — в *см*; t — в *см*.

Полученное выражение представляет собой удельную работу сил трения, совершаемую на поверхности каждого витка за время $\left(\frac{2t}{sk} - 0{,}1 \right) \cdot \frac{60}{n}$.

На участках резьбы, соответствующих первым виткам ниппеля (участок на длине $L + l_0$, рис. 32, 33) и последним виткам муфты, работа трения совершается за меньший период времени. Нижний предел интегрирования для этих витков будет возрастать с приближением к первому витку ниппеля и к последнему витку муфты. Величина P_i для каждого витка может быть определена на основании закона распределения нагрузки по виткам конической резьбы для случая сжатый ниппель — сжатая муфта (стр. 113).

Определим удельную работу сил трения A_2 при затяжке соединения.

В процессе затяжки осевое усилие на витках, возникающее под действием крутящего момента, изменяется от нуля до Q_i и передается короткой стороне профиля резьбы.

Обозначим: Δ — относительное перемещение ниппеля и муфты при затяжке, измеренное по дуге окружности; $d_{ср}$ — средний диаметр витка резьбы; t — рабочая высота витка. Тогда

$$A_2 = \frac{Q_i \Delta \mu}{200\pi\, d_{ср} t} \quad \frac{кГ \cdot м}{см^2},$$

где Q_i — в $кГ$; $d_{ср}$ — в $см$; t — в $см$; Δ — в $м$.

Величина Q_i определяется согласно закону распределения нагрузки по виткам для случая растянутый ниппель — сжатая муфта (стр. 110).

При положительном натяге в процессе затяжки соединения совершается дополнительная работа A_3, связанная с внедрением ниппеля в муфту на величину натяга H

$$A_3 = \frac{1}{2} \int\limits_0^{2\pi \frac{H}{s}} M_0 \, d\varphi,$$

где M_0 определяется по формуле (IV.14).

Как видно из полученных выражений, для работы сил трения увеличение шага и конусности приводит к уменьшению A_1, увеличение же рабочей высоты витка — к уменьшению A_2.

Наибольшая нагрузка для резьбы муфты как при свинчивании, так и при затяжке приходится на первый виток, поэтому максимальная работа сил трения, а следовательно, износ будет наблюдаться на поверхности первого витка. У ниппеля, учитывая характер сопряжения при свинчивании и распределение нагрузки по виткам, наибольшая удельная работа совершается на поверхности первого витка, находящегося в сопряжении. Этим витком будет тот из витков, который входит в соприкосновение с первым витком муфты в начале свинчивания (для резьбы замка ЗШ-178 этими витками являются седьмой и восьмой). Нагрузка, приходящаяся на первый виток муфты в процессе свинчивания, больше, чем нагрузка на последний виток муфты (см. распределение нагрузки по виткам для случая сжатый ниппель — сжатая муфта). Что касается нагрузки на первый виток ниппеля, вступающий в сопряжение с резьбой муфты, то в процессе свинчивания величина эта уменьшается, так как рассматриваемый виток ниппеля, перемещаясь, занимает положение второго, третьего и т. д. витков.

Витки резьбы ниппеля, воспринимающие наибольшую нагрузку при свинчивании, не совпадают с витками, на которые приходится наибольшая нагрузка при последующей затяжке соединения.

Отмеченные особенности нагружения витков резьбы указывают, что удельная работа сил трения на первом витке муфты должна быть больше работы трения на витках ниппеля.

Как следует из выражения для A_1, в начале свинчивания затрачивается значительная работа в единицу времени, а затем к концу свинчивания сильно уменьшается. В соответствии с этим износ длинной стороны профиля резьбы должен уменьшаться в направлении от вершины к впадине витка.

Так как в процессе свинчивания первые витки ниппеля и последние витки муфты входят в сопряжение, начиная не с вершины витка, то характер износа вершины этих витков должен быть отличным от износа остальных витков.

Рассмотренный теоретический характер износа замковой резьбы находится в соответствии с данными промысловых наблюдений.

НАПРЯЖЕНИЕ В ЗАМКОВОМ СОЕДИНЕНИИ

Работу замкового соединения можно представить в виде двух периодов: первый связан с процессом крепления соединения, второй — с эксплуатацией соединения в скважине. Соединение крепят перед спуском в скважину для обеспечения его надежной работы.

Рассмотрим нагрузки, возникающие при затяжке соединения. Характер нагрузок при этом будет находиться в зависимости от натяга резьбы (отрицательный или положительный).

Отрицательный натяг

Для определения осевого усилия, возникающего в замковом соединении с отрицательным натягом в результате приложения крутящего момента, воспользуемся выражением

$$M = M_р + M_т;$$

где $M_р$ — момент, идущий на преодоление сил трения в резьбе и создающий осевую силу; $M_т$ — момент, идущий на преодоление сил трения на поверхностях соприкосновения упорного уступа и упорного торца замковых деталей.

В конической резьбе средние диаметры и углы подъема витков величины переменные, поэтому

$$M_{\text{р}}=\sum_{i=s}^{n} P_i r_i \operatorname{tg}(\gamma_i+\varphi),$$

где $P_1, \ldots, P_n$ — нагрузки на витки резьбы; $r_1, \ldots, r_n$ — средние радиусы витков; $\gamma_1, \ldots, \gamma_n$ — углы подъема витков; φ — угол трения.

Выразив нагрузки на витки резьбы через осевое усилие Q, получим

$$P_i=k_i Q$$

или

$$M_{\text{р}}=Q\sum_{i=1}^{n} k_i r_i \operatorname{tg}(\gamma_i+\varphi).$$

Значения k_i определятся на основании закона распределения нагрузки по виткам конической резьбы (табл. 7).

Величина $M_{\text{т}}$ определится из аналогичной зависимости для цилиндрической резьбы

$$M_{\text{т}}=\frac{Q\mu\,(D_0^3-d_0^3)}{3\,(D_0^2-d_0^2)},$$

где D_0, d_0 — наружный и внутренний диаметры в плоскости соприкосновения упорного уступа ниппеля и упорного торца муфты; μ — коэффициент трения.

Тогда осевое усилие, возникающее в соединении при затяжке,

$$Q=\frac{M}{\sum\limits_{i=1} k_i r_i \operatorname{tg}(\gamma_i+\varphi)+\frac{\mu\,(D_0^3-d_0^3)}{3\,(D_0^2-d_0^2)}}. \tag{IV.15}$$

Приближенное значение Q можно получить из выражения

$$Q=\frac{M}{\frac{d_{\text{c}}}{2}\operatorname{tg}(\gamma_{\text{c}}+\varphi)+\frac{\mu\,(D_0^3-d_0^3)}{3\,(D_0^2-d_0^2)}}, \tag{IV.16}$$

где $d_{\text{c}}\gamma_{\text{c}}$ — принимаются для сечения, расположенного на расстоянии одной трети длины резьбы, считая от торца.

Под действием силы Q в теле ниппеля возникают нормальные растягивающие напряжения в осевом направлении σ_1 и нормальные сжимающие в тангенциальном направлении σ_2; сечение муфты под резьбой подвергается воздействию сжимающих напряжений в осевом направлении σ_1 и растягивающих в тангенциальном σ_2.

Условие прочности запишется так

$$\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+4\tau^2}\leqslant\frac{\sigma_{\text{т}}}{n}. \tag{IV.17}$$

Опасным сечением для ниппеля будет плоскость первого витка, находящегося в сопряжении.

Напряжения в ниппеле определятся из выражений:

$$\sigma_1 = \frac{Q_н}{\pi D_{ср} b}; \qquad \sigma_2 = -\frac{Q_н \eta \operatorname{ctg}(\beta+\varphi)}{2\pi b l}$$

(σ_2 — определено по Ф. И. Яковлеву с поправкой П. П. Шумилова, учитывающей уменьшение σ_2 в опасном сечении по первому полному витку резьбы, вследствие переходного участка от резьбы к телу ниппеля; жесткость ниппеля за опасным сечением уменьшает σ_2).

Так как $M_{кр} = Q_н \frac{d_c}{2} \operatorname{tg}(\gamma_c + \varphi)$, то касательное напряжение в ниппеле равно

$$\tau = \frac{Q_н D_в d_c \operatorname{tg}(\gamma_c + \varphi)}{0{,}4\,(D_в^4 - d_к^4)},$$

где $Q_н$ — осевое усилие в ниппеле, при котором напряжение в опасном сечении равно пределу текучести $\sigma_т$; $D_в$ — внутренний диаметр резьбы в плоскости первого витка, находящегося в сопряжении; b — толщина стенки ниппеля по впадине первого витка, находящегося в сопряжении; $D_{ср} = \frac{d_к + d_{ср}}{2}$ ($d_{ср}$ — средний диаметр резьбы в той же плоскости (рис. 39); $d_к$ — диаметр циркуляционного канала); $\eta = \frac{b}{b+c}$ (c — толщина стенки ниппеля за плоскостью первого витка, находящегося в сопряжении); l — длина сопряжения резьбы; β — угол между опорной поверхностью резьбы и осью соединения.

Подставив выражения σ_1, σ_2, τ и приняв коэффициент запаса $n = 1$, получим

$$Q_н = \frac{\sigma_т}{\sqrt{\left[\frac{2l + D_{ср}\eta \operatorname{ctg}(\beta+\varphi)}{2\pi b l D_{ср}}\right]^2 + \left[\frac{D_в d_c \operatorname{tg}(\gamma_c+\varphi)}{0{,}2\,(D_в^4 - d_к^4)}\right]^2}}. \qquad (IV.18)$$

Для муфты опасным будет одно из двух сечений: по расточке муфты (сечение I) и в плоскости первого полного витка, находящегося в сопряжении (сечение II).

Типы замковых соединений	D, мм	$d_в$, мм	$D_в$, мм	$d_к$, мм	d_c, мм	$\operatorname{tg}\gamma_c$
ЗН-108	106	91,3	77,6	38	73	0,0222
ЗШ-146	144	124,1	110,5	80	104	0,0155
ЗШ-178	176	150,5	136,7	101	132	0,0153
ЗШ-203	201	174,1	160,3	127	156	0,0130

В сечении I осевое усилие, соответствующее напряжению, равному пределу текучести, будет

$$Q_м = \frac{\pi}{4} \sigma_т (D^2 - d^2), \tag{IV.19}$$

где d — диаметр расточки муфты.

Для второго сечения

$$\sigma_1 = -\frac{Q_м}{\pi D'_{ср} a}, \quad \sigma_2 = \frac{Q_м \eta \operatorname{ctg}(\beta + \varphi)}{2\pi a l}, \quad \tau = \frac{k D d_c \operatorname{tg}(\gamma_c + \varphi)}{0{,}4 (D^4 - D_н^4)},$$

где $D'_{ср}$ — средний диаметр сечения в плоскости первого полного витка резьбы муфты, находящегося в сопряжении $\left(D'_{ср} = \frac{D + d_{ср}}{2}\right)$; a — толщина стенки муфты по впадине витка в том же сечении; $D_н$ — наружный диаметр резьбы в том же сечении ($D_н = D - 2a$); k — коэффициент, определяющий крутящий момент, передающийся рассматриваемому сечению; величина k определяется согласно закону распределения нагрузки по виткам конической резьбы для первого витка, находящегося в сопряжении (см. табл. 7).

Подставив σ_1, σ_2, τ в (IV.17), получим

$$Q_м = \frac{\sigma_т}{\sqrt{\left[\frac{2l + D'_{ср} \eta \operatorname{ctg}(\beta + \varphi)}{2\pi D'_{ср} a l}\right]^2 + \left[\frac{k D d_c \operatorname{tg}(\gamma_c + \varphi)}{0{,}2 (D^4 - D_н^4)}\right]^2}}. \tag{IV.20}$$

По полученным выражениям и данным табл. 9 подсчитаны величины $Q_н$ и $Q_м$ для замковых соединений ЗН-108, ЗШ-146, ЗШ-178 и ЗШ-203 по ГОСТ 5286-58 (для $\sigma_т = 58$ *кГ/мм*^{2}), которые приведены в табл. 10.

В табл. 10 приводятся крутящие моменты, соответствующие наименьшим из усилий затяжки.

Как видно из таблицы, у замка ЗН-108 муфта слабее ниппеля, в то время как у замков ЗШ-146, ЗШ-178, ЗШ-203 слабым местом является тело ниппеля. Для муфты замка ЗН-108 и ЗШ-146 сечение II прочнее сечения I, а для замков ЗШ-178 и ЗШ-203, наоборот.

Таблица 9

μ	$d_{ср}$, *мм*	$D_{ср}$, *мм*	l, *мм*	b, *мм*	t, *мм*	F_1, *мм*^{2}	F_2, *мм*^{2}	$d'_{ср}$, *мм*
0,1	81	59,5	75	19,8	11,8	35,7	25,9	94,5
0,1	113,8	97	81	15,2	14,4	45,2	46,3	129,9
0,1	140,9	121	105	17,8	16,5	65,5	70,8	159,5
0,1	164,5	146	105	16,6	17,2	74,3	85,2	183,8

Таблица 10

Сечения	Типоразмер замка			
	ЗН-108	ЗШ-146	ЗШ-178	ЗШ-203
$Q_в$, *т* I	190 150	230 270	340 415	370 495
$Q_м$, *т* II	195	285	405	465
М, *кГ·м*	1500	3100	5750	7200

Положительный натяг

При положительном натяге в процессе затяжки соединения под действием приложенного момента вначале ниппель замка внедряется в муфту на величину натяга. В результате на боковых поверхностях замковой резьбы возникают радиальные давления (см. стр. 115).

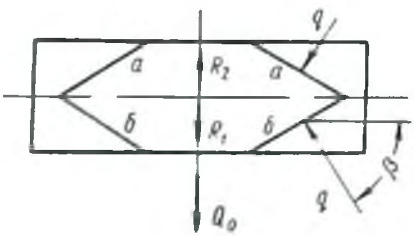

Рис. 44. Схема усилий, действующих на виток резьбы в затянутом соединении.

Крутящий момент, приложенный к замковому соединению с положительным натягом, должен быть больше момента, требуемого для свинчивания резьбы на величину натяга. Это необходимо для того, чтобы обеспечить затяжку соединения при соприкасающихся упорных торце и уступе замковых деталей.

Если при отрицательном натяге в процессе затяжки соединения нагрузка воспринимается только одной (короткой) стороной профиля витка, то при положительном натяге характер распределения нагрузки более сложный.

Для рассмотрения распределения нагрузки в замковом соединении с положительным натягом воспользуемся решением, данным Г. М. Саркисовым и В. Ф. Штамбургом по вопросу влияния осевой силы на свинченное с натягом резьбовое соединение бурильных труб.

На рис. 44 показан виток резьбы, вырезанный из затянутого резьбового соединения, изготовленного с положительным натягом. Удельные давления q возникли в результате внедрения ниппеля в муфту на величину натяга, осевая сила Q — в результате последующей затяжки соединения.

Проектируя давления q на вертикальную ось, определим усилия, действующие на боковых поверхностях резьбы (*а* и *б*)

$$R_1 = R_2 = qF \sin \beta,$$

где F — площадь боковой поверхности витка.

Осевая сила Q_0, приложенная к витку, приведет к увеличению нормальных усилий, действующих на поверхности *аа*, и к уменьшению усилий, действующих на поверхности *бб*.

При этом

$$(R_2+T)-(R_1-T)-Q_0=0, \tag{IV.21}$$

где T — изменение величины равнодействующих R_1 и R_2.

Из уравнения (IV.21) имеем $T = \frac{Q_0}{2}$.

Если давления на поверхности *бб* после приложения усилия Q обозначить q_2, то $R_2 + T = Fq_2 \sin\beta$ или, подставив значения R_2 и T, получим

$$q_2=q+\frac{Q_0}{2F\sin\beta}. \tag{IV.22}$$

Аналогично давление q_1 будет равно

$$q_1=q-\frac{Q_0}{2F\sin\beta}. \tag{IV.23}$$

Сумма сил, действующих на поверхности витков в радиальном направлении, будет равна

$$F\left(q+\frac{Q_0}{2F\sin\beta}\right)\cos\beta+F\left(q-\frac{Q_0}{2F\sin\beta}\right)\cos\beta=2Fq\cos\beta.$$

Следовательно, среднее радиальное давление по витку равно $q\cos\beta$, т. е. наличие осевой силы не изменяет величины среднего радиального давления.

Однако это возможно при условии, когда

$$q-\frac{Q_0}{2F\sin\beta}>0 \text{ или } Q_0<2qF\sin\beta. \tag{IV.24}$$

В случае, если

$$q-\frac{Q_0}{2F\sin\beta}\leqslant 0 \text{ или } Q_0\geqslant 2qF\sin\beta, \tag{IV.25}$$

давление на поверхности *аа* отсутствует и вся нагрузка воспринимается поверхностью *бб*.

Подставив $q = \frac{Q_0}{2F\sin\beta}$ в выражение (IV.22), получим значение нормального давления, равного $q_2 = \frac{Q_0}{F\sin\beta}$. Следовательно, среднее радиальное давление равно $q_р = \frac{Q_0}{F}\operatorname{ctg}\beta$, что соответствует значению радиального давления при отрицательном натяге соединения.

Таким образом, при условии, когда $Q_0 \geqslant 2Fq\sin\beta$, среднее радиальное давление не зависит от первоначального, вызванного внедрением ниппеля в муфту на величину натяга, а зависит лишь от осевой нагрузки, возникшей в результате затяжки.

Пользуясь законом распределения нагрузки по виткам конической резьбы и зная величины давлений, действующих на поверхности резьбы (q), можно определить, какое из рассмотренных неравенств (IV.24) или (IV.25) имеет место в заданном соединении.

В замковом соединении, изготовленном с положительным натягом, в результате внедрения ниппеля в муфту изменение давления с приближением можно принять по формуле Ляме (стр. 115). Осевая сила, возникающая в результате затяжки соединения после соприкосновения упорных уступа и торца, распределяется по виткам согласно уравнениям (IV.7). Так как при этом в направлении к последним виткам величина осевой нагрузки резко уменьшается (см. табл. 7), то для этих витков должно быть справедливо соотношение (IV.24) и, следовательно, независимо от наличия осевой силы среднее радиальное давление останется без изменения.

Витки, расположенные ближе к упорным торцу и уступу деталей, наоборот, воспринимают значительную часть осевой нагрузки и для них в зависимости от степени затяжки может иметь место как выражение (IV.24), так и (IV.25).

Следовательно, для замковой резьбы, изготовленной с положительным натягом, в результате затяжки могут быть два случая: 1) средние радиальные давления натяга под действием осевой силы не изменяются для всех витков; 2) средние радиальные давления увеличиваются на первых витках и не изменяются на остальных витках, при этом на первых витках нагрузка воспринимается одной стороной профиля (короткой), а на остальных витках — двумя сторонами профиля. Для второго случая могут быть использованы расчетные зависимости для соединения, изготовленного с отрицательным натягом.

Условие (IV.25) после замены $F \approx \pi d_{\text{ср}} \frac{t}{\sin \beta}$ представится в следующем виде

$$Q_0 \geqslant 2\pi q d_{\text{ср}} t, \tag{IV.26}$$

где t — рабочая высота витка.

Как показывают расчеты, при удельных давлениях q, возникающих в резьбовом соединении (см. стр. 115), значение Q_0 представляет собой небольшую величину, поэтому соединения с положительным натягом в процессе затяжки в основном можно рассчитывать по формулам, полученным для отрицательного натяга.

Осевое усилие, возникающее в соединении при затяжке, с учетом момента, необходимого для свинчивания ниппеля с муфтой M_0, на величину натяга, определится из зависимости, аналогичной формуле (IV.16).

КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ, ТРЕБУЕМЫЕ ДЛЯ ЗАТЯЖКИ ЗАМКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основные нагрузки, действующие на замковое соединение, — осевые усилия растяжения и изгибающий момент. Под действием этих усилий напряжения растяжения, возникающие в ниппеле в результате предварительной затяжки соединения, увеличиваются. Ниппель подвергается дополнительному удлинению. В результате нагрузка, приходящаяся на торец муфты, уменьшится, что может привести к отрыву торца муфты от уступа ниппеля, т. е. произойдет раскрытие стыка. Это в свою очередь способствует уменьшению усталостной прочности резьбового соединения при переменных нагрузках, а также нарушению герметичности в замковом соединении. Поэтому для обеспечения необходимой прочности соединения большое значение имеет величина крутящего момента, с которым свинчивается замковая резьба.

Рассмотрим влияние осевого усилия растяжения на затянутое замковое соединение. Обозначим: Q — осевое усилие, возникающее в резьбовом соединении в результате предварительной затяжки; P — вес колонны; Q' — общее усилие, с которым растягивается ниппель; R — усилие, с которым сжимается торец муфты после приложения силы P; F_1 — площадь сечения ниппеля по первому полному витку, находящемуся в сопряжении; F_2 — площадь сечения муфты по расточке; E_1 — модуль упругости материала ниппеля; E_2 — модуль упругости материала муфты; l_1 — длина конуса от упорного уступа ниппеля до первого витка, находящегося в сопряжении; l_2 — глубина расточки муфты; λ_1 — удлинение ниппеля под действием силы Q; λ_1' — дополнительное удлинение ниппеля в результате приложения силы P; λ_2 — сжатие муфты под действием силы Q; λ_2' — сжатие торца муфты под действием силы R.

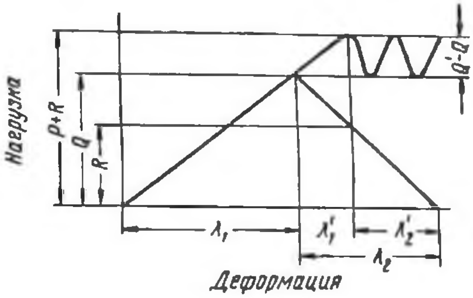

Рис. 45. Схема деформации ниппеля и муфты замка под действием осевых нагрузок.

Деформации, которым подвергаются ниппель и муфта в результате затяжки замкового соединения под действием силы Q, а также в процессе работы соединения после приложения силы P, показаны на рис. 45.

Так как уменьшение сжатия торца муфты равно дополнительному удлинению ниппеля, то уравнение деформации запишется в следующем виде

$$\lambda_2' = \lambda_2 - \lambda_1'.$$

Подставив значения λ_2', λ_2, λ_1', будем иметь

$$\frac{Rl_2}{E_2F_2} = \frac{Ql_2}{E_2F_2} - \frac{(Q'-Q)\,l_1}{E_1F_1}. \qquad \text{(IV.27)}$$

Суммарное усилие, с которым растягивается ниппель после приложения внешней нагрузки P, будет равно

$$Q' = P + R. \qquad \text{(IV.28)}$$

Подставив значение Q' в уравнение (IV.27) и приняв $l_1 \approx l_2$, $E_1 \approx E_2$ (см. рис. 31), получим

$$R = Q - \frac{PF_2}{F_1 + F_2} \tag{IV.29}$$

или, обозначив $\frac{F_2}{F_1+F_2} = \alpha_0$, имеем

$$R = Q - \alpha_0 P. \tag{IV.30}$$

Работа резьбового соединения может быть удовлетворительной в случае, когда упорный торец муфты и уступ ниппеля в процессе бурения остаются сжатыми, т. е. отсутствует раскрытие стыка. Для этого необходимо, чтобы $R > 0$.

Минимальная необходимая величина затяжки для наиболее нагруженного соединения у устья скважины с учетом влияния динамических нагрузок определится из выражения $Q_{\min} = 1{,}1Q$, где $Q = R + \alpha_0 P$.

Величина R, необходимая для обеспечения герметичности стыка соединения, на основании опытных данных может быть принята равной

$$R = (1{,}5 - 2)\, pF,$$

где p — рабочее давление; F — площадь торца муфты, $F = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d_0^2)$.

Тогда

$$Q_{\min} = 1{,}1\,(2pF + \alpha_0 P), \tag{IV.31}$$

а соответствующий момент затяжки определится по формуле (IV.16).

Запас прочности соединения с учетом затяжки определится из двух условий:

1) при затяжке бурильного замка до спуска в скважину

$$n_1' = \frac{Q_{н}}{Q_{\min}}, \quad n_1'' = \frac{Q_{м}}{Q_{\min}};$$

2) при спуске в скважину после затяжки

$$n_2 = \frac{Q_{н}'}{P + R_3}, \quad \text{где } R_3 = Q_{\min} - \alpha_0 P$$

где $Q_{н}$, $Q_{м}$ — осевые усилия для ниппеля и муфты по формулам (IV.18)—(IV.20); $Q_{н}'$ — осевое усилие для ниппеля, определенное по формуле (IV.18) без учета касательных напряжений, т. е.

$$Q_{н}' = \frac{\pi D_{ср} b \sigma_{т}}{1 + \frac{D_{ср}}{2l}\eta \operatorname{ctg}(\beta + \varphi)}. \tag{IV.32}$$

Как видно из рис. 45, величина $Q' - Q$ представляет собой переменную составляющую нагрузки на ниппель. При разгрузке колонны на величину P осевая нагрузка в ниппеле будет изменяться в пределах $Q' - Q$. Так как с увеличением затяжки Q переменная составляющая нагрузки уменьшается, целесообразно величину затяжки принимать наибольшей, определяемой с учетом прочности соединения и обеспечения минимально необходимой величины R.

Максимальное усилие затяжки при заданном P определится из выражения $Q_{max} = R_{max} + \alpha_0 P$.

Так как $R_{max} = \frac{Q'_н}{n} - P$, то

$$Q_{max} = \frac{Q'_н}{n} - P\,(1 - \alpha_0) \qquad (IV.33)$$

где n — коэффициент запаса.

С приближением к забою вес колонны уменьшается, что приводит к уменьшению необходимого усилия затяжки. Однако в связи с тем, что увеличение момента затяжки благоприятно сказывается на работе соединения в условиях переменных нагрузок, увеличивающихся по мере приближения к забою, усилие затяжки для всех замковых соединений следует принимать одинаковым, равным максимальному.

Значительный практический интерес представляет определение наибольшего допускаемого осевого усилия (веса колонны) для данного типоразмера бурильных замков.

Для этого случая допускаемая осевая нагрузка на замковое соединение в скважине определится из выражения

$$\frac{Q'_н}{n} = P_{max} + R. \qquad (IV.34)$$

Заменив $R = Q - \alpha_0 P_{max}$ и приняв усилие затяжки по формуле (IV.31) равным $Q = 1{,}1\,(2pF + \alpha_0 P_{max})$, получим допускаемую осевую нагрузку на бурильный замок

$$P_{max} = \frac{Q'_н - 2{,}2pFn}{n\,(1 + 0{,}1\alpha_0)}. \qquad (IV.35)$$

Так как P_{max} соответствует предельному случаю нагружения бурильного замка, то усилия затяжки, определенные из выражения (IV.33) и (IV.32) при $P = P_{max}$, будут равны, т. е. $Q_{min} = Q_{max}$.

Определим момент затяжки бурильных замков из условия нераскрытия стыка замкового соединения от изгибающих моментов. Изгибающий момент оказывает наибольшее влияние в нижней части колонны. Так как замки в нижней части колонны находятся в условиях, аналогичных замковым соединениям верхнего участка утяжеленных труб, то момент затяжки для замков примем одинаковым с моментом для замковых соединений того же размера утяжеленных бурильных труб.

На рис. 46 показан участок низа бурильной колонны (утяжеленные трубы), находящегося в изогнутом положении под действием центробежных или осевых сжимающих сил.

При отсутствии раскрытия стыка соединения кривизну можно определять из выражения

$$\frac{M}{EI} = \frac{1}{\rho}.$$

Изгиб приводит к уменьшению сжимающих напряжений (обусловленных предварительной затяжкой) на одной стороне (*а*) соединения и увеличению на другой (*б*). Выражение $\frac{M}{EI} = \frac{1}{\rho}$ будет справедливо, пока сжимающие напряжения на торце муфты и уступе ниппеля будут больше нуля. Следовательно минимально необходимое усилие затяжки определится из условия

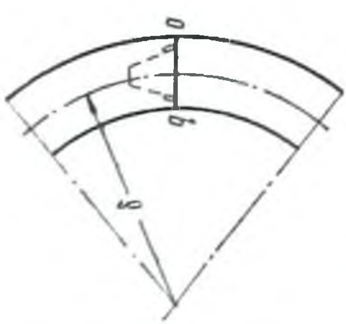

Рис. 46. Изгиб трубы в резьбовом соединении.

$$\sigma_{сж} - \sigma_{из} = 0,$$

где $\sigma_{сж}$ — сжимающее напряжение, возникающее в результате затяжки соединения в плоскости соприкосновения торца муфты и уступа ниппеля; $\sigma_{из}$ — напряжение изгиба в той же плоскости.

Для обеспечения герметичности соединения необходимо, чтобы сжимающие напряжения, по аналогии с рассмотренным случаем, были равны

$$\sigma_{сж} - \sigma_{из} = 2p, \qquad (IV.36)$$

где

$$\sigma_{сж} = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d^2)}, \quad \sigma_{из} = 1000 \frac{Df}{L^2} \text{ (см. формулу III.27)}$$

f — стрела прогиба колонны в скважине; L — длина полуволны.

Конструктивно с учетом обеспечения герметичности величина $\Delta = \frac{D_0 - d_0}{2}$ принимается равной $0{,}06 - 0{,}07 d_1$ (d_1 — диаметр ниппеля в плоскости упорного уступа).

Низ бурильной колонны подвергается воздействию динамических сил в результате вращения долота, неоднородности разбуриваемой породы, неуравновешенности бурильной колонны и других факторов, не поддающихся точному расчету. В практике эксплуатации бурильных колонн уменьшение влияния динамических нагрузок достигается увеличением усилия затяжки.

Подставив значения $\sigma_{из}$ и $\sigma_{сж}$ в (IV.36) и учитывая влияние динамических нагрузок коэффициентом затяжки 3, получим усилие затяжки

$$Q = Q_2 = 0{,}75\pi\,(D^2 - d^2)\left(1000\,\frac{Df}{L^2} + 2p\right), \qquad (IV.37)$$

предупреждающее раскрытие стыка соединения в результате действия изгибающего момента.

Если трубы не вращаются, то длина L определится из рассмотрения устойчивости низа бурильной колонны под действием осевой силы как длины хорды искривленного участка. Коэффициенты запаса прочности определяются из условий, аналогичных приведенным выше.

Так как изгибающий момент, возникающий при вращении колонны, приводит к переменным нагрузкам, то необходимо, чтобы переменные напряжения, возникающие в теле ниппеля и муфты, были ниже предела выносливости. Однако при изгибе колонны необходимо, чтобы возникающие напряжения были не выше допускаемого статического напряжения.

При изгибе затянутого соединения наибольшее растягивающее напряжение в ниппеле будет равно

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma^0_{из}, \qquad (IV.38)$$

где σ_p — растягивающее напряжение, возникающее в результате затяжки соединения в плоскости первого витка, находящегося в сопряжении; $\sigma^0_{из}$ — изгибающее напряжение в той же плоскости.

Наибольшее сжимающее напряжение в муфте будет

$$\sigma_{max} = \sigma_{из} + \sigma_{сж}.$$

Величина σ_p определится из выражения

$$\sigma_p = \frac{Q}{\pi D_{ср} b}; \qquad (IV.39)$$

$$\sigma^0_{из} = 1000\,\frac{D_в f}{L^2}, \qquad (IV.40)$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр сечения в плоскости первого полного витка, находящегося в сопряжении; b — толщина тела ниппельного конца под резьбой в той же плоскости; $D_в$ — внутренний диаметр резьбы ниппеля в плоскости первого полного витка, находящегося в сопряжении; L — длина полуволны изогнутой колонны.

При вращении колонны вокруг собственной оси напряжения в ниппеле затянутого соединения (усилие затяжки должно исключать раскрытие стыка) будут изменяться в пределах

$$\sigma = \sigma_p \pm \sigma^0_{из},$$

а для муфты

$$\sigma = \sigma_{сж} \pm \sigma_{из}.$$

Как видно из приведенных расчетов, при определении момента затяжки замкового соединения следует исходить из условий работы бурильной колонны. Момент затяжки должен вычисляться с учетом действия осевых сил, изгибающего момента и давления промывочной жидкости. Момент затяжки устанавливается на основании расчета затяжки для соединений, расположенных у устья скважины и в нижнем сечении колонны.

Для практических целей целесообразно рекомендовать одинаковый момент затяжки для всей бурильной колонны одного типоразмера. Усилие затяжки для колонны определяется из сравнения выражений (IV.31) и (IV.37). Если $Q_1 > Q_2$, то замки по всей колонне рекомендуется затягивать усилием Q_1; если $Q_2 > Q_1$, то нижние участки колонны затягиваются усилием Q_2 с обеспечением необходимых коэффициентов запаса.

Определим моменты затяжки для бурильных замков, исходя из действия растягивающих нагрузок.

Пользуясь данными табл. 9 и зависимостями (IV.16), (IV.31), (IV.35), определим допускаемые веса бурильных колонн P_{max}, усилия затяжки Q_1 и соответствующие моменты затяжки M для наиболее распространенных типоразмеров бурильных замков (расчеты сделаны при условии, что $\sigma_т = 58$ *кГ/мм²*, $p = 150$ *кГ/мм²*, $n = 1{,}5$). В табл. 11 приводятся длины колонн (l), соответствующие усилию P_{max}.

Таблица 11

Типоразмер замка	ЗН-108	ЗШ-146	ЗШ-178	ЗШ-203
P_{max}, *Т*	118	138	206	219
l, *м*	5200	4850	5150	4550
Q_1, *Т*	63	92	141,5	157
M, *кГ·м*	630	1250	2400	3050

Определим M для замкового соединения ЗШ-178, работающего в нижней части колонны, исходя из действия изгибающего момента, при условии: диаметр долота 269 *мм*, скорость вращения 120 *об/мин*, перепад давления в нижней части колонны — 50 *кГ/см²*. Усилие затяжки определим из выражения (IV.37) для замкового соединения ЗШ-178 утяжеленных труб размером 178 *мм*. Длина полуволны для рассматриваемого участка вращающихся труб будет равна

$$L = \frac{10}{\omega}\sqrt[4]{\frac{EI\omega^2}{10^7 q}} = \frac{10}{\omega}\sqrt[4]{\frac{0{,}2I\omega^2}{q}},$$

где ω — угловая скорость вращения колонны; I — момент инерции трубы; q — вес 1 *см* трубы

$$L = \frac{10}{4\pi}\sqrt{\frac{0{,}2\cdot 16\pi^2\cdot 4690}{1{,}45}} = 14{,}3 \text{ м}.$$

Стрела прогиба колонны

$$f=\frac{1{,}1D_\partial-D}{2}=\frac{1{,}1\cdot 26{,}9-17{,}8}{2}=5{,}9\ см$$

где D_∂ — диаметр долота; D — диаметр утяжеленной трубы.

Подставив полученные данные в формулу (IV.37) и приняв $d\approx d_0$, получим

$$Q_2=0{,}75\,(17{,}8^2-15{,}0^2)\left(1000\,\frac{17{,}8\cdot 5{,}9}{14{,}3^2}+2\cdot 50\right)=131\,000\ кГ.$$

Тогда момент затяжки по формуле (IV.16) будет равен

$$M=131\,000\left[\frac{13{,}2}{2}\,\mathrm{tg}\,(53'+6^\circ 30')+\frac{0{,}1}{3}\cdot\frac{17{,}6^3-15^3}{17{,}6^2-15^2}\right]=2200\ кГ\cdot м.$$

Так как момент затяжки оказался меньше приведенного в табл. 11, то рекомендуемым моментом для всей колонны следует принять $M=2400\ кГ\cdot м$.

Моменты затяжки, приведенные в табл. 11, создают в замковом соединении напряжения, равные (0,4—0,42) $\sigma_т$. С учетом увеличения момента затяжки в нижней части колонны в случае кавернообразования (увеличивается стрела прогиба f) напряжение затяжки для замкового соединения составит (0,4—0,5) $\sigma_т$.

Экспериментальные исследования по определению оптимальной величины момента затяжки для замкового соединения *З—50* геологоразведочных труб подтверждают, что при указанных выше напряжениях затяжки обеспечивалось наибольшее предельное значение знакопеременного момента при числе циклов 10^7 [37].

Наибольшая нагрузка на первый виток резьбы в процессе затяжки будет равна

$$P_1=k_1Q. \tag{IV.41}$$

Для затянутого соединения, спущенного в скважину, под действием веса бурильной колонны величина нагрузки на виток изменится. Усилие затяжки Q уменьшится до R и общая осевая нагрузка на соединение составит

$$Q'=P+R. \tag{IV.42}$$

Так как распределение усилия R соответствует случаю растянутый ниппель — сжатая муфта, а усилия P — случаю растянутый ниппель — растянутая муфта, то нагрузка на первый виток резьбы затянутого соединения, находящегося под действием веса колонны, представится в виде

$$P_1=m_1P+k_1R, \tag{IV.43}$$

где m_1 — часть нагрузки P, приходящейся на первый виток; k_1 — часть нагрузки R, приходящейся на первый виток.

Ввиду незначительной величины нагрузки, возникающей на последних витках резьбы в результате предварительной затяжки, нагрузка на эти витки практически зависит от веса колонны P.

Рассмотренное распределение нагрузки по виткам резьбы для замкового соединения, находящегося под действием собственного веса колонны, может измениться при действии на колонну крутящего момента.

Под действием последнего может произойти довинчивание соединения, в результате чего увеличится растягивающее усилие на замковую резьбу и сжимающее усилие на упорный торец муфты.

При этом нагрузка на замковую резьбу будет равна $P + R + \Delta Q$, а нагрузка на муфту $R + \Delta Q$, где ΔQ — приращение осевой нагрузки в результате воздействия крутящего момента.

Величина крутящего момента, приводящего к довинчиванию резьбы, должна быть больше момента сил сопротивления в замковом соединении, который может определиться из выражения

$$M = (P + R) \frac{d_0}{2} \operatorname{tg} (\gamma_c + \varphi) + \frac{R\mu (D_0^3 - d_0^3)}{3 (D_0^2 - d_0^2)}, \qquad \text{(IV.44)}$$

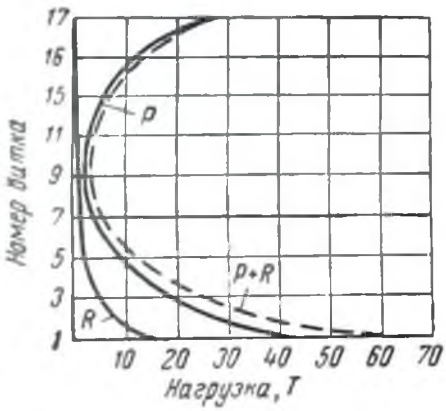

Рис. 47. Нагрузки, действующие на виток резьбы.

где P — вес бурильной колонны, действующей на рассматриваемое соединение; R — усилие, с которым сжимается торец муфты (раструба) рассматриваемого соединения.

Пользуясь распределением осевой нагрузки по резьбе, определим напряжение в наиболее нагруженном витке. Исходя из деформации сдвига, будем иметь

$$\tau = \frac{P_1}{0{,}8\pi D_в s}, \qquad \text{(IV.45)}$$

где $D_в$ — внутренний диаметр резьбы ниппеля в плоскости первого витка, находящегося в сопряжении; s — шаг резьбы.

Допускаемая величина $[\tau]$ может быть принята равной $0{,}6\sigma_т$. В формулу (IV.45) следует подставить большее значение P_1, определенное по формулам (IV.41), (IV.42).

Пример. Определим напряжение, возникающее в витке резьбы замка ЗШ-178, затянутого моментом $M = 2400$ *кГ·м* при весе колонны $P = 206$ *т* (см. табл. 11).

Нагрузка на первый виток при затяжке замка моментом $M = 2400$ *кГ·м* определится из (IV.41). Поперечная деформация замка не учитывается.

Усилие затяжки $Q = Q_1$ из табл. 13 равно 141,5 *т*, а k_1 из табл. 7 $\approx 0{,}42$; тогда пользуясь выражением (IV.41), получим

$$P_1 = 0{,}42 \cdot 141{,}5 = 59\,400 \text{ кГ}.$$

Нагрузка на упорный торец муфты для затянутого соединения, находящегося под действием растягивающей нагрузки, определится из (IV.30)

$$R = Q_1 - d_0 P_{max} = 141{,}5 - 0{,}52 \cdot 206 = 34\,400 \text{ кГ}.$$

Тогда из (IV.43) при $k_1 \approx 0{,}42$ и $m_1 \approx 0{,}22$ (см. табл. 7, 8) получим

$$P_1 = 0{,}22 \cdot 206\,000 + 0{,}42 \cdot 34000 = 59\,800 \ кГ,$$

что больше усилия от предварительной затяжки.

На рис. 47 показан характер распределения сил R и P, полученный согласно данным табл. 7, 8, а также результирующая кривая, которая соответствует нагрузке Q'.

Как видно из рис. 47, наиболее нагружены крайние витки.

Напряжение в витке замковой резьбы будет равно (шаг резьбы $s = 6{,}35$ мм, $D_в = 13{,}67$ см)

$$\tau = \frac{59\,800}{0{,}8\pi \cdot 13{,}67 \cdot 0{,}635} = 2740 \ кГ/см^2,$$

что допустимо для материала бурильного замка (сталь 40ХН, $\sigma_т \geqslant 5800$ кГ/см²).

СОЕДИНЕНИЕ БУРИЛЬНОГО ЗАМКА С ТРУБОЙ

Стандартные бурильные трубы на конце имеют резьбу, на которую навинчивается бурильный замок (рис. 48).

Опыт работы показывает, что в большинстве случаев бурильные трубы выходят из строя вследствие повреждений резьбового соединения трубы с бурильным замком. Рассмотрим напряжение, возникающее в резьбовом соединении, с учетом действия постоянных и переменных нагрузок.

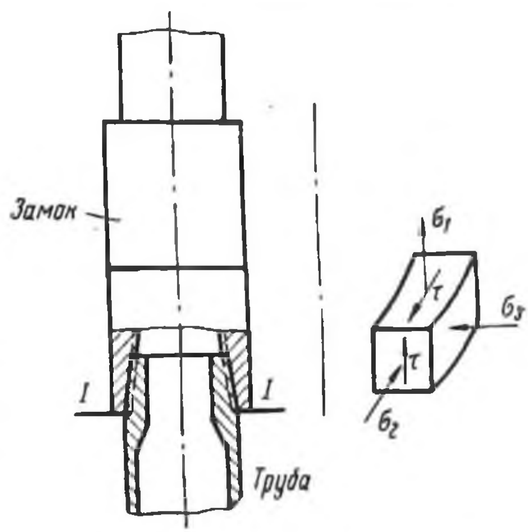

Рис. 48. Соединение трубы с замком.

У устья скважины преобладают нагрузки, имеющие постоянный характер, с приближением к забою основными становятся нагрузки переменного характера.

Проанализируем действие осевых сил и крутящего момента на элемент, вырезанный на теле трубы. Опасным сечением трубы будет сечение I—I по первому полному витку резьбы, находящемуся в сопряжении. Под действием указанных сил этот элемент подвергнут воздействию нормальных растягивающих напряжений σ_1, нормальных сжимающих напряжений σ_2 в тангенциальном направлении, касательных напряжений τ.

Условие прочности определяем из выражения

$$\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+4\tau^2} \leqslant [\sigma]; \qquad \text{(IV.46)}$$

$$\sigma_1=\frac{Q_р}{\pi d_{ср} b},$$

где $Q_р$ — осевая растягивающая нагрузка; $d_{ср}$ — средний диаметр резьбы в сечении $I-I$; b — толщина стенки трубы под резьбой в сечении $I-I$.

Сжимающее напряжение σ_2 будет равно

$$\sigma_2=-\frac{Q_р \eta \operatorname{ctg}(\beta+\varphi)}{2\pi b l}.$$

Касательное напряжение

$$\tau=\frac{M}{W}=\frac{16 M_{кр} D_1}{\pi (D_1^4-d_в^4)},$$

где D_1 — внутренний диаметр резьбы в сечении $I-I$; $d_в$ — внутренний диаметр трубы в сечении $I-I$.

Подставив значения σ_1, σ_2, τ в выражение (IV.46) и сделав преобразования, получим

$$\sqrt{\left[\frac{Q_р\,[2l+d_{ср}\eta \operatorname{ctg}(\beta+\varphi)]}{2\pi d_{ср} b l}\right]^2+4\left(\frac{M_{кр}}{W_{кр}}\right)^2} \leqslant [\sigma]. \qquad \text{(IV.47)}$$

Это выражение является условием прочности резьбового соединения, позволяющим определить напряжение, действующее в опасном сечении трубы.

При выводе формулы (IV.47) влияние внутреннего давления прокачиваемой жидкости на σ_2 не учитывалось, так как оно уменьшает напряжение в резьбовом соединении. Давление прокачиваемой жидкости приводит к возникновению нормальных растягивающих напряжений в тангенциальном направлении, которые уменьшают сжимающие напряжения в тангенциальном направлении σ_2 от веса колонны.

Если результирующее напряжение в тангенциальном направлении от внутреннего и наружного давлений равно или больше нуля, то величина наименьшего напряжения будет равна сжимающему напряжению σ_3, численно равному радиальному давлению, что изменяет расчетную формулу.

Напряжение σ_2 при выводе формулы (IV.47) определялось с учетом действия радиальных сил, обусловленных влиянием осевой силы веса колонны на резьбовое соединение, т. е. было принято, что соблюдается условие (IV.25), при котором влияние давления натяга на соединение не учитывается (условие (IV.26) справедливо как для замкового соединения, так и для соединения бурильного замка с трубой).

Если давление натяга значительно и условие (IV.26) не соблюдается, то σ_2 следует определять по формуле Ляме с учетом коэффициента разгрузки Шумилова

$$\sigma_2 = -\frac{2q\rho^2\eta}{\rho^2 - r^2},$$

где q — средняя величина удельного давления натяга в $кГ/см^2$; $\rho = \frac{d_{ср}}{2}$; r — внутренний радиус трубы в $см$.

Тогда условие прочности будет

$$\sqrt{\left[\frac{Q_р}{\pi d_{ср} b} + \frac{2qd_{ср}^2\eta}{d_{ср}^2 - d_в^2}\right]^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{W_{кр}}\right)^2} \leqslant [\sigma]. \qquad (IV.48)$$

Давление q, возникающее на поверхности резьбы, определим по формуле Ляме в зависимости от натяга, с которым бурильный замок свинчен с трубой.

Формула (IV.48) справедлива для случая, когда крутящий момент $M_{кр}$, действующий на колонну, не приводит к довинчиванию бурильного замка с трубой, т. е. $M_{кр} < M_0$.

Если $M_{кр} > M_0$, то удельное давление q на поверхности резьбы увеличится, что приведет к повышению σ_2. Поэтому для определения сжимающего напряжения σ_2 в нарезанной части для случая, когда $M_{кр} > M_0$, предварительно из формулы (IV.14), принимая $M_0 = M_{кр}$, находят натяг H, а затем, пользуясь полученным значением H, по формуле Ляме вычисляют удельное давление q, необходимое для определения σ_2 по формуле (IV.48).

Для обеспечения статической равнопрочности бурильной колонны необходимо, чтобы напряжение, определенное по формуле (IV.47) или (IV.48), было равно приведенному напряжению, найденному для тела трубы.

Изгибающее напряжение для резьбового соединения отличается от напряжения изгиба для тела трубы, определяемого по формуле (III.27), что объясняется разной величиной стрелы прогиба и момента инерции опасного сечения. Так как наибольший момент, действующий на колонну при ее изгибе, равен

$$M = \frac{\pi^2 EI}{L^2} f,$$

то наибольшее напряжение в опасном сечении трубы I—I по резьбе равно

$$\sigma_{из} = \frac{\pi^2 EIf_1}{L^2} \frac{D_1}{2I_1}. \qquad (IV.49)$$

Полагая $\pi^2 = 10$, $E = 2 \cdot 10^6$ $кГ/см^2$, получим для стальных труб

$$\sigma_{из} = 1000 \frac{D_1 f_1 I}{L^2 I_1} \; кГ/см^2$$

или

$$\sigma_{из} = 2000 \frac{f_1 I}{L^2 W_1},$$

где D_1 — внутренний диаметр резьбы в сечении $I-I$; f_1 — стрела прогиба в *см*, определяемая как $(1{,}1D_д - D_{замка}) : 2$; I — момент инерции трубы в $см^4$; L — длина полуволны в *м*; I_1 — момент инерции по опасному сечению трубы в нарезанной части (сечение $I-I$) в $см^4$; W_1 — осевой момент сопротивления высаженного конца трубы в сечении $I-I$.

Выражения (IV.47) или (IV.48) определяют условие прочности для резьбового соединения труб при статическом нагружении их в вертикальной скважине.

В наклонно-направленном бурении на искривленном участке возникают дополнительные изгибающие напряжения. Значение изгибающего момента определяем из выражения $M = \frac{EI}{\rho}$ в предположении, что скважина искривляется с постоянным радиусом ρ. Тогда изгибающее напряжение в сечении будет [11]

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W} = 1{,}83 \frac{ID_1 i}{I_1},$$

где i — интенсивность искривления ствола скважины на 100 *м* проходки.

Опасными сечениями колонны при наличии искривленного участка будут резьбовое соединение у устья скважины и в месте перехода прямолинейного участка в криволинейный, где действуют изгибающие напряжения.

Расчеты бурильных колонн для различной интенсивности искривления ствола показали, что при $i \leqslant 20°$ и длине вертикального участка колонны более 750 *м* напряжения в опасном сечении у устья выше напряжения в месте перехода от прямолинейного к искривленному участку. Поэтому резьбовое соединение труб, работающих в наклонно-направленных скважинах, при статическом нагружении можно рассчитывать как для труб, работающих в вертикальной скважине при условии, что длина вертикального участка колонны не менее 750 *м*.

Для увеличения прочности резьбовых соединений при переменных нагрузках применяют соединения с блокирующим пояском.

Опасным сечением трубы является сечение по высадке, совпадающее с плоскостью торца ниппеля или муфты бурильного замка.

Статическая прочность может быть определена из формулы (IV.48), в которой вместо $d_{ср}$ и b следует принять соответственно наружный диаметр высадки по блокирующему пояску и толщину высадки. Удельное давление q для соединений с трапецеидальной резьбой с малым углом наклона боковых сторон профиля с приближением может определяться по величине давления на поверхности пояска, обусловленного величиной натяга (разность диаметра пояска и расточки под поясок ниппеля и муфты замка). Для резьб с треугольным профилем следует учесть также радиальное давление, возникающее на боковых поверхностях резьбы (по Яковлеву).

Изгибающие напряжения определятся из зависимости, аналогичной (IV.49).

$$\sigma_{из} = \frac{\pi^2 EI/l_1}{L^2} \frac{d_0}{2I_0}, \tag{IV.50}$$

где d_0 — наружный диаметр блокирующего пояска; I_0 — момент инерции сечения трубы по высадке в плоскости торца муфты или ниппеля бурильного замка.

Для соединений с внутренним упором следует проверить также напряжения в упорном выступе и в витках резьбы вблизи торца трубы, возникающие в результате значительных сжимающих усилий, действующих на торец трубы. Усилия эти возникают при охлаждении бурильного замка, навинчиваемого на трубу в горячем состоянии.

ГЛАВА V

МЕТОДИКА РАСЧЕТА БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН

Бурильная колонна должна рассчитываться в зависимости от условий бурения. На выбор размера бурильных труб влияет ряд факторов: конструкция скважины, размер долота, грузоподъемность буровой установки, прочность труб, мощность, затрачиваемая на бурение и промывку скважины, и др.

Уменьшение размера бурильной трубы при неизменном размере долота ухудшает условия работы труб. Использование труб меньших размеров увеличивает зазор между стенкой скважины и бурильной колонной, т. е. увеличивает стрелу прогиба колонны при действии осевых и центробежных сил, что способствует повышению изгибающих напряжений в трубах, резьбовых соединениях, раскрытию стыка соединений с последующим нарушением герметичности.

Если бурят без утяжеленных труб, то при меньших диаметрах труб обеспечение необходимой осевой нагрузки на долото может быть осуществлено сжатием значительной длины колонны. Длина сжатой части колонны при этом всегда превышает критическую длину, что приводит к потере прямолинейной формы устойчивости низа колонны.

Недостаточная нагрузка на долото понижает механическую скорость и проходку. В результате уменьшения размера труб значительно увеличивается давление, необходимое для циркуляции промывочной жидкости, а вследствие малой жесткости осложняется проходка вертикальных скважин.

Следовательно, уменьшение размера бурильной колонны при сохранении неизменным размеров долота приводит к ухудшению условий работы труб и снижает эффективность бурения. Чтобы улучшить условия бурения, следует ограничить размер долота для каждого диаметра труб и установить утяжеленные трубы в бурильной колонне.

Применение УБТ в значительной степени улучшает условия работы труб, так как в этом случае давление на забой осуществляется весом утяжеленных труб, а бурильные трубы находятся в растянутом состоянии. Передача нагрузки на долото УБТ позволяет значительно увеличить осевые нагрузки, а следовательно, повысить эффективность процесса бурения. Поэтому использование УБТ позволяет применять бурильные трубы уменьшенных размеров тогда, когда при отсутствии утяжеленных труб применяются трубы больших размеров.

При использовании бурильных труб уменьшенных размеров в сочетании с УБТ для увеличения жесткости колонны и повышения прочности резьбовых соединений необходимо над УБТ устанавливать две-три свечи бурильных труб большего размера по сравнению с трубами, установленными в колонне. Особенно это относится к бурению долотами больших размеров.

Размер труб, применяемых при бурении скважин малых размеров в США, приведен в табл. 12.

Таблица 12

Наименование	Диаметр, дюймы (*мм*)		
	обычные	малые	очень малые
Ствол скважины	9 (229)	$6^3/_4$—$5^5/_8$ (171) — (143)	$3^3/_4$ (95)
Бурильные трубы	$4^1/_2$ (114)	$3^1/_2$—$2^7/_8$ (89) — (73)	—
Обсадные эксплуатационные	7 (178)	$5^1/_2$—4 (140) — (102)	$2^3/_8$ (60)
Насосно-компрессорные . .	$2^7/_8$ (73)	$2^3/_8$—$1^1/_8$ (60) — (29)	—

На рис. 49 приведены конструкции четырех глубоких скважин, пробуренных роторным способом в США, и одной, пробуренной в СССР, а в табл. 13 — конструкции бурильных колонн.

Как видно из табл. 13, в процессе бурения глубоких скважин широко применяются трубы диаметром $3^1/_2$—$4^1/_2$″. Скв. 100 Шахова Коса ниже 3300 *м* бурилась турбинным способом с использованием колонны размером 140 × 114 *мм*. При бурении долотами больших диаметров используются $7^3/_4$—8″-утяжеленные трубы, реже 9—10″.

При турбинном бурении скважин к трубам предъявляются требования, обусловленные особенностями процесса бурения. Так как эффективность турбинного бурения в значительной степени зависит от величины подводимой к турбобуру гидравлической энергии промывочной жидкости, то размеры бурильных труб должны обеспечить минимальные потери энергии.

Уменьшение гидравлических потерь в циркуляционной системе необходимо также и в роторном бурении в связи с увеличением глубин скважин.

Таблица 13

№ скважины	Интервал бурения, м	Диаметр, дюймы (мм) долота	Диаметр, дюймы (мм) труб	Утяжеленные бурильные трубы
1	До 3337	$12^1/_4$ (311)	$4^1/_2$ (из стали группы прочности Е и Д)	5 УБТ диаметром 197 мм, 3 свечи 141-мм бурильных труб
	3337—4895	$8^1/_4$ (210)	$4^1/_2$ (из стали группы прочности Е и Д)	5 УБТ диаметром 152 мм, длиной 11,6 м
	До 6548	$8^1/_4$ (210)	$4^1/_2$ (из ванадиевой стали Е)	5 УБТ диаметром 152 мм, длиной 11,6 м
2	До 3500	$12^1/_4$ (311)	5 (из стали группы прочности Е)	15 УБТ диаметром 203 мм и 3 УБТ диаметром 248 мм
	3500—6100	$8^3/_8$ (213)	$4^1/_2$ (740 м из ванадиевой стали), $4^1/_2$ (1530 м из стали Х-95), $4^1/_2$ (из стали группы прочности Е)	20 УБТ диаметром 165 мм
	6100—7300	$5^{11}/_{16}$ (144)	$4^1/_2$ (700 м из ванадиевой стали), $4^1/_2$ (1520 м из стали Х-95), $4^1/_2$ (1160 м из стали группы прочности Е), $3^1/_2$ (из стали группы прочности Е)	26 УБТ диаметром 108 мм
3	До 3352		$4^1/_2$ (из стали группы прочности Е)	От 14 до 26 УБТ диаметром 178 мм с проходным сечением 57 мм в интервале 1775—5022 м
	3352—5022		Добавляли трубы $4^1/_2$ (из ванадиевой стали)	В интервале 3108—3506 м были пройдены очень твердые породы при нагрузке на долото 36 *Т*
	До 6610	$6^1/_4$ (159)	$3^1/_2$ (3352 м из ванадиевой стали, остальные — из стали группы прочности Е)	
4	3360—6960	$8^1/_2$ (216)	$4^1/_2$ (2570 м из стали Х-95, 1070 м из стали группы прочности Е) 4 Е	6 УБТ диаметром 165 мм
	До 7700	$5^3/_4$ (146)	4 (2750 м из стали группы прочности Е), $3^1/_2$ (1070 м из стали группы прочности Е), $3^1/_2$ (из стали Р-105)	136 м УБТ диаметром 108 мм
5	До 3300	394 мм	140 мм (из стали группы прочности К)	

№ скважины	Интервал бурения, м	Диаметр, дюймы (мм)		Утяжеленные бурильные трубы
		долота	труб	
	3300—5800	269 мм	140 мм (3200 м из стали групп прочности М, Л, остальные — из стали группы прочности К)	178 мм, 100 м
	Свыше 5800 (до 6522)	190 мм	140 мм (3200 м из стали групп прочности М, Л и 114 мм (из стали групп прочности Л, К, Д)	146 мм, 100 м

Определение гидравлических потерь в бурильных трубах равнопроходного сечения и в трубах с замками ЗШ показало, что последние обладают значительно большим гидравлическим

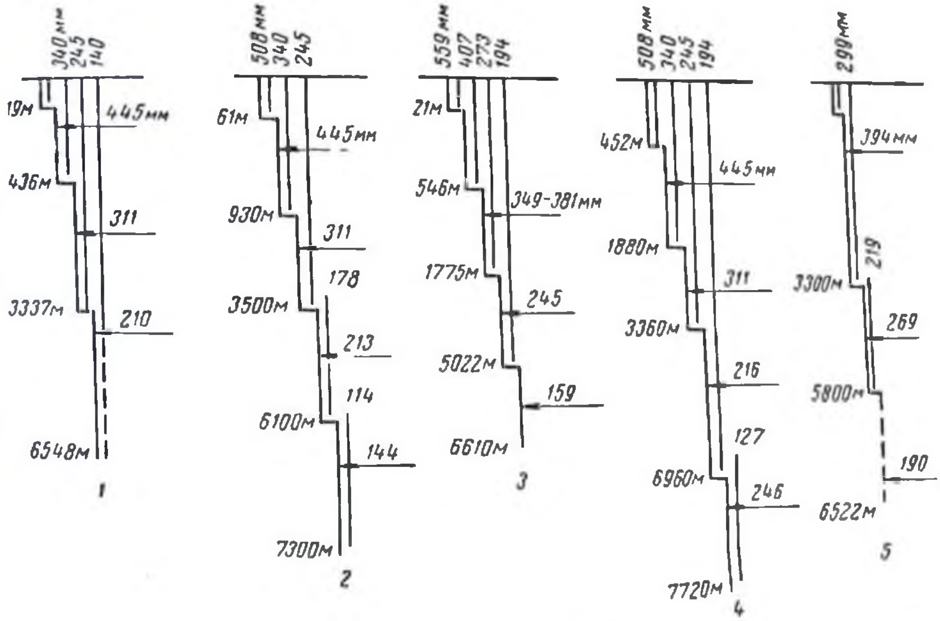

Рис. 49. Конструкции глубоких скважин.

1 — KCL-A72-4 (Калифорния); 2 — Ramberger (Оклахома); 3 — 1-КС (Техас); 4 — EE University (Техас); 5 — 100 Шахова Коса.

сопротивлением. Эта разница в потерях увеличивается для труб малых диаметров (114 *мм* и меньше).

Использование труб малых размеров при бурении глубоких скважин в значительной степени связано с величиной гидравли-

10 Заказ 1814

ческих потерь и, следовательно, с мощностью насосной установки, которая иногда может лимитировать бурение скважин. Поэтому при использовании труб малых размеров для бурения глубоких скважин необходимо определять гидравлические потери.

Чтобы уменьшить потери, следует применять бурильные трубы, обеспечивающие минимальные потери (трубы с равнопроходным сечением, замки ЗУ).

Для уменьшения потерь в утяжеленных трубах целесообразно увеличить внутренний диаметр колонн труб при одновременном увеличении наружного диаметра, чтобы сохранить вес труб. Увеличение наружного диаметра должно быть согласовано с диаметрами долот, чтобы сохранить минимально необходимый зазор между стенкой скважины и трубой.

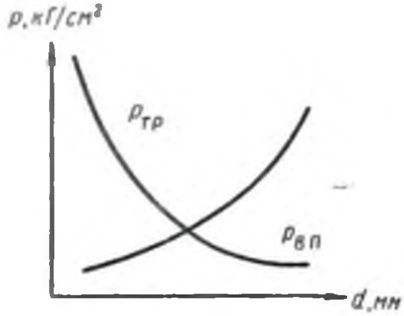

Рис. 50. Характер изменения потерь давления в трубах и затрубном пространстве.

При определении рационального размера труб с точки зрения гидравлических потерь следует исходить из условия, что суммарные гидравлические сопротивления в трубах и затрубном пространстве должны быть минимальны.

Изменение гидравлических сопротивлений в трубах $p_{тр}$ и в затрубном пространстве $p_{з.\,п}$ можно изобразить в координатах p, d (p — гидравлическое сопротивление, d — внутренний диаметр трубы) гиперболическими кривыми (рис. 50).

Как видно из рис. 50, минимальное значение суммы потерь давления будет при значении d, соответствующем точке, в которой гидравлические потери в трубах равны потерям в затрубном пространстве, т. е. $p_{тр} = p_{з.\,п}$. С достаточной для практики точностью гидравлическое сопротивление в циркуляционной системе можно определять из выражения

$$p = \gamma\,[a_1 + (a_т + a_{з.\,п})\,L]\,Q^2, \qquad (V.1)$$

где γ — удельный вес; a_1 — коэффициент, характеризующий гидравлические сопротивления в обвязке и долоте; $a_т a_{з.\,п}$ — коэффициенты, соответственно характеризующие гидравлические сопротивления в трубах и затрубном пространстве; L — глубина скважины; Q — количество расходуемой жидкости.

В практических расчетах потери давления в трубах и затрубном пространстве удобно определять из выражений

$$p_{тр} = a_т \gamma Q^2 L = \frac{8\lambda_{тр}}{\pi^2 g d^5}\,\gamma Q^2 L, \qquad (V.2)$$

$$p_{з.\,п} = a_{з.\,п}\gamma Q^2 L = \frac{8}{\pi^2 g}\,\frac{\lambda_{з.\,п}}{(D-d_н)^3\,(D+d_н)}\,\gamma Q^2 L, \qquad (V.3)$$

где $\lambda_{тр}$, $\lambda_{з.\,п}$ — соответственно коэффициенты сопротивления в трубах и в затрубном пространстве; D — диаметр долота; $d_н$ — наружный диаметр трубы.

Пользуясь приведенными выражениями, можно определить рациональный размер труб, обеспечивающий минимальные гидравлические потери при заданном диаметре долота и принятой толщине стенки трубы. При выборе труб следует учитывать получение минимального технологического зазора между стенками скважины и бурильными трубами.

Исходя из наименьшей суммарной потери энергии промывочной жидкости при ее движении в трубах и кольцевом пространстве,

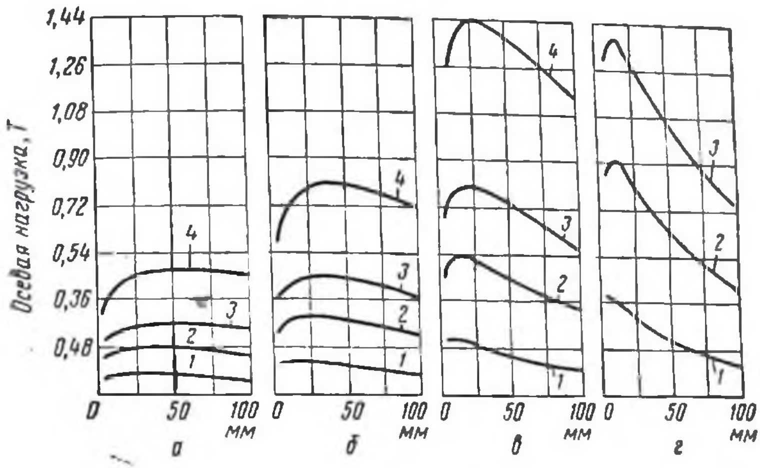

Рис. 51. Зависимость между осевой нагрузкой и величиной зазора между скважиной и трубами.

ВНИИБТ на основании расчетов, произведенных из условия $p_{тр} = p_{з.\,п}$, рекомендует для турбинного способа бурения применять следующие трубы в зависимости от размера долота

Диаметр долота (№)	6	8	9	10	11,12
Наружный диаметр труб, *мм*	95	127	140	159	168

Как указывалось, на работу бурильной колонны в большой степени влияют утяжеленные бурильные трубы, разгружающие бурильную колонну от сжимающих усилий и обеспечивающие нагрузку на долото. Длина утяжеленных труб определяется из величины нагрузки, необходимой для передачи долоту. Если длина этих труб l_0 меньше критической длины $l_{кр}$, то колонна сохраняет прямолинейную форму и при этом создаются наилучшие условия бурения для обеспечения вертикальности скважины.

Однако нагрузки, которые передаются при этом долоту, ограничены и не обеспечивают высоких скоростей проходки.

На рис. 51 показана зависимость между осевой нагрузкой на 1 *см* диаметра долота и величиной зазора между скважиной и утяжеленными бурильными трубами для поддержания угла искривления скважины в пределах 3°. Кривые построены для размеров утяжеленных труб в зависимости от склонности пород к искривлению (кривые *1—4* построены соответственно для утяжеленных бурильных труб диаметрами 95, 159, 203, 299 *мм*).

В табл. 14 приводятся характеристики, определяющие понятие степени склонности к искривлению.

Таблица 14

Склонность к искривлению скважины	Нагрузка, необходимая для поддержания угла искривления 3° при 159-*мм* трубах и 25,4-*мм* зазоре (приблизительно), *Т*	Нагрузка на 1 *см* диаметра скважины, *кГ*
Очень сильная	2,9	160
Сильная	5,4	290
Умеренная	9,1	530
Слабая	13,6	700
Очень слабая	22,6	1250

В табл. 15 приведены нагрузки на долото в зависимости от твердости пород.

Таблица 15

Порода	Нагрузка на 1 *см* долота, *кГ*		
	Долота		
	трехшарошечные нормальных размеров	для бурения малого диаметра	
		трехшарошечные	двухшарошечные
Очень мягкая	180	125	90
Мягкая	350	270	175
Средняя	530	450	350
Твердая	700	640	530
Очень твердая	900	840	800

Длина утяжеленных труб определяется из выражений

$$l_0 = \frac{(1,2-1,25)P_д}{q_0}, \tag{V.4}$$

где $P_д$ — осевая нагрузка на долото.

Чем больше длина утяжеленных труб и скорость вращения, тем больше требований предъявляется к уравновешенности утяжеленных труб, влияющей на работу колонны при ее вращении.

Уравновешенность утяжеленных труб обеспечивается соосностью резьбовых соединений, концентричностью наружной и внутренней поверхностей утяжеленных труб.

Выбор размера УБТ определяется в основном долотом и свойствами разбуриваемых пластов. Приближение диаметра УБТ к диаметру долота позволяет увеличить осевую нагрузку, обеспечивая при этом наименьшее искривление скважины. Однако увеличение диаметра УБТ приводит к увеличению площади контакта с породой и на участках высокопроницаемых пластов может произойти прихват инструмента из-за перепада давления в скважине и пласте.

Увеличение диаметра УБТ допустимо в твердых породах, однако значительное уменьшение зазора между трубами и скважиной приведет к увеличению гидродинамического давления и к эффекту поршневания.

Применение труб с очень большим диаметром связано с неудобствами при работе в буровой. Использование труб диаметром свыше 250 *мм* нецелесообразно. Применение утяжеленных труб разных размеров (бо́льший диаметр у долота) повышает его устойчивость.

Зазор в скважине должен быть функцией диаметра утяжеленных труб, поэтому размер УБТ следует определять из зависимости

$$D_{УБТ} = kD_{дол},$$

где k — коэффициент зазора.

Величина k для основных размеров круглых УБТ составляет 0,7—0,8; меньшее значение применяется для долот больших размеров и неустойчивых пород.

Ниже приводятся размеры долот и УБТ в соответствии с рекомендуемым значением $k = 0,75$. При бурении в твердых устойчивых породах величина k может быть увеличена до 0,8, а в неустойчивых до 0,7.

Диаметр долота, *мм*	161	190	214	243	269	295
Диаметр УБТ, *мм*	121	146	159	178	203	219

Приведенные соотношения долота и УБТ обеспечивают площадь кольцевого зазора в скважине, равной 0,44±0,02 площади забоя.

Для борьбы с осложнениями, связанными с прихватами и затяжками бурильного инструмента, применяются также УБТ квадратного сечения (УБТК), позволяющие в значительной степени сократить площадь контакта со стенками скважины. Диагональ квадрата определяется из зависимости $D_{УБТК} = kD_{дол}$, где коэффициент зазора k может быть увеличен до 0,85—0,95.

Ниже приводятся размеры квадратных труб, рекомендуемые для компоновки утяжеленных труб и обеспечивающие значения приведенного выше коэффициента зазора.

Диаметр долота, *мм*	161	190	214	243	269
Диагональ квадратной трубы (сторона квадрата), *мм*	146 (112×112)	167 (130×130)	181 (140×140)	203 (155×155)	230 (175×175)
	153 (120×120)	181 (140×140)	203 (155×155)	230 (175×175)	255 (195×195)

Площадь кольцевого зазора в скважине для меньшего размера квадратных труб, как видно из приведенных выше данных, составляет $0{,}44 \pm 0{,}05$ от площади забоя, что приближается к данным для круглых труб; для большего размера труб величина эта составляет $0{,}34 \pm 0{,}01$.

Для обеспечения бо́льшей осевой нагрузки на долото и ограничения контакта со стенками скважины целесообразно компоновать утяжеленные трубы из чередующихся труб круглого и квадратного сечения.

Рациональное сочетание размеров круглых и квадратных УБТ, полученное из условия приближения весовых отношений и геометрических характеристик сечения, приведено ниже

Диаметр круглых УБТ, *мм*	146	159	181	203	219
Диагональ квадратных УБТ, *мм* . .	167	181	203	230	255

В ряде случаев с целью ограничения прогиба круглых УБТ и бурильной колонны целесообразна периодическая установка квадратных центраторов, обеспечивающих концентрическое расположение труб в скважине. Для этой цели рекомендуется устанавливать центраторы квадратного сечения длиной 0,4—0,5 *м* примерно через 12 *м* длины утяжеленных труб. Диагональ центратора составляет $\approx 0{,}95D_{\text{дол}}$. Чтобы сохранить размер диагонали, ребра центратора следует армировать твердым сплавом.

Рассмотрим методику расчета бурильной колонны при турбинном и роторном способах бурения, используя зависимости, полученные в предыдущих главах. При бурении электробуром колонны можно рассчитывать с учетом методики для турбинного бурения.

РАСЧЕТ КОЛОННЫ ПРИ ТУРБИННОМ СПОСОБЕ БУРЕНИЯ

Для упрощения расчета касательными напряжениями можно пренебречь. Такое допущение возможно, так как наибольший крутящий момент, возникающий в результате работы турбобура, приводит к напряжениям в трубах порядка 3 $кГ/мм^2$. Касательные напряжения в трубах, возникающие у устья скважины при периодическом проворачивании колонны, также невелики, так как колонны, как правило, проворачивают при малом числе оборотов.

Бурильные колонны могут быть составлены из труб одного размера, толщины стенки, марки стали и из труб, имеющих разную характеристику.

Одноразмерная колонна. Допустимая глубина спуска вертикальной колонны, составленной из труб одного размера, толщины стенки и материала, определяется из формулы (III.3).

Тогда

$$l = \frac{Q_p - (l_0 q_0 + G)\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) - F_п (p_п + p_0)}{q\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)} + l_0, \qquad (V.5)$$

где $Q_р$ — допускаемая нагрузка на растяжение, которая для тела трубы равна

$$Q_р = F\,[\sigma]. \tag{V.6}$$

Для труб с резьбовым соединением, прочность которых ниже прочности тела трубы, $Q_р$ можно определить из выражений (IV.47) или (IV.48) без учета касательных напряжений, т. е.

$$Q_р = \frac{2\pi d_{ср} b l\,[\sigma]}{2l + d_{ср}\eta\,\mathrm{ctg}\,(\beta+\varphi)} \tag{V.7}$$

или

$$Q_р = \left[[\sigma] - \frac{2qd_{ср}^2\eta}{d_{ср}^2 - d_в^2}\right]\pi d_{ср} b. \tag{V.8}$$

Одноразмерная колонна, составленная из труб равных толщин стенок или различных марок стали. Такая колонна будет состоять из нескольких секций.

Для нижней (первой) секции допускаемая глубина определится из выражения (V.5).

В общем виде растягивающая нагрузка $Q_р$ для n-й секции будет равна

$$\{[(l_I - l_0)\,q_I + l_0 q_0 + G] + l_{II} q_{II} + l_{III} q_{III} + \ldots + l_n q_n\} \times$$

$$\times\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + F_n\,(p_n + p_0) = Q_р^n. \tag{V.9}$$

Рассмотрим двухсекционную колонну. Выражение (V.9) примет следующий вид

$$[(l_I - l_0)q_I + l_0 q_0 + G]\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + l_{II} q_{II}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) +$$

$$+ F_n\,(p_n + p_0) = Q_р^{II}, \tag{V.10}$$

где q_I, q_{II} — вес 1 *м* бурильных труб I и II секций с учетом веса замков и высадки концов труб.

На основании формулы (V.5) длина нижней секции равна:

$$l_I = \frac{Q_р^I - (l_0 q_0 + G)\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) - F_n\,(p_n + p_0)}{q_I\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)} + l_0. \tag{V.11}$$

Так как выражение (V.10) можно представить как $Q_р^I + l_{II} q_{II} \times \left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) = Q_р^{II}$, то длина верхней секции выразится

$$l_{II} = \frac{Q_р^{II} - Q_р^I}{q_{II}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)}. \tag{V.12}$$

Общая длина составит $l = l_I + l_{II}$.

В случае трехсекционной колонны

$$[(l_I - l_0) q_I + q_0 l_0 + G]\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + l_{II} q_{II}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) +$$

$$+ l_{III} q_{III}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + F_n (p_n + p_0) = Q_р^{III}. \qquad (V.13)$$

Длины первых двух секций определятся из формул (V.11) и (V.12). Так как выражение (V.13) может быть представлено в виде

$$Q_р^{II} + l_{III} q_{III}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) = Q_р^{III},$$

то длина третьей секции будет

$$l_{III} = \frac{Q_р^{III} - Q_р^{II}}{q_{III}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)}. \qquad (V.14)$$

Общая длина трехсекционной колонны будет равна

$$l = l_I + l_{II} + l_{III}.$$

Величины допускаемых нагрузок $Q_р^I$, $Q_р^{II}$ каждой секции определяются из равенств (V.6)—(V.8) в зависимости от того, какое звено слабое — тело трубы или резьбовое соединение. Допускаемая нагрузка при спуске колонны в клиновом захвате определяется из формулы (III.12) (см. табл. 2).

Многоразмерная колонна. Для ступенчатой колонны, состоящей из труб разных размеров, толщин стенок и марок стали, применимы приведенные выше зависимости с учетом влияния давления промывочной жидкости в связи с изменением площади проходного сечения труб при переходе от одной ступени колонны к другой.

Для двухступенчатой колонны, состоящей в верхней части из труб большого размера, а в нижней части из труб меньшего размера, растягивающая нагрузка для верхней секции будет равна

$$[(l_I - l_0) q_I + l_0 q_0 + G]\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + l_{II} q_{II}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) +$$

$$+ F_n (p_n + p_0) + (p_0 + p_n) F'_к = Q_р^{II},$$

где $F'_к$ — разность площадей проходных сечений труб верхней и нижней секций.

Длину нижней секции l_I находят из уравнения (V.5).

Так как

$$Q_р^I + l_{II} q_{II}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) + (p_n + p_0) F'_к = Q_р^{II},$$

то длину верхней секции определим из зависимости

$$l_{II} = \frac{Q_p^{II} - Q_p^{I} - (p_n + p_0) F'_\kappa}{q_{II}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)}. \qquad (V.15)$$

Длина колонны будет равна: $l = l_I + l_{II}$.

Для трехступенчатой колонны длину дополнительной ступени можно вычислить по формуле

$$l_{III} = \frac{Q_p^{III} - Q_p^{II} - (p_n + p_0) F''_\kappa}{q_{III}\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)},$$

где F''_κ — разность площадей проходных сечений труб третьей и второй ступеней.

При определении допускаемых нагрузок Q_p в выражениях (V.6)—(V.8) величина допускаемого напряжения будет равна: $[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n}$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала труб; n — коэффициент запаса.

Когда бурильная колонна составлена из труб с различными удельными весами, например, стальных и легкосплавных (алюминиевых и др.), формула (V.5) изменится. Обычно в колоннах из легкосплавных труб стальные трубы устанавливают в нижней части для улучшения условий работы бурильной колонны. Так как длина стальных труб мала, то формулу (V.5) для рассматриваемого случая удобно представить в следующем виде

$$l = \frac{Q_p - (l_1 q_1 + l_0 q_0 + G)\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right) - F_л (p_n + p_0)}{q_л\left(1 - \frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)} + l_1 + l_0, \qquad (V.16)$$

где l_1 — длина стальных труб; $q_л$ — вес 1 *м* бурильных легкосплавных труб с учетом веса замков и высадки концов труб; Q_p — допускаемая нагрузка на растяжение для легкосплавных бурильных труб; l — общая длина колонны труб.

Согласно решению Всесоюзного совещания по вопросам улучшения конструкции, производства и эксплуатации бурильных и обсадных труб (Баку, 1963 г.), коэффициент запаса прочности принимается равным 1,3 для нормальных и 1,4 для осложненных условий бурения (без учета потерь веса колонны в жидкости).

Для вертикальных скважин в неосложненных условиях с применением нормальных глинистых растворов (без добавления утяжелителей) расчет можно производить с учетом потерь веса при $n = 1,5$.

РАСЧЕТ КОЛОННЫ ПРИ РОТОРНОМ СПОСОБЕ БУРЕНИЯ

Рассмотрение усилий, действующих на бурильную колонну, показало, что с приближением к устью скважины увеличиваются статические нагрузки, а в направлении к забою возрастают переменные нагрузки. Учитывая это, а также и то, что сломы труб в основном имеют усталостный характер и связаны с действием переменных нагрузок, трубы в роторном бурении следует рассчитывать из условия воздействия статических и переменных нагрузок. Поэтому трубы, работающие в условиях роторного бурения, следует рассчитывать на статическую прочность и выносливость.

Кроме переменных нагрузок, возникающих в результате знакопеременного изгиба и кручения, на вращающуюся колонну действуют различные динамические усилия, связанные с ударами бурильной колонны о стенки обсадной; дополнительные переменные нагрузки, обусловленные искривлением колонны вследствие несоосности резьбовых соединений, и другие факторы, не поддающиеся точному определению.

Расчет на статическую прочность

Наибольшие статические нагрузки действуют у устья скважины. Участок колонны, расположенный у устья, рассчитывают с учетом одновременного действия наибольших нормальных и касательных напряжений.

Условие прочности для труб, расположенных в верхней части колонны, определяем из выражения

$$\sqrt{\sigma^2+4\tau^2} \leqslant [\sigma], \qquad \text{(V.17)}$$

где σ — растягивающее напряжение, вычисляемое из формулы (III.2); τ — касательное напряжение, определяемое по формуле (III.15); $[\sigma]$ — допускаемое напряжение растяжения.

Влиянием веса долота и перепадом давления p_0 в формуле (III.3) можно пренебречь. При использовании гидромониторных долот p_0 достигает значительных величин (> 40 *кГ/см*^{2}) и в расчете его следует учитывать.

Для многоразмерных колонн, состоящих из нескольких секций труб разного размера (в верхней части трубы большего размера, а в нижней части — меньшего), результирующее напряжение должно определяться для каждой секции по формуле (III.17).

Подставив в формулу значения σ и τ, приняв во внимание, что $n = \frac{\sigma_т}{[\sigma]}$, получим запас прочности для одноразмерной бурильной колонны

$$n=\frac{\sigma_т}{\sqrt{\left\{\frac{[(l_1-l_0)q+l_0q_0]\left(1-\frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)+F_n p_0}{F}\right\}^2+4\left(\frac{M_{кр}}{W_{кр}}\right)^2}}. \quad (V.18)$$

В двухразмерной колонне для первой (нижней) секции $l_I = l$ запас прочности определится из равенства (V.18). В качестве $M_{кр}$ следует принимать момент, необходимый для вращения первой секции труб.

Для второй (верхней) секции

$$n=\frac{\sigma_т}{\sqrt{\left\{\frac{[(l_I-l_0)q_I+l_0q_0+l_{II}q_{II}]\left(1-\frac{\gamma_ж}{\gamma}\right)+F''_n p_0}{F}\right\}^2+4\left(\frac{M_{кр}}{W_{кр}}\right)^2}} \quad (V.19)$$

Длина бурильной колонны $l = l_I + l_{II}$.

Для приближенной оценки коэффициента запаса можно принять $\sqrt{\sigma^2+4\tau^2} \approx 1{,}03\sigma$, тогда для одноразмерной колонны

$$n=\frac{\sigma_т}{1{,}03}. \quad (V.20)$$

Общий запас прочности колонны при действии нормальных и касательных напряжений может быть определен также из зависимости

$$n=\frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2+n_\tau^2}}, \quad (V.21)$$

где n_σ — запас прочности при действии нормальных напряжений $\sigma \left(n_\sigma = \frac{\sigma_т}{\sigma}\right)$; n_τ — запас прочности при действии касательных напряжений $\tau \left(n_\tau = \frac{\tau_т}{\tau}\right)$; $\sigma_т$, $\tau_т$ — пределы текучести при растяжении и кручении.

При $\tau_т = \sigma_т/2$ запас прочности, определенный по формуле (V.21), будет равен запасу прочности, вычисленному по формуле (V.18), полученной согласно теории наибольших касательных напряжений.

Рассмотренный выше статический расчет труб в роторном бурении произведен в предположении, что статическая прочность резьбового соединения не ниже прочности тела трубы. Если прочность резьбового соединения труб при воздействии статических сил ниже прочности тела труб, то расчет должен производиться по формуле (IV.47) или (IV.48). Для обеспечения равнопрочности бурильной колонны необходимо, чтобы напряжение, определенное из выражения (IV.47) или (IV.48), было бы равно приведенному напряжению, вычисленному для тела трубы по формуле (V.17).

Коэффициент запаса прочности, согласно решению указанного выше совещания (см. стр. 153), принимается равным 1,4 для нормальных условий и 1,5 для осложненных (без учета потерь веса колонны в жидкости). При спуске в клиновом захвате трубы следует рассчитывать по формуле (III.12).

Расчет на выносливость

Так как переменные нагрузки имеются во всех сечениях колонны, в основном уменьшаясь в направлении от забоя к устью скважины, при расчете необходимо исходить из условия, что в каждом рассматриваемом сечении колонны действуют статические и переменные напряжения, т. е. наблюдается асимметричный цикл изменения напряжения.

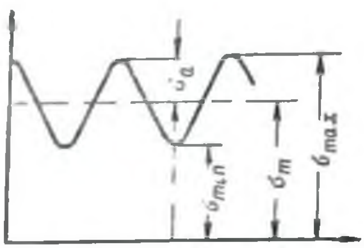

Рис. 52. Характер изменения напряжения при переменных нагрузках.

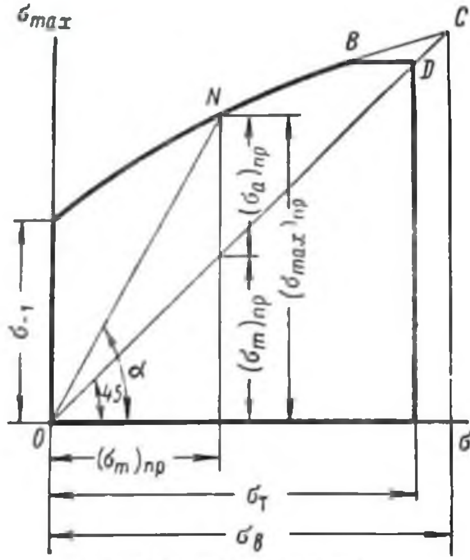

Рис. 53. Диаграмма Смита.

Переменные напряжения (нормальные и касательные) характеризуются следующими величинами (рис. 52): σ_{max}, τ_{max} — максимальные по алгебраической величине напряжения в цикле; σ_{min}, τ_{min} — минимальные по алгебраической величине напряжения в цикле; σ_m, τ_m — постоянное среднее напряжение цикла, равное

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2},$$

σ_a; τ_a — амплитуда цикла;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}; \quad \tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}.$$

Тогда

$$\sigma_{max\,(min)} = \sigma_m \pm \sigma_a;$$

$$\tau_{max\,(min)} = \tau_m \pm \tau_a.$$

Отношение наименьшего напряжения в цикле к наибольшему называется коэффициентом асимметрии r. Для нормальных напряжений $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$.

При отсутствии переменных напряжений $\sigma_a = 0$, $\sigma_{max} = \sigma_{min}$ и $r = 1$.

Для симметричного цикла, когда σ_{max} и σ_{min} равны, но по знаку противоположны, $\sigma_a = \sigma_{max} = \sigma_{min}$, $\sigma_m = 0$, $r = -1$.

Для асимметричного цикла напряжение можно рассматривать как сочетание постоянного σ_m и переменного σ_a напряжений. Если $\sigma_{min} = 0$, то $r = 0$, и напряжение меняется от нуля до некоторого максимума. Цикл изменения напряжения в этом случае называется пульсирующим: $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_0}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2}$.

Прочность металла при различной степени асимметрии циклов изменения напряжений характеризуется экспериментальными диаграммами. Обычно диаграммы строятся для получения зависимости между σ_{max} и σ_m (диаграмма Смита), либо между σ_a и σ_m (диаграмма Хея).

Для диаграммы Смита (рис. 53) по оси абсцисс откладываются средние напряжения σ_m, а по оси ординат наибольшее предельное напряжение σ_{max}, при котором напряжение, возникающее в металле, равно пределу выносливости. Крайняя точка по оси абсцисс соответствует пределу прочности материала. Так как для пластичных материалов при статических нагрузках предел текучести $\sigma_т$ считается предельным напряжением, то прямая BD исключает из диаграммы область, в которой напряжения превосходят предел текучести $\sigma_т$. Следовательно, линия ABD представляет собой линию предельных напряжений. При $\sigma_m = 0$ имеется симметричный цикл изменения напряжений с пределом выносливости σ_{-1}.

Предельное напряжение σ_{max}, соответствующее пределу выносливости для данного коэффициента r, определится точкой пересечения прямой, проведенной из начала координат под углом α к оси абсцисс, с линией предельных напряжений ABD. Угол α вычисляют из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2}{1 + r}.$$

Для симметричного цикла $r = -1$ и $\alpha = \pi/2$, т. е. предел выносливости определится пересечением оси ординат с линией предельных напряжений, чему соответствует точка A на рис. 53.

Если $r = 1$, то $\alpha = 45°$ и прямая OD пересечется с линией предельных напряжений в точке с абсциссой и ординатой, равными $\sigma_т$.

Если известны максимальные предельные напряжения $(\sigma_{max})_{пр}$ и $(\sigma_a)_{пр}$ и величины рабочих напряжений σ_{max} и σ_a, то определяют запас прочности при переменных нагрузках:

$$n_{max}=\frac{(\sigma_{max})_{пр}}{\sigma_{max}}, \quad n_a=\frac{(\sigma_a)_{пр}}{\sigma_a}.$$

Другой диаграммой, характеризующей прочность металлов при различной степени асимметрии, является диаграмма Хея, на которой изображается зависимость между σ_a и σ_m (рис. 54).

Разрушение будет чисто усталостным в том случае, если прямая ON пересечет линию напряжений левее точки B (см. рис. 53) и левее точки B_1 (см. рис. 54). Когда прямая ON пересекает участок BD (см. рис. 53) или участок B_1D_1 (см. рис. 54), разрушение будет статическим. Аналогичные диаграммы могут быть построены для касательных напряжений ($\tau_{max} - \tau_m$; $\tau_m - \tau_a$). Если для

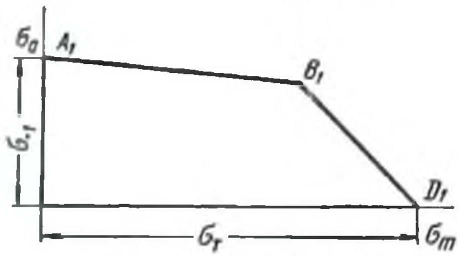

Рис. 54. Диаграмма Хея.

построения этих диаграмм отсутствует достаточное количество экспериментальных данных, то для практических целей можно использовать приближенные формулы.

Широкое применение в практике расчета получила линейная зависимость между постоянными и переменными напряжениями цикла [30]

$$\sigma_a=\sigma_{-1}-\psi_\sigma\sigma_m; \quad \tau_a=\tau_{-1}-\psi_\tau\tau_m, \qquad \text{(V.22)}$$

где

$$\psi_\sigma=\frac{2\sigma_{-1}-\sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_\tau=\frac{2\tau_{-1}-\tau_0}{\tau_0}.$$

Выпрямленная диаграмма проходит через точки симметричного цикла $(0, \sigma_{-1})$ и пульсирующего цикла $(\sigma_{0/2}, \sigma_{0/2})$.

Значения максимальных напряжений и амплитуды цикла для выпрямленной диаграммы будут

$$\sigma_{max}=\sigma_{-1}+(1-\psi_\sigma)\sigma_m; \quad \sigma_a=\sigma_{-1}-\psi_\sigma\sigma_m;$$

$$\tau_{max}=\tau_{-1}+(1-\psi_\tau)\tau_m; \quad \tau_a=\tau_{-1}-\psi_\tau\tau_m.$$

Выпрямленная диаграмма изображена на рис. 55.

Приведенные к симметричному циклу амплитуды напряжений асимметричного цикла определятся:

$$(\sigma_a)_n=\sigma_a+\psi_\sigma\sigma_m; \quad (\tau_a)_n=\tau_a+\psi_\tau\tau_m.$$

При рассмотрении диаграмм $\sigma_{max} - \sigma_m$ и $\sigma_m - \sigma_a$ влияние таких факторов, как концентрация напряжений, размер детали, состояние поверхности, не учитывалось. Поэтому диаграммы, изображенные на рис. 53 и 54, могут быть получены на основании экспериментальных данных по определению пределов выносливости лабораторных образцов при разных величинах коэффициента асимметрии цикла изменения напряжения.

Как известно, влияние местных напряжений не сказывается на снижении прочности при статических нагрузках в случае, когда в зоне концентрации материал находится в пластическом состоянии.

При переменных нагрузках местные напряжения оказывают существенное влияние на прочность деталей. Поэтому для деталей,

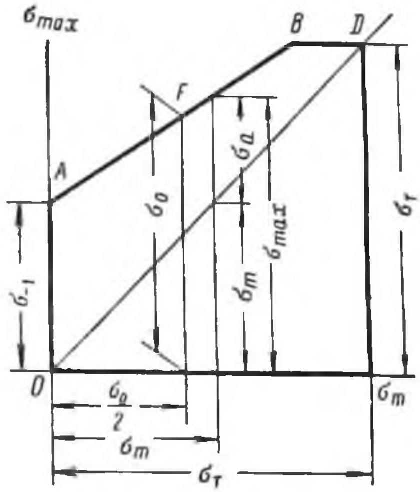

Рис. 55. Спрямленная диаграмма.

изготовленных из пластических материалов, эффект концентрации принято относить только к переменной составляющей.

В бурильных трубах факторами, вызывающими концентрацию напряжений, являются форма витка резьбы, резкий переход сечения от трубы к резьбовому соединению, состояние поверхности трубы и др.

В практическом отношении наибольший интерес представила бы диаграмма, построенная на основе определения пределов выносливости натурных образцов труб, непосредственно учитывающая влияние концентрации напряжения, размера детали и других факторов на работоспособность труб. Так как построение упомянутой диаграммы длительно, то для практических целей можно использовать рассмотренную выше выпрямленную диаграмму, полученную с учетом влияния концентрации напряжения, размера труб и других факторов.

Влияние указанных факторов учитывается эффективным коэффициентом концентрации для детали $(k_\sigma)_д$, $(k_\tau)_д$, которые равны отношению предела усталости лабораторного образца без концентрации к пределу усталости, полученному на натурном образце.

Значения $(k_\sigma)_д$, $(k_\tau)_д$ определяем из выражений

$$(k_\sigma)_д = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_д}; \quad (k_\tau)_д = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{-1})_д},$$

где σ_{-1}, τ_{-1} — пределы усталости материала трубы при симметричном цикле изгиба и кручения, полученные на лабораторных образцах; $(\sigma_{-1})_д$, $(\tau_{-1})_д$ — пределы усталости трубы при симметричном цикле изгиба и кручения, полученные в результате натурных испытаний.

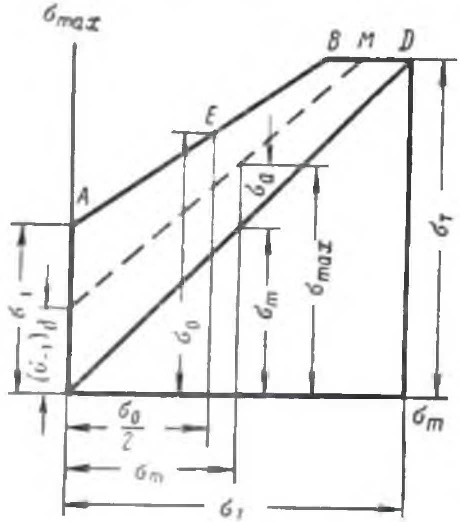

Рис. 56. Диаграмма зависимости между постоянными и переменными напряжениями.

На рис. 56 пунктирная линия получена с учетом влияния эффективного коэффициента концентрации детали.

Отношение амплитуды диаграммы, учитывающей концентрацию напряжений, к амплитуде исходной диаграммы без учета концентрации равно $1/(k_\sigma)_д$. Значения максимальных напряжений и амплитуд диаграммы, учитывающей концентрацию напряжения, выражаются следующей формулой

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{max} &= (\sigma_{-1})_д + [1-(\psi_\sigma)_д]\,\sigma_m \\ \sigma_a &= (\sigma_{-1})_д - (\psi_\sigma)_д\sigma_m \end{aligned}\right\}; \qquad (V.23)$$

$$\left.\begin{aligned} \tau_{max} &= (\tau_{-1})_д + [1-(\psi_\tau)_д]\,\tau_m \\ \tau_a &= (\tau_{-1})_д - (\psi_\tau)_д\tau_m \end{aligned}\right\}. \qquad (V.24)$$

Для участка диаграммы, отвечающей пределу текучести, должно быть условие

$$\sigma_m + \sigma_a < \sigma_т; \quad \tau_m + \tau_a < \tau_т. \qquad (V.25)$$

Для построения выпрямленной диаграммы необходимо знать значения $(\sigma_{-1})_д$ и $(\psi_\tau)_д$.

В табл. 16 на основании испытаний труб, проведенных в Азинмаше и АзНИИбурнефти, приводятся значения предела выносливости $(\sigma_{-1})_д$ при изгибе различных типоразмеров бурильных труб (для резьбового соединения и тела труб) для симметричного цикла изменения напряжения, эффективный коэффициент концентрации трубы и предел текучести материала труб.

Испытания проводились при базовом числе циклов 10^7. Аналогичные испытания 114-*мм* бурильных труб из стали марки Д, проведенные фирмой «Юз тул компани», показали предел вы-

Таблица 16

Типоразмер соединения или трубы	Диаметр бурильной трубы, *мм*	Группа прочности или марка стали	Предел текучести $\sigma_т$ не менее *кГ/мм²*	Предел выносливости (в атмосфере) σ_{-1}, *кГ/мм²*	$(k_\sigma)_д$
Стандартное резьбовое соединение бурильных труб (ГОСТ 631-63)	114	36Г2С	50	5	7,8
То же	140	Д	38	9	3,5
»	140	36Г2С	50	6	6,5
»	140	38ХНМ	55	8,5	4,4
»	140	Л	65	3	—
»	140	35ХГ2СВ	65	3,5	—
Стыкосварное соединение бурильных труб ТБПВ (с приваренными встык по высаженной части соединительными концами)	114	К	50	9	—
То же	146	Д	38	10	—
Стыкосварные ТБП (с приваркой по телу трубы), геологоразведочные . .	60	Д	38	10	—
Гладкая труба	60	Д	38	12	2,6
» »	140	36Г2С	50	11,5	3,4
» »	146	Д	38	12	2,6
Трубы с блокирующим пояском (ТББ)	114	36Г2С	50	7,5	5,2
То же	89	36Г2С	50	7,5	5,2
Трубы из алюминиевого сплава	146	Д16	33	3	5,4

носливости для стандартного соединения 10,5 *кГ/мм²*, для соединения с блокирующим пояском 12,7 и 14,1 *кГ/см²* (соответственно для соединения, навинченного без нагрева и в горячем виде), для соединения, сваренного контактной сваркой 16,2 *кГ/мм²*.

Для определения $(\psi_\sigma)_д = \frac{\psi_\sigma}{(k_\sigma)_д} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{(k_\sigma)_д \sigma_0}$ необходимо знать амплитуду пульсирующего цикла, однако опытных значений σ_0 для материала труб нет. Приближенную величину $(\psi_\sigma)_д$ для расчетов можно получить при помощи значений ψ_σ, приведенных в табл. 17 и коэффициентов концентрации $(k_\sigma)_д$.

При отсутствии опытных данных приближенные величины $(k_\sigma)_д$, $(k_\tau)_д$ определяем из выражений

$$(k_\sigma)_д = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \Delta_\sigma}, \quad (k_\sigma)_д = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \Delta_\tau}, \tag{V.26}$$

где k_σ, k_τ — эффективные коэффициенты концентрации, представляющие собой отношение предела усталости без концентрации

Таблица 17

Вид деформации	φ при $\sigma_в$, кГ/мм²			
	50—70	70—100	100—120	120—140
Изгиб и растяжение φ_σ	0,08	0,15	0,3	0,35
Кручение φ_τ	0,04	0,08	0,15	0,2

к пределу усталости при наличии концентрации (обычно для одних и тех же размеров образцов); ε_σ, ε_τ — коэффициенты, учитывающие абсолютные размеры; Δ_σ, Δ_τ — коэффициенты, учитывающие состояние поверхности.

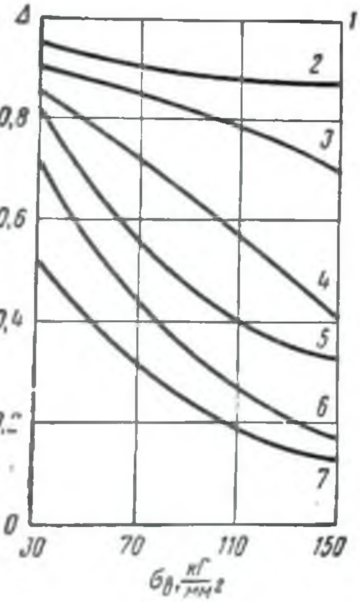

Рис. 57. Зависимость между Δ и $\sigma_в$. Поверхности: 1 — полированная; 2 — шлифованная; 3 — очищенная резцом; 4 — с нанесенной насечкой; 5 — прокатная плена (низшее значение); 6, 7 — соответственно корродированные в водопроводной и морской воде.

Величины эффективных коэффициентов концентрации, обусловленные наличием резьбы, вычисляем по формулам

$$k_\sigma = 1 + q\,(\alpha_\sigma - 1); \qquad (V.27)$$

$$k_\tau = 1 + q\,(\alpha_\tau - 1),$$

где α_σ, α_τ — теоретические коэффициенты концентрации, определенные для совершенно упругого материала; q — коэффициент чувствительности к концентрации напряжений, равный 0,4—0,9 и выбираемый в зависимости от прочности стали, размеров изделия и вида напряжения.

Чувствительность материала к концентрации напряжений увеличивается с ростом временного сопротивления.

Коэффициенты α_σ, α_τ, определенные по номограммам Г. Нейбера [19], в зависимости от размера бурильных труб (89—168 *мм*), изменяются в следующих пределах: $\alpha_\sigma = 4{,}3—4{,}6$; $\alpha_\tau = 2{,}3—2{,}5$.

Ниже приведены средние значения k_σ и k_τ в зависимости от отношения $\sigma_т/\sigma_в$ для материала труб.

$\sigma_т/\sigma_в$	0,55—0,6	0,7—0,75	0,8—0,85
k_σ	2,7	3,4	3,9
k_τ	1,7	2	2,2

Данные по коэффициентам влияния абсолютных размеров ε_σ и ε_τ приведены в табл. 18.

Таблица 18

Диаметр трубы, мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	ε_σ	ε_τ	ε_σ	ε_τ
50—60	0,81	0,76	0,70	0,76
60—70	0,78	0,74	0,68	0,74
70—80	0,75	0,73	0,68	0,73
80—100	0,73	0,72	0,64	0,72
100—120	0,70	0,70	0,62	0,70
120—150	0,68	0,68	0,60	0,68
150—200	0,60	0,60	0,54	0,60

Значения Δ даны на рис. 57, где кривые *1—7* показывают изменение Δ в зависимости от состояния поверхности образцов.

Для труб и замков с блокирующими поясками сопряжение деталей происходит по пояску, что создает концентрацию напряжения. При расчете бурильных труб указанной конструкции можно пользоваться ориентировочными величинами $(k_\sigma)_д$ и $(k_\tau)_д$, в зависимости от диаметра пояска и предела прочности $\sigma_в$), приведенными в табл. 19.

Таблица 19

Диаметр пояска, мм	$(k_\sigma)_д$ при $\sigma_в$, $кГ/мм^2$					$(k_\tau)_д$ при $\sigma_в$, $кГ/мм^2$				
	60	70	80	90	100	60	70	80	90	100
100	3,6	3,94	4,25	4,6	4,9	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34

В табл. 20 приводятся величины пределов прочности $\sigma_в$, текучести $\sigma_т$ и выносливости σ_{-1} материалов бурильных труб, полученных при испытании полированных лабораторных образцов (число циклов 10^7).

Таблица 20

Показатели	Марка стали				
	Д	36Г2С	38ХНМ	40ХН	Д16
$\sigma_в$	65	70	75	78	—
$\sigma_т$	38	50	55	58	33
σ_{-1} в атмосфере	31,5	39,8	39,5	43	16,3
σ_{-1} в морской воде	16	14	16	—	—

Как видно из табл. 20, коррозионная среда приводит к резкому уменьшению предела выносливости. Отмечается также, что независимо от величины статической прочности предел коррозионной выносливости имеет тенденцию уменьшаться с увеличением числа циклов.

Увеличение статической прочности приводит к увеличению предела выносливости, однако интенсивность роста усталостной прочности ниже роста статической прочности.

Предел выносливости точеных (неполированных) образцов в глинистом растворе для стали Д и сплава Д-16 соответственно равны 12,25 и 5,75 *кГ/мм²* [39]. Отмечается, что предел выносливости в глинистом растворе для трубных сталей с различными механическими свойствами примерно одинаков. На предел выносливости алюминиевых сплавов влияет концентрация водородных ионов в растворе рН.

Приблизительные значения σ_{-1}, τ_{-1}, σ_0, τ_0 для трубных сталей можно определять из выражений

$$\sigma_{-1}=0{,}35\sigma_в+12{,}2\ кГ/мм^2; \quad \tau_{-1}=0{,}58\sigma_{-1};$$

$$\sigma_0=(1{,}5-1{,}8)\,\sigma_{-1}; \quad \tau_0=(1{,}7-2)\,\tau_{-1}.$$

Рассмотрим методику расчета колонны на выносливость. Переменные напряжения в бурильных трубах в основном возникают при вращении колонны в изогнутом состоянии.

Работа бурильной колонны при вращении протекает в условиях, отличных от обычно встречающихся при работе приводных валов в машиностроении.

Определим напряжения, возникающие при вращении колонны.

1. Если колонна вращается вокруг собственной оси, то напряжение будет знакопеременным. Если колонна вращается вокруг оси, совпадающей с осью скважины, изгибающие напряжения, возникающие из-за потери устойчивости колонны при вращении, будут постоянными; однако при эксцентричном расположении оси колонны по отношению к оси скважины величина прогиба f искривленной колонны за время одного оборота может изменяться в пределах $f_{max}-f_{min}$ и изгибающие напряжения будут иметь постоянную и переменную составляющие.

Постоянное напряжение цикла будет пропорционально величине $f=\frac{f_{max}+f_{min}}{2}$, а переменное напряжение — величине эксцентриситета, т. е. $e=\frac{f_{max}-f_{min}}{2}$.

Тогда напряжения в бурильной трубе, искривленной в результате потери устойчивости при вращении, будут равны (см. формулу III.26).

$$\sigma_m=\frac{\pi^2 dEf}{2L^2}; \tag{V.28}$$

$$\sigma_a=\frac{\pi^2 deE}{2L^2}, \tag{V.29}$$

σ_m — постоянное напряжение; σ_a — знакопеременное напряжение; L — длина полуволны искривленной колонны по формуле (II.57); $f = \frac{D_{скв} - d}{2}$ ($D_{скв}$ — диаметр скважины; d — диаметр трубы); e — смещение (эксцентриситет) оси колонны по отношению к оси скважины. Величина e может изменяться в пределах $0 \div f$.

Изгибающие напряжения в резьбовом соединении стандартных бурильных труб с навинченными замками соответственно будут равны

$$\sigma_m = \frac{\pi^2 EIf_1}{L^2 W_1}; \tag{V.30}$$

$$\sigma_a = \frac{\pi^2 EIe}{L^2 W_1}, \tag{V.31}$$

где I — экваториальный момент инерции трубы; W_1 — осевой момент сопротивления высаженного конца трубы в основной плоскости резьбы; $f = \frac{D_{скв} - D_з}{2}$ ($D_з$ — диаметр бурильного замка).

Для бурильных труб с навинченными замками переменные напряжения σ_a определяются для сечения, проходящего через первый полный виток резьбы трубы, находящейся в сопряжении с резьбой бурильного замка. Для бурильных труб с блокирующим пояском или с приваренным соединительным концом используются также формулы (V.30) и (V.31) с заменой W_1 на осевой момент сопротивления опасного сечения трубы (по пояску, телу трубы или сварному шву).

В практических расчетах при определении σ_a по формулам (V.29), (V.31) величину эксцентриситета следует принимать равной среднему значению, т. е. $e = \frac{f}{2} \left(\text{или } \frac{f_1}{2}\right)$;

тогда для тела трубы

$$\sigma_a = \frac{\pi^2 dEf}{4L^2}; \tag{V.32}$$

для соединения замка с трубой

$$\sigma_a = \frac{\pi^2 EIf_1}{2L^2 W_1}. \tag{V.33}$$

II. При вращении колонны вокруг собственной оси, искривленной из-за потери устойчивости от осевых сжимающих нагрузок

$$\sigma_a = \frac{M}{W}, \tag{V.34}$$

где M — изгибающий момент, который определится по формуле (III.28);

$$\sigma_a = \frac{tf}{W} \sqrt[3]{EIq^2}. \tag{V.35}$$

III. На искривленных участках ствола скважины изгибающие напряжения определятся из формулы (III.29)

$$\sigma_a = \frac{dE}{2\rho}, \tag{V.36}$$

где ρ — радиус искривления по формуле (III.30).

Так как на изогнутых участках при перегибах ствола колонна будет вращаться вокруг своей оси, то σ_a является знакопеременной величиной.

Кроме рассмотренных напряжений, колонна подвергается постоянным растягивающим или сжимающим напряжениям от собственного веса σ_M.

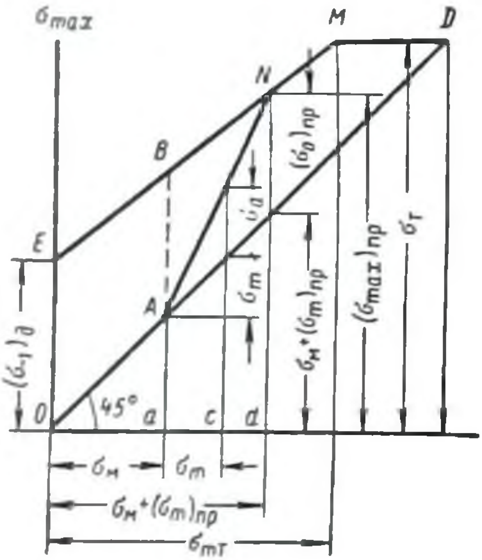

Рис. 58. Зависимость между переменными и постоянными напряжениями в бурильной колонне.

Поэтому в общем случае в любом сечении колонны в процессе ее вращения будут действовать постоянные (средние) напряжения, обусловленные осевыми растягивающими (или сжимающими) силами σ_M, изгибающими усилиями σ_m, а также переменные напряжения с амплитудой σ_a.

С изменением числа оборотов колонны σ_M для рассматриваемого сечения будет постоянной величиной, в то время как σ_m будет изменяться в соответствии с длиной полуволны L (см. формулу II.57). С увеличением числа оборотов при постоянном σ_M может наступить предельное состояние, вызванное увеличением σ_a.

Для рассматриваемого режима работы колонны отсутствует пропорциональная зависимость между постоянным σ_M и переменным σ_a напряжениями, т. е. отсутствует подобие циклов рабочих и предельных напряжений.

Однако с изменением числа оборотов колонны постоянное напряжение σ_m будет изменяться в той же степени, что переменное σ_a. Увеличиваться или уменьшаться σ_m и σ_a будут пропорционально одному параметру, которым является длина полуволны L. Поэтому для напряжений σ_m и σ_a циклы рабочих и предельных напряжений подобны.

Режим работы бурильной колонны в общем случае является асимметричным и характеризуется одновременным действием первого и второго из рассмотренных видов нагружения, чем отличается от режима работы приводных валов в машиностроении.

Определим коэффициент запаса на переменную нагрузку при одновременном воздействии обоих видов нагружения.

На рис. 58 показана диаграмма зависимости между постоянными и максимальными (σ_{max}) напряжениями (диаграмма Смита) EMD, построенная по данным $(\sigma_{-1})_д$, $(\psi_\sigma)_д$ (тангенс угла наклона EM к оси абсцисс равен $1 - (\psi_\sigma)_д$, $\sigma_т$.

На оси абсцисс отложим σ_M. Если на колонну действует только постоянное напряжение σ_M, то предельное значение переменного напряжения σ_a будет AB, а ордината точки B определяет максимальное предельное напряжение. В этом случае отсутствует пропорциональная зависимость между σ_M и σ_a.

В общем случае постоянное напряжение $\sigma_м$ может быть больше на величину $\sigma_m = ac$. Так как между σ_m и σ_a циклы рабочих и предельных напряжений подобны, то линия возможного рабочего нагружения, начиная с точки A, будет прямой AN и постоянному напряжению $\sigma_M + \sigma_m$ будет соответствовать переменное σ_a.

Предельные значения напряжений, при которых нарушается прочность труб, определятся ординатой dN.

Коэффициент запаса прочности при воздействии переменных нагрузок получим из выражения

$$n = \frac{(\sigma_a)_{пр}}{\sigma_a} = \frac{(\sigma_{-1})_д - [\sigma_M + (\sigma_m)_{пр}]\,(\psi_\sigma)_д}{\sigma_a},$$

где $(\sigma_a)_{пр}$, $(\sigma_m)_{пр}$ — предельные значения для σ_a и σ_m.

Так как для участка ad циклы рабочих и предельных напряжений подобны: $\frac{(\sigma_a)_{пр}}{\sigma_a} = \frac{(\sigma_m)_{пр}}{\sigma_m} = n$, то, заменив $(\sigma_m)_{пр} = \sigma_m n$, получим величину коэффициента запаса

$$n = \frac{(\sigma_{-1})_д - (\psi_\sigma)_д \sigma_M}{\sigma_a + (\psi_\sigma)_д \sigma_m}. \tag{V.37}$$

Если $\sigma_M + \sigma_m < \sigma_{mт}$, то разрушение трубы будет носить усталостный характер, если $\sigma_M + \sigma_m > \sigma_{mт}$, то характер нарушения будет статическим. Из равенства максимального предельного значения напряжения для левого (EM) и правого (MD) участков диаграммы получим граничное условие:

$$\sigma_{mт} = \frac{\sigma_т - (\sigma_{-1})_д}{1 - (\psi_\sigma)_д}. \tag{V.38}$$

Коэффициент запаса для статического разрушения будет

$$n = \frac{\sigma_т}{\sigma_M + \sigma_m + \sigma_a}.$$

Рассмотрим частные случаи.

Для участка низа колонны, расположенного в зоне перехода от сжимающих к растягивающим напряжениям и вращающегося вокруг оси скважины, $\sigma_M = 0$, а σ_m и σ_a определятся из (V.28) и (V.32) или (V.30), (V.33)

$$n = \frac{(\sigma_{-1})_д}{\sigma_a + (\psi_\sigma)_д \sigma_m}, \tag{V.39}$$

что соответствует обычно принятому выражению для расчета валов в машиностроении.

Для низа колонны, изогнутого осевыми сжимающими силами, в результате потери устойчивости и вращающегося вокруг собственной оси $\sigma_m = 0$, σ_a определится по формуле (V.35), а σ_M принимается равным сжимающему напряжению от веса УБТ.

При малой длине УБТ величиной σ_M можно пренебречь. Тогда

$$n = \frac{(\sigma_{-1})_д}{\sigma_a}.$$

Для расчета замковых соединений σ_M будет представлять собой напряжение, возникающее в результате затяжки соединения с учетом веса колонны.

Когда колонна, растянутая осевыми силами, изогнута по оси скважины и вращается на изогнутом участке вокруг собственной оси, $\sigma_m = 0$

$$n = \frac{(\sigma_{-1})_д - (\psi_\sigma)_д \sigma_M}{\sigma_a}, \tag{V.40}$$

σ_M — определится по формулам (III.1)—(III.4), а σ_a — по формуле (III.36).

При действии касательных переменных напряжений коэффициент запаса может быть определен по формуле, аналогичной (V.37)

$$n_\tau = \frac{(\tau_{-1})_д - (\psi_\tau)_д \tau_n}{\tau_a + (\psi_\tau)_д \tau_m}. \tag{V.41}$$

Коэффициент запаса при совместном действии σ и τ будет равен

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{(n_\sigma)^2 + (n_\tau)^2}}. \tag{V.42}$$

Расчет на выносливость по приведенной методике следует проводить при $n = 2$.

Рассмотренная методика расчета относится к установившемуся режиму работы, т. е. принимается, что за время работы величины напряжений и амплитуда в каждом сечении не меняются. Переменные напряжения определяют из условия наибольшего числа оборотов колонны, предусмотренном режимом бурения, наибольшей кривизны скважины и т. д.

В то же время в процессе бурения число оборотов колонны может изменяться, что приведет к изменению амплитуды σ_a. Следовательно, длительно действующие нагрузки, вызывающие разрушение труб от усталости, не остаются постоянными и режим работы колонны будет неустановившимся.

Расчет колонны на выносливость при неустановившемся режиме при помощи коэффициента долговечности сводится к расчету на выносливость при постоянном значении амплитуды. В расчетных формулах для определения запасов прочности вместо σ_a и τ_a принимаем $\sigma_{a,\,э} = k_{э,\,\sigma}(\sigma_a)$ и $\tau_{a,\,э} = k_{э,\,\tau}(\tau_a)$, что приводит к увеличению запаса прочности, так как $k_э < 1$.

Коэффициент долговечности найдем из выражения [30]

$$k_{э,\,\sigma} = \sqrt[m]{\frac{N_\sigma}{N_0}\sum p_i^m t_i}, \qquad \text{(V.43)}$$

где N_σ — общее число циклов действия переменных напряжений за весь срок эксплуатации; N_0 — базовое число циклов, обычно принимаемое равным 10^7; p_i — относительная амплитуда напряжений для i-той ступени режима нагрузки; t_i — относительное суммарное число циклов действия напряжений p_i; m — опытный показатель степени, принимаемый при изгибе и кручении равным 9.

Величина $p_i = \frac{\sigma_{a,\,k}}{\sigma_a}$; $t_i = \frac{N_k}{N_\sigma}$, где $\sigma_{a,\,k}$ — амплитуда напряжения от i-той ступени длительно действующей нагрузки; σ_a — амплитуда напряжений от наибольшей длительно действующей нагрузки; N_k — число циклов действия напряжений $\sigma_{a,\,k}$.

Напряжения $\sigma_{a,\,k} < \frac{(\sigma_{-1})_д}{n}$ с $N_k > N_0$ при определении $k_э$ не учитываются.

Рассмотрим зависимость (V.43) на примере. Допустим, что за все время работы бурильная колонна вращалась при скоростях 120, 90, 70 *об/мин*. Время работы на этих режимах соответственно составляло 25, 35, 40%, общее число оборотов комплекта примем $2 \cdot 10^7$.

Для определения p_i необходимо знать напряжения в опасном сечении колонны при указанных выше трех режимах работы.

Если переменное напряжение σ_a определяется из условия работы низа колонны в предположении, что вращение происходит вокруг ее изогнутой оси, то значение его может быть получено из формулы (V.35). При постоянной величине стрелы прогиба f напряжение не будет зависеть от числа оборотов и поэтому $p_i = 1$.

Следовательно, в этом случае режим работы является установившимся.

Рассмотрим случай, когда переменное напряжение определяется из условия вращения колонны вокруг оси колонны, т. е. по формулам (V.32) и (V.33).

Согласно этим формулам σ_a изменяется обратно пропорционально квадрату полуволны L, величина которой в свою очередь зависит от числа оборотов и расположения сечения в колонне (см. формулу II.57). Поэтому p_i определится из напряжений σ_a, полученных для трех режимов работы колонны при $n = 120$, 90, 70 *об/мин*.

Чтобы оценить $k_{эa}$, длину полуволны определим для наиболее нагруженного участка колонны бурильных труб, т. е. примем в формуле (II.57) $z = 0$. Тогда длина полуволны будет равна $L = \frac{A}{\sqrt{\omega}}$ или L будет обратно пропорциональна квадратному корню из числа оборотов, а напряжение σ_a прямо пропорционально числу оборотов.

Следовательно, в нашем случае

$$p_1 = 1 \qquad t_1 = 0{,}25; \qquad p_2 = \frac{9}{12} \qquad t_2 = 0{,}35;$$

$$p_3 = \frac{7}{12} \qquad t_3 = 0{,}40.$$

Подставив в (V.43), получим

$$k_{ээ} = \sqrt[9]{\frac{2 \cdot 10^7}{10^7}\,(0{,}25 + 0{,}75^9 \cdot 0{,}35 + 0{,}58^9 \cdot 0{,}4)} = 0{,}94.$$

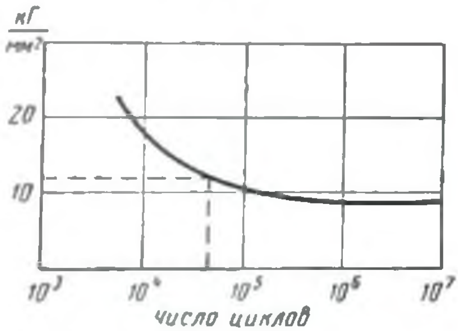

Рис. 59. Изменение предела выносливости от числа циклов (диаграмма Велера).

Расчетное значение переменного напряжения изгиба будет $\sigma_{aэ} = 0{,}94\sigma_a$, где σ_a определится по формулам (V.32) или (V.33).

Как видно из приведенного примера, расчет переменного напряжения с учетом неустановившегося режима работы позволяет понизить расчетное напряжение.

Приблизительную оценку работоспособности бурильных труб при различных режимах работы можно получить непосредственно из диаграммы Велера при испытании труб на выносливость (рис. 59), пользуясь способом Майнера [51].

На рис. 59 показана зависимость между переменными напряжениями и числом циклов. Рассмотрим работу трубы при двух режимах. Допустим, что при первом режиме, продолжавшемся 5 *ч*, напряжение в трубе составляло 12 *кГ/мм²* при 120 *об/мин*. Следует определить эквивалентное время работы трубы при втором режиме с пониженным напряжением 10 *кГ/мм²*. Как следует из диаграммы Велера, напряжению 12 *кГ/мм²* соответствует предельное число циклов $54 \cdot 10^3$, труба же совершила $36 \cdot 10^3$ оборотов (циклов), что составляет $\frac{36 \cdot 10^3}{54 \cdot 10^3} = 0{,}665$, или 66,5% срока службы. Предельное число циклов при 10 *кГ/мм²* составляет 10^5 оборотов, а 66,5% будет равно $66{,}5 \cdot 10^3$ циклам. Следовательно, если колонна будет вращаться с $n = 120$ *об/мин*, то согласно приведенной методике она должна сломаться через $\frac{66{,}5 \cdot 10^3}{120 \cdot 60} = 9{,}25$ *ч*.

При расчете колонн особое внимание следует обратить на работу колонны на участках перегиба ствола скважины, где возникают значительные переменные изгибающие напряжения.

На величину переменных напряжений сильно влияет стрела прогиба колонны в скважине. В обычных условиях диаметр скважины принимают равным $(1-1,1)\ D_{дол}$; в случае образования каверн диаметр скважины в большинстве случаев колеблется в пределах $(1,2-1,6) D_{дол}$ и в отдельных доходит до величин, превышающих $2D_{дол}$. Так как длина каверн ограничена, то влияние увеличенной стрелы прогиба на прочность колонны должно определяться с учетом неустановившегося режима работы. Зная время прохождения колонной участка с кавернами, наибольшее напряжение и общее время работы колонны, из (V.43) можно определить расчетное напряжение.

В табл. 21 приведены коэффициенты запаса для различных сочетаний труб и долот с учетом увеличения диаметра скважины при установившемся режиме работы. Расчеты проведены по формуле (V.39) для сечения трубы, расположенного над утяжеленными трубами и находящегося обычно в наиболее напряженном

Таблица 21

Размер труб, мм	140×10				140×10		127×10	
Диаметр долота, мм	370				269		269	
Скорость вращения колонны, об/мин	140		120		120		120	
Диаметр скважины	$1,1D_{дол}$	$1,4D_{дол}$	$1,1D_{дол}$	$1,4D_{дол}$	$1,1D_{дол}$	$1,5D_{дол}$	$1,1D_{дол}$	$1,5D_{дол}$
Коэффициент запаса для труб: *Д*	2,28	1,54	2,64	1,78	—	2,4	—	2,3
Коэффициент запаса для труб: *К* (36Г2С)	1,55	1,05	1,8	1,22	3,14	1,64	2,82	1,58

состоянии. В расчетах приняты трубы стандартной конструкции по ГОСТ 631-63.

Как видно из табл. 21, даже для нормальных условий, когда диаметр скважины не больше $1,1D_{дол}$, трубы из стали 36Г2С при бурении долотами больших размеров не обеспечивают рекомендуемого запаса прочности ($n = 2$) при длительной работе. Применение труб из стали 36Г2С для указанных режимов может обеспечить удовлетворительную работу при условии, что срок службы труб будет ниже установленного до момента списания. Коэффициент запаса может быть повышен, если рассматривать работу труб при меньшем числе оборотов или при неустановившемся режиме с разными числами оборотов.

Для повышения усталостной прочности колонны целесообразно над утяжеленными трубами устанавливать комплект труб длиной 250—300 *м* из стали с повышенным пределом выносливости (например, трубы из углеродистых сталей группы прочности Д, трубы из стали 38ХНМ и др.) или применять трубы с блокирующими поясками.

Практика эксплуатации бурильной колонны показывает, что в нормальных условиях работы изменение крутящего момента при работе шарошечными долотами составляет ±10—15% номинального значения. Уменьшению колебаний крутящего момента способствуют утяжеленные трубы, большой маховой момент которого благоприятствует равномерному вращению колонны. Учитывая небольшую величину изменения крутящего момента при работе шарошечными долотами, а также то, что изгибающие напряжения являются основным видом переменных напряжений, в значительной степени определяющих характер сломов бурильной колонны, при расчете на выносливость бурильной колонны в нормальных условиях работы шарошечными долотами в качестве переменных нагрузок можно принимать только изгибающие напряжения.

Методика расчета бурильных колонн при бурении с плавучих средств должна учитывать дополнительные изгибающие напряжения у устья и у дна, связанные с перемещениями судна (см. главу III), а также колебательные явления в продольном и поперечном направлениях.

Турбинный способ бурения с плавучих средств обеспечивает более надежную работу бурильной колонны при бурении через толщу воды и водозащитную колонну (морской кондуктор).

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

1. Определить изгибающие напряжения, возникающие в бурильной трубе 140 × 10 *мм* из стали 36Г2С при вращении колонны на участке перегиба ствола скважины длиной $l = 45$ *м*. Кривизна, замеренная в начале и в середине участка, равна $\delta_1 = 8°$ и $\delta_2 = 12°$, а азимутные углы составляют соответственно $\alpha_1 = 30°$ и $\alpha_2 = 60°$.

Радиус кривизны на рассматриваемом участке определится из формулы (III.30).

$$\rho = \frac{l}{\sqrt{\delta_1^2+\delta_2^2-2\delta_1\delta_2\cos\beta}}.$$

Подставив значения $\delta_1 = 8\frac{\pi}{180} = 0{,}14$, $\delta_2 = 12\frac{\pi}{180} = 0{,}21$ и $\beta = \alpha_2 - \alpha_1 = 30°$, получим

$$\rho = \frac{45}{\sqrt{0{,}14^2+0{,}21^2-2\cdot 0{,}14\cdot 0{,}21:0{,}86}} = 400 \text{ м}.$$

Напряжение, возникающее в трубе, определится из выражения (III.29)

$$\sigma = \frac{dE}{2\rho} = \frac{14\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{2\cdot 400\cdot 10^2} = 367 \text{ кГ/см}^2.$$

В рассматриваемом случае труба будет вращаться вокруг собственной оси, поэтому напряжения будут знакопеременными. Коэффициент запаса для тела трубы (см. табл. 16) равен $n = \frac{11{,}5}{367} = 3{,}14$, что допустимо.

Для трубы с навинченным замком коэффициент запаса в нарезанной части определим в предположении, что для трубы и бурильного замка радиус кривизны одинаков. Тогда $\frac{600}{367} = 1{,}63$ (см. табл. 16), что недостаточно для длительной работы.

Следовательно, необходимо применить трубы или с повышенным пределом выносливости резьбового соединения, или с приваренными соединительными концами.

2. Определить напряжения, возникающие в УБТ диаметром 203 *мм* (резьбовое соединение З—171), при вращении со скоростью 120 *об/мин*. Бурят долотом 269 *мм*, нагрузка на долото осуществляется УБТ длиной 50 *м*, перепад давления на долоте равен 50 *кГ/см²*.

Необходимое осевое усилие при затяжке резьбового соединения УБТ определится из выражения (IV.37)

$$Q = 0{,}75\pi\,(D^2-d^2)\left(1000\frac{Df}{2}+2p_0\right).$$

Рассмотрим задачу из условия вращения УБТ вокруг оси скважины. Длину полуволны L вычислим из формулы (II.57).

Подставив необходимые величины ($z = 50$ *м*, $\omega = \frac{\pi n}{30} = 4\pi$, $q = 1{,}92$ *кГ/см*; $I = 7990$ *см⁴*), получим

$$L = \frac{10}{4\pi}\sqrt{-0{,}5\cdot 50+\sqrt{0{,}25\cdot 50^2+\frac{0{,}2\,(4\pi)^2\cdot 7990}{1{,}92}}} = 14{,}7 \text{ м}.$$

Стрелу прогиба колонны f найдем из выражения

$$f = \frac{1{,}1D_{дол}-D}{2} = \frac{1{,}1\cdot 26{,}9-20{,}3}{2} = 4{,}65 \text{ см},$$

где $D_{дол}$ — диаметр долота; D — диаметр УБТ.

Подставив полученные величины в формулу (IV.37) и приняв $d \approx d_0$, получим

$$Q = 0{,}75\pi\,(20{,}3^2-17{,}4^2)\left(1000\frac{4{,}65\cdot 20{,}3}{14{,}7^2}+2\cdot 50\right) = 138\,000 \text{ кГ}.$$

Момент затяжки, определенный по формуле (IV.16), составит

$$M = Q\left[\frac{15,6}{2}\operatorname{tg}(45+6^\circ 30') + \frac{0,1\,(20,3^3-17,4^3)}{3\cdot(20,3^2-17,4^2)}\right] = 268\,000\ кГ\cdot см.$$

Практически момент затяжки УБТ должен быть не меньше, чем для бурильных замков с тем же замковым соединением (ЗШ-203), поэтому момент затяжки примем $M = 3050\ кГ\cdot м$ (согласно табл. 11).

Сжимающие напряжения в муфте будут равны

$$\sigma_{сж} = \sigma_м = \frac{\frac{3050}{2680}Q}{\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)} = \frac{157\,000}{\frac{\pi}{4}(20,3^2-17,4^2)} = 1830\ кГ/см^2.$$

Переменные изгибающие напряжения в муфте определяются из (V.32)

$$\sigma_a = \frac{\pi^2 DEf}{4L^2} = 500\frac{fD}{L^2} = 500\cdot\frac{4,65\cdot 20,3}{14,7^2} = 218\ кГ/см^2.$$

Постоянное напряжение цикла определится из (V.28)

$$\sigma_m = \frac{\pi^2 DEf}{2L^2} = 436\ кГ/см^2.$$

Определим напряжения, возникающие в ниппеле в плоскости первого витка, находящегося в сопряжении.

Растягивающие напряжения в теле ниппеля в результате затяжки соединения равны (IV.39)

$$\sigma_р = \sigma_м = \frac{Q}{\pi D_{ср} b} = \frac{\cdot\,157\,000}{3,14\cdot 13,2\cdot 3,02} = 1255\ кГ/см^2.$$

Переменные изгибающие напряжения будут

$$\sigma_a = 500\frac{D_в f}{L^2} = 500\frac{4,65\cdot 16,03}{14,7^2} = 172\ кГ/см^2;$$

$$\sigma_m = 344\ кГ/см^2,$$

где $D_в$ — внутренний диаметр резьбы в плоскости первого витка, находящегося в сопряжении (см. табл. 9).

Определим коэффициент запаса ниппеля по опасному сечению.

Для определения этого коэффициента вычислим значение $\sigma_{m\,т}$ по формуле (V.38).

$$\sigma_{mт} = \frac{\sigma_т - (\sigma_{-1})_д}{1-(\psi_\sigma)_д}.$$

Предварительно вычислим приближенное значение коэффициента $(k_\sigma)_д$ из выражения (V.26).

$$(k_\sigma)_д = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma\Delta_\sigma}.$$

Величину $k_д$ для утяжеленных труб из стали марки Д с приближением примем равной 2,7 (V.27).

Значение ε_σ, согласно табл. 18, равно 0,68, а Δ_σ из рис. 57 будет составлять 0,8, тогда

$$(k_\sigma)_д = \frac{2,7}{0,68\cdot 0,8} = 4,95;$$

$$(\sigma_{-1})_д = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_д} = \frac{3150}{4,95} = 635\ кГ/см^2;$$

$$(\psi_\sigma)_Д = \frac{\psi_\sigma}{(k_\sigma)_Д} \approx 0{,}016.$$

Тогда

$$\sigma_{mт} = \frac{3800-635}{0{,}984} = 3210\ кГ/см^2$$

и коэффициент запаса определится из (V.37). Пренебрегая весом УБТ по сравнению с усилием затяжки, получим

$$n = \frac{(\sigma_{-1})_Д - (\psi_\sigma)_Д\,\sigma_м}{\sigma_a + (\psi_\sigma)_Д\,\sigma_m} = \frac{635-0{,}016\cdot 1255}{172+0{,}016\cdot 344} = 3{,}45,$$

что достаточно.

3. Рассчитать бурильные трубы для турбинного способа бурения скважины глубиной 3300 *м*.

Данные для расчета:

глубина скважины l, *м*	3300
диаметр долота, *м*	269
вес турбобура G, *кГ*	3000
перепад давления в турбобуре и долоте, *кГ/см*^{2}	80
утяжеленные 203-*мм* трубы длиной l_0, *м* . .	50

Для бурения на оптимальном режиме работы турбобура долотом 269 *мм* ВНИИБТ рекомендует использовать трубы диаметром 168 *мм* (см. стр. 147).

Примем бурильную колонну одноразмерной, состоящей из труб с приваренными соединительными концами 168 × 8 *мм* группы прочности Д.

Рассчитаем трубы без учета потерь веса в промывочной жидкости для неосложненных условий бурения при коэффициенте запаса равном $n = 1{,}3$.

Длина колонны определится из (V.5)

$$l = \frac{Q_р - (l_0 q_0 + G) - F_n(p_n + p_0)}{q} + l_0;$$

$$Q_р = F[\sigma] = F\frac{\sigma_т}{n} = 40{,}3\,\frac{3800}{1{,}3} = 117\,500\ кГ.$$

Тогда

$$l = \frac{117\,500 - 50\cdot 175 - 3000 - 182\cdot 80}{36{,}6} + 50 = 2540\ м.$$

Как видно из полученных результатов, выбранные трубы не могут быть спущены на глубину 3300 *м*.

Если взять трубы, изготовленные из группы прочности (К, $\sigma_т \geqslant 50\ кГ/см^2$), то глубина спуска труб составит приблизительно 3570 *м*.

Эту же колонну можно составить из труб разных групп прочности. Нижняя часть колонны длиной 2540 *м* может быть составлена из труб группы прочности Д, а остальная часть, равная 760 *м*, из труб группы К.

Вместо труб группы К верхний участок труб длиной 760 *м* можно заменить трубами из стали группы Д, но с более толстой стенкой. Для толщины стенки $\delta = 11$ *мм* допустимая длина верхней секции, определенная по формуле (V.12), будет равна

$$l_{II} = \frac{Q_р^{II} - Q_р^{I}}{q_{II}}.$$

Так как

$$Q_р^{"} = \frac{\sigma_т F}{n} = \frac{38}{1{,}3}\,5430 = 159\,000\ кГ,$$

то

$$l_{11}=\frac{159\,000-117\,500}{47}=885\ м,$$

что удовлетворяет условиям.

4. Рассчитать бурильную колонну для роторного способа бурения на глубину 2000 *м*.

Данные для расчета

глубина скважины, *м*	2000
диаметр долота, *мм*	394
скорость вращения, *об/мин*	120
удельный вес промывочной жидкости, *Г/см*³	1,3
нагрузка на долото, $P_д$, *Т*	1,2

Скважина вертикальная, бурят в неосложненных условиях при установившемся режиме.

Рассчитаем колонну на выносливость и статическую прочность.

Примем колонну одноразмерной, состоящей из труб 140 × 10 *мм* (конструкция по ГОСТ 631-63) группы прочности Д.

Расчет на выносливость

Длину утяжеленных труб диаметром 219 *мм* получим из (V.4).

$$l_0=\frac{1{,}25P_д}{q_0}=\frac{1{,}25\cdot 12\,000}{205}=73\ м.$$

Для лучшей работы УБТ в месте перехода от 219-*мм* УБТ к бурильным трубам установим УБТ диаметром 178 *мм* и длиной 12 *м*. Общую длину УБТ примем равной 80 *м*, из них диаметром 219 *мм* — 68 *м* и диаметром 178 *мм* — 12 *м*.

Так как бурильная колонна одноразмерная, переменные напряжения в трубах определим для одного сечения, расположенного непосредственно над УБТ. Длину полуволны получим из (II.57) при $z=0$ и $E=2\cdot 10^4$.

$$L=\frac{10}{\omega}\sqrt[4]{\frac{0{,}2I\omega^2}{q}};$$

$$\omega=\frac{\pi n}{30}=4\pi;\quad q-0{,}368\ кГ/см;\quad I-860\ см^4;$$

$$L=\frac{10}{4\pi}\sqrt[4]{\frac{0{,}2\cdot 860\cdot 16^2}{0{,}368}}=13{,}2\ м.$$

Длина полуволны близка к длине трубы 12 *м*, поэтому в расчете примем $L=12$ *м*.

Стрела прогиба колонны при отсутствии каверн

$$f_1=\frac{1{,}1D_{дол}-D_{зам}}{2}=\frac{1{,}1\cdot 39{,}4-17{,}8}{2}=12{,}8\ см.$$

Постоянное напряжение цикла определится по формуле (V.30), а переменное по (V.33)

$$\sigma_m=\frac{\pi^2EIf_1}{L^2W_1}=\frac{\pi^2\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 860\cdot 12{,}8}{10^4\cdot 12^2\cdot 187{,}5}=850\ кГ/см^2;$$

$$\sigma_a=425\ кГ/см^2.$$

Коэффициент запаса определим по формуле (V.39)

$$n=\frac{(\sigma_{-1})_{д}}{\sigma_a+(\psi_\sigma)_{д}\,\sigma_m}=\frac{(\sigma_{-1})_{д}}{\sigma_a+\frac{\psi_\sigma}{(k_\sigma)_{д}}\,\sigma_m}.$$

Значения $(\sigma_{-1})_{д}$ и $(k_\sigma)_{д}$ приведены в табл. 16, а ψ в табл. 17.

$$n=\frac{900}{425+\frac{0,08}{3,5}\,850}=2,11,$$

что соответствует допускаемому значению.

При использовании труб из стали 36Г2С не обеспечивается рекомендуемый коэффициент запаса при длительной работе (как видно из табл. 21, даже при работе с долотом диаметром 370 *мм* коэффициент запаса меньше 2). Если использовать трубы из стали 36Г2С, то целесообразно над УБТ устанавливать наддолотный комплект труб группы прочности Д длиной примерно 250 *м*.

Расчет на статическую нагрузку

Растягивающее напряжение в трубе определим из выражения (III.3) без учета потерь веса в промывочной жидкости и влияния перепада давления в долоте.

Растягивающее напряжение будет равно

$$\sigma_р=\frac{(2500-80)\cdot 36,8+68\cdot 205+12\cdot 145}{40,7}=2575\ кГ/см^2.$$

Влияние крутящего момента учтем по приблизительной зависимости (V.20), тогда

$$\sigma=1,03\cdot 2575=2650\ кГ/см^2.$$

Для труб группы прочности Д коэффициент запаса равен

$$n=\frac{3800}{2650}=1,43,$$ что выше рекомендуемого 1,4.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аветисян Н. Г., Григорьев В. И. О воздействии на стенку скважины изогнутого и вибрирующего низа бурильной колонны. «Нефтяное хозяйство», 1965, № 3.
2. Александров М. М. О характере вращения бурильной колонны М., ВНИИОЭНГ, серия «Нефть и газ», 1968, № 4.
3. Балицкий П. В. Исследование на механической модели статической устойчивости колонны бурильных труб. В сб. «Нефтяное машиностроение». М., Гостоптехиздат, 1958, № 3.
4. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. М., Машгиз, 1959.
5. Брентли Д. Е. Справочник по роторному бурению. М., изд-во «Недра», 1964.
6. Булах Г. И. Теория процесса турбинного бурения. М., Гостоптехиздат, 1958.
7. Воздвиженский Б. И., Волков С. А. Разведочное колонковое бурение. М., Госгеолтехиздат, 1957.
8. Дадашев Б. Б. Влияние внутреннего гидростатического давления на продольную устойчивость низа бурильной колонны при турбинном способе бурения нефтяных скважин. «Нефтяное хозяйство», 1953, № 12.
9. Динник А. Н. Приложение функций Бесселя к задачам теории упругости. Избранные труды, т. 2. Изд. АН УССР, 1952.
10. Калинин С. Г. Динамика подъема бурильной колонны переменного сечения. «Нефть и газ», 1966, № 6.
11. Касимов И. Ф. К расчету резьбовых соединений бурильных труб при наклонном турбинном бурении. «Азербайджанское нефтяное хозяйство», 1957, № 3.
12. Керимов З. Г., Кулиев Ф. Т. Об определении напряжения в бурильной колонне при посадке ее на пневматический клиновой захват. «Нефть и газ», 1967, № 3.
13. Корнев Т. Н. Испытания бурильных труб на выносливость. ННТ, серия «Нефтепромысловое дело», вып. 8, 1953.
14. Ковалев М. К. Нарезание и контроль резьбы бурильных труб и замков. М., изд-во «Недра», 1965.
15. Копылов В. Е., Бойко В. Г. О передаче продольной вибрации легкосплавными бурильными трубами. «Нефть и газ», 1967, № 7.
16. Лейбензон Л. С. Собрание трудов, т. 3. Изд. АН СССР, 1955.
17. Мехтиев Э. Х., Саркисов А. Е., Минько В. И. Опыт применения утяжеленного низа бурильных колонн из труб квадратного сечения. «Бурение», 1967, № 3.
18. Мительман Б. И. Справочник по гидравлическим расчетам в бурении. М., Гостоптехиздат, 1963.
19. Нейбер Г. Концентрация напряжений. ОГИЗ. М., Гостехиздат, 1947.
20. Николаи Е. Л. Труды по механике. М., Гостехиздат, 1958.
21. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. М., изд-во «Наука», 1964.

22. Пивоваров И. Ф. и др. Справочное руководство по нефтепромысловым трубам. М., изд-во «Недра», 1967.

23. Протопопов Н. П. Определение напряжений кручения в рабочих трубах бурильной колонны. «Нефть и газ», 1960, № 5.

24. Саркисов Г. М. Вопросы расчета бурильных труб. М., Гостоптехиздат, 1944.

25. Саркисов Г. М., Амен-Заде Ю. А. К вопросу о напряжениях кручения в рабочих трубах бурильной колонны. Докл. АН Азерб. ССР, т. V, 1949, № 12.

26. Саркисов Г. М., и Спмагин Ф. К. О расчете на прочность бурильных колонн при роторном бурении с учетом переменных напряжений. «Нефтяное хозяйство», 1968, № 6.

27. Сароян А. Е. Основы расчета бурильных колонн. М., Гостоптехиздат, 1961.

28. Сароян А. Е. О влиянии внутреннего давления на устойчивость бурильной колонны, «Нефтяное хозяйство», 1966, № 7.

29. Сароян А. Е. Износ резьбы замковых соединений бурильных труб. «Новости нефтяной техники», 1957, № 12.

30. Серенсен С. В., Шнейдерович Р. М., Громан М. Б. Валы и оси. Машгиз, 1959.

31. Симонянц Л. Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения. М., изд-во «Недра», 1966.

32. Султанов Ф. М., Шнейдеров М. Р., Сароян А. Е. О взаимозаменяемости резьбовых соединений. «Азербайджанское нефтяное хозяйство», 1955, № 10.

33. Талышханов К. Г. О фактических растягивающих нагрузках, действующих на бурильные трубы при спуско-подъемных операциях в вертикальных и наклонных скважинах. ГНТК СМ Азерб. ССР. Бюлл. научно-технической информации, 1960, № 1.

34. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. Изд. 2, М., Гостехиздат, 1955.

35. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., изд-во «Наука», 1967 .

36. Федоров В. С. Проектирование режимов бурения. М., Гостоптехиздат, 1958.

37. Угаров С. А., Лачинян Л А., Андриенко С. Н. Экспериментальное исследование влияния предварительной затяжки на выносливость замковых соединений. «Машины и нефтяное оборудование», 1967, № 11.

38. Узумов И. Г. О динамических силах при спуско-подъемных операциях, «Нефтяное хозяйство», 1957, № 4.

39. Шапошников Н. А. Механические испытания металлов. М., Машгиз, 1951.

40. Шацов Н. И. и др. Бурение нефтяных и газовых скважин. М., Гостоптехиздат, 1961.

41. Шищенко С. И., Саркисов Г. М. Бурильные трубы, математическая теория их работы и экспериментальное исследование их материалов. Баку, Азнефтеиздат, 1933.

42. Шнейдеров М. Р., Сароян А. Е., Аллахвердиева В. А. Резьбовые соединения бурильных и обсадных труб. Баку, Азнефтеиздат, 1955.

43. Шнейдеров М. Р., Сароян А. Е. Опыт применения замков с повышенным натягом. «Новости нефтяной техники», 1953, № 8.

44. Юзбашев Г. С. О влиянии перепада давления в турбобуре на продольную устойчивость оси колонны бурильных труб. «Нефтяное хозяйство», 1955, № 5.

45. Ярошевский Ф. М., Бушнев А. А. Взаимозаменяемость допусков элементов конической резьбы и натяга. Тр. АзНИИ им. Азизбекова, вып. 1, Баку, 1943.

46. F i s h e r W. L u d w i g M. Design of floating vessel drilling riser. Petrol. Techn., March., 1966.
47. H o w k i n s M. F., L a m o n t N. The analysis of axial stresses in drill stem. «Drilling and production practice», API, 1949.
48. L i n d E. R. How to evaluate pipe stress when drilling from a floating vessel. «World Oil», June, 1961.
49. L u b i n s k i A. A study of the buckling of rotary drilling string. «Drilling and production practice», API, 1950.
50. L u b i n s k i A., A l t h o u s e W. S., L o g a n J. L. Helical Buckling of tubing sealed in packers. Petrol. Techn., June, 1962.
51. R o l l i n s H. M. Fatique failure in drill pipe design. «Drilling», June, 1966.
52. U r e n H. C. Recent development in drilling equipment. «World Petroleum», february, 1959.
53. W i l l e m s N, H o l z e r S. M. Critical speeds of rotating shaft subjected to axial loading and tangentional torsion. «Engineering for industry», Trans. of the ASME, series B No 2, 1967.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Сароян
Александр Ервандович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН

Редактор издательства Т. А. Чопорова
Техн. редакторы: В. В. Соколова,
В. В. Максимова
Корректор С. С. Борисова

Сдано в набор 4/IX 1970 г.
Подписано в печать 2/II 1971 г.
Т-00746. Формат $60 \times 90^{1}/_{16}$.
Печ. л. 12,5 с вкладкой. Уч.-изд. л. 11,24.
Бумага № 2. Индекс 1—4—1.
Заказ 1814/168—5. Тираж 1500 экз.
Цена 1 р. 12 к. с вкладкой.

Издательство «Недра». Москва, К-12,
Третьяковский проезд, 1/19.
Ленинградская типография № 14
«Красный Печатник» Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете
Министров СССР. Московский пр., 91.

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

В издательстве «Недра» готовятся к печати и выйдут в свет новые книги

●

АЛЕКСЕЕВСКИЙ Г. В.

Буровые установки Уралмашзавода.

Изд. 2, перераб. и доп. 30 л. 1 р. 79 к.

Во втором издании книги (1 изд. — 1961 г.) отражены все изменения, которые произошли на Уралмашзаводе за последние 10 лет в области создания новых буровых установок и модернизации ранее выпущенных.

Описаны установки, выпускаемые Уралмашзаводом для бурения глубоких нефтяных и газовых скважин. Рассмотрены талевые системы, вертлюги, роторы, буровые насосы, лебедки, вспомогательные механизмы; силовые приводы: дизельный, электрический и дизель-электрический; описана общая компоновка буровых установок с различным приводом, вышки, основания, укрытия. Даны рекомендации по монтажу, эксплуатации и ремонту основных агрегатов и отдельных узлов буровых установок. Приведены сведения о новых установках Уралмаш-300Э и Уралмаш-300ДЭ, предназначенных для бурения скважин глубиной более 7000 м.

Книга предназначена для механиков по обслуживанию бурового оборудования, а также для инженерно-технических работников нефтедобывающей и газовой промышленности, занятых бурением глубоких скважин.

●

БУЛАТОВ А. И.

Тампонажные материалы и технология цементирования скважин

Учебник. 23 л. 95 коп.

В учебнике на основе современных достижений науки и техники и обобщения передового опыта даны рекомендации по технологии цементирования нефтяных и газовых скважин. Описаны оборудование и элементы технологической оснастки для цементирования скважин. Особое внимание уделено подготовке скважин к цементированию. Рассмотрены тампонажные цементы, ускорители и замедлители, применяемые в процессе цементирования. Описаны свойства тампонажных растворов и камня в различных геолого-технических условиях. Приведены осложнения, встречающиеся при цементировании, и даны рекомендации по их устранению.

Учебник предназначен для студентов нефтяных техникумов, а также может быть использован как практическое пособие инженерно-техническими работниками буровых предприятий нефтедобывающей и газовой промышленности.

ПАЛИЙ П. А., КОРНЕЕВ К. Е.

Буровые долота

Справочник. Изд. 3, перераб. и доп. 42 л. 2 р. 43 к.

В отличие от второго издания (1965 г.) в данный Справочник включены новые типоразмеры шарошечных и алмазных долот для сплошного и колонкового бурения. Даны расчет потребности долот и оптовые цены на них. Приведены результаты последних исследований конструкций и кинематики работы шарошечных долот.

Описаны геометрический расчет и необходимые технические сведения. Рассмотрены конструкции шарошечных, алмазных и лопастных долот для сплошного и колонкового бурения вращательным способом, серийно выпускаемых машиностроительными заводами, а также опытных долот. Изложены основные требования по эксплуатации долот. Приведены краткие сведения о технологии изготовления и методах испытания долот.

Справочник предназначен для инженерно-технических и научных работников, занятых бурением нефтяных, газовых, горнорудных и геологоразведочных скважин, а также для конструкторов машиностроительных заводов, изготовляющих долота.

●

ПУПШЕВ А. В.

Бурение структурно-поисковых скважин

Учебник. 25 л. 83 коп.

В учебнике описаны новое буровое оборудование, бурильный инструмент, основные технические материалы, применяемые в структурно-поисковом бурении. Основное внимание уделено технологии бурения, промывке, креплению, цементированию, испытанию и опробованию структурно-поисковых скважин. Изложены методы борьбы с осложнениями и авариями структурно-поисковых скважин. Подробно освещены вопросы техники безопасности, противопожарных мероприятий, а также организация и экономика структурно-поискового бурения.

Учебник предназначен для подготовки и повышения квалификации рабочих буровых бригад, бурильщиков и буровых мастеров — практиков структурно-поискового бурения, занятых проходкой скважин для геологоразведочной службы, нефтедобывающей, газовой и горной промышленности.

Предварительные заказы на эти книги принимают местные магазины книготорга!

Заблаговременно заказывайте необходимые Вам книги до выхода их в свет.

ИЗДАТЕЛЬСТВО «НЕДРА»

1 р. 12 к.
(с вкладкой)

НЕДРА • 1971