МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

КАЗАХСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени К.И. САТПАЕВА

Б. А. МЫРЗАХМЕТОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Рекомендовано Республиканским учебно-методическим объединением в качестве учебного пособия

Алматы 2008

УДК
ББК
М

Мырзахметов Б. А. Проектирование штанговых насосных установок: Учеб. пособие. – Алматы: КазНТУ. 2008. – 140 с.

ISBN

В учебном пособии «Проектирование штанговых насосных установок » рассмотрены вопросы обоснования глубины погружения и выбора штангового скважинного насоса, расчета ее основных параметров, оценки основных энергетических показателей и затрат на подъем нефти из скважины.

Каждый раздел учебного пособия содержит пример расчета для конкретного случая, что позволяет закрепить изучаемый материал.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальностям нефтегазового профиля, а также может быть полезна и для инженерно-технических работников.

Ил. 10, табл. 23. Библиогр. – 14 назв.

ББК

Рецензенты: С. З. Кабдулов., КБТУ – зав. каф., д -р. техн. наук, проф.
Г.Б. Хаиров., КБТУ – д-р., техн. наук, проф.
Т.К. Ахмеджанов., – зав. каф., д-р. техн. наук, проф.

Печатается по плану издания Министерства образования и науки Республики Казахстан на 2008 г.

М

ISBN

© КазНТУ, 2008

ВВЕДЕНИЕ

По мере истощения пластовой энергии нефтяные скважины переводятся с фонтанного способа эксплуатации на механизированные, в которых для подъема пластовой жидкости используются внешние источники энергии. В настоящее время более 60 % скважин в Республике Казахстан эксплуатируются механизированными способами с применением различных видов насосных установок.

На нефтяных промыслах наиболее широкое распространение получили скважинные штанговые насосные установки, преимущество которых перед другими выражается в простоте конструкции, обслуживания и ремонте, удобстве регулирования и относительно высоким КПД.

Штанговая скважинная насосная установка включает в себя станок-качалку, являющуюся приводом скважинного насоса; колонну насосных штанг; скважинный насос; колонну подъемных труб (насосно-компрессорные трубы); шток сальниковый устьевой (полированный шток); арматуру устья скважины.

За длительный период эксплуатации станков-качалок их принципиальная схема не изменилась и отличия в конструктивном исполнении вызывались только различными значениями основных параметров:

– величиной максимально допускаемой нагрузки в точке подвеса штанг;
– максимальной длиной хода точки подвеса штанг;
– максимальным числом ходов подвеса штанг;
– максимальным допускаемым крутящим моментом на редукторе.

Их модернизация в настоящее время связана, в основном, с совершенствованием конструкций скважинных насосов, применением новых материалов, повышением надежности и простоты обслуживания. В этом направлении накоплен определенный опыт, получены новые экспериментальные данные, разработаны уточненные методики расчетов конструкций и оценки эффективности с их учетом. В данном учебном пособии обобщен опыт применения штанговых скважинных насосных установок с учетом новых справочных материалов и результатов исследований за последние годы.

1. ШТАНГОВЫЕ СКВАЖИННЫЕ НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Штанговая скважинная установка состоит из привода, устьевого оборудования, колонны НКТ, скважинного насоса и вспомогательного подземного оборудования. В редких отдельных случаях какой-либо из перечисленных элементов может отсутствовать, тогда его функцию выполняют другие элементы ШСНУ.

Привод предназначен для преобразования энергии двигателя в механическую энергию колонны насосных штанг, движущихся возвратно-поступательно.

Колонна насосных штанг представляет собой стержень, состоящий из отдельных штанг, соединенных друг с другом резьбовыми соединениями. Колонна насосных штанг передает механическую энергию от привода к скважинному насосу.

Скважинный насос (как правило, плунжерный) преобразует механическую энергию движущихся штанг в механическую энергию откачиваемой пластовой жидкости.

Колонна НКТ служит каналом для подъема откачиваемой пластовой жидкости и обеспечивает удержание на весу цилиндра скважинного насоса.

Устьевое оборудование герметизирует внутреннюю полость колонны НКТ, ее соединения с нефтепромысловым коллектором, а также фиксирует верх колонны НКТ.

Вспомогательное подземное оборудование устанавливается в зависимости от особенностей каждой скважины. В комплект могут входить: якорь, фиксирующий низ колонны НКТ относительно эксплуатационной колонны, газовые и песочные якоря для отделения из пластовой жидкости, поступающей на прием скважинного насоса, газа и песка, иногда клапаны-отсекатели пласта.

В отдельных случаях колонна штанг может быть полой и ее внутренняя полость используется в качестве канала для подъема пластовой жидкости. При этом колонна НКТ может отсутствовать, а цилиндр скважинного насоса фиксируется специальным якорем с пакером.

При работе ШСНУ энергия от электродвигателя передается через редуктор к кривошипно-шатунному механизму, преобразующему вращательное движение выходного вала через балансир с головкой в возвратно-поступательное движение колонны штанг. При ходе плунжера вверх, нагнетательный клапан закрыт давлением жидкости, находящейся над плунжером, которая по колонне НКТ движется вверх – происходит ее откачивание. В это время впускной всасывающий кла-

пан открывается и жидкость заполняет объем цилиндра насоса под плунжером.

При ходе плунжера вниз, всасывающий клапан под действием давления столба жидкости закрывается, нагнетательный клапан открывается и жидкость перетекает в надплунжерное пространство цилиндра.

Поднятая на поверхность жидкость, через боковой отвод устьевого сальника, поступает в промысловый коллектор.

В зависимости от специфических особенностей промыслов или отдельных скважин применяют и другие конструкции элементов ШСНУ.

1.1. Приводы штангового скважинного насоса

Назначение привода ШСНУ двоякое – с одной стороны он преобразовывает энергию двигателя в механическую энергию колонны штанг, с другой – создает оптимальный режим работы приводного двигателя. Привод обеспечивает движение точки подвеса штанг по определенному закону, регулирует режим откачки пластовой жидкости за счет изменения длины и частоты хода точки подвеса штанг, пуск и остановку ШСНУ, контроль режима работы внутрискважинного оборудования. Он также позволяет использовать двигатели минимальной мощности, на режим нагружения которых, закономерность изменения внешней нагрузки должна влиять в минимальной степени.

Привод ШСНУ состоит из следующих основных блоков: силового органа, уравновешивающего устройства и собственного привода.

Силовой орган предназначен для перемещения колонны штанг и может быть механическим, состоящим из системы рычагов, канатов и блоков, гидравлическим или пневмоцилиндровым.

Привод включает в себя двигатель (электромотор или двигатель внутреннего сгорания) и передачу, которая может быть механической или гидравлической.

Эти два блока в основном обеспечивают выполнение первой функции привода, выполнение второй обеспечивается уравновешивающим устройством, которое накапливает потенциальную энергию колонны штанг при ее ходе вниз и отдает при ходе штанг вверх.

Совершенство конструкции привода ШСНУ оценивается степенью влияния изменения нагрузки в точке подвеса штанг на характер нагружения приводного двигателя. Идеальной конструкцией установки можно считать такую, которая в любой момент времени двойного хода будет обеспечивать постоянную и минимально возможную нагрузку на двигатель.

Потенциальная энергия штанг может накапливаться за счет поднятия груза на определенную высоту, сжатия газа в пневматическом аккумуляторе, вращения маховика, скорость которого увеличивается и т.п.

При использовании уравновешивающих устройств, работающих с перечисленными аккумуляторами, уравновешивающие устройства называют соответственно, грузовыми (или гравитационными), пневматическими или инерционными.

Известно использование в качестве груза аккумулирующего устройства собственной колонны НКТ, одной или нескольких колонн штанг, рядом расположенных скважин. В этих случаях установки называют, уравновешиваемыми колонной НКТ и групповым уравновешиванием соответственно, [1– 7].

Основные показатели приводов ШСН зависят от конструкции и типа перечисленных узлов, т.е. уравновешивающего устройства, силового органа с уравновешивающим устройством, т. к. именно эта связь обеспечивает передачу наибольшей мощности во всем приводе установки.

Классификация приводов ШСН по их параметрам условна, т. к. по мере развития техники для добычи нефти такие понятия, как длинноходовые или мощные приводы, меняют свое содержание.

1. 2. Штанговые скважинные насосы

Штанговый скважинный насос для откачивания пластовой жидкости из скважин приводится в действие колонной штанг. Он работает в тяжелых условиях: перекачиваемая пластовая жидкость содержит в себе минерализованную воду, абразив, активные химические вещества, газы – часто сероводород и CO_2. Температура окружающей среды может превышать 100^0С. Работая в подобных условиях, скважинный насос должен иметь достаточную долговечность и высокий к.п.д. Разнообразие условий эксплуатации нефтяных месторождений исключает возможность однозначного определения к.п.д. или долговечности ШСН. Межремонтный период работы насоса колеблется от 15 – 20 до 400 – 500 сут. к этому времени его объемный к.п.д. снижается до 30 – 50 %.

В настоящее время почти во всех ШСНУ используются штанговые скважинные насосы – вертикальные, одинарного действия с полым проходным плунжером. Процессы всасывания и нагнетания у них осуществляются при движении плунжера вверх.

По способу крепления к колонне НКТ насосы делятся на невставные (трубные) и вставные, [6,7].

Цилиндр трубного насоса присоединяется к колонне НКТ и вместе с ней спускается в скважину. Трубные насосы имеют простую кон-

струкцию и их применяют в скважинах с большим межремонтным периодом, т. к. для смены или ремонта цилиндра насоса необходимо поднимать всю колонну труб.

Цилиндр вставного насоса спускается внутри труб на колонне штанг и монтируется на них с помощью специального замкового соединения. Это позволяет менять вставной насос без спуска и подъема труб, но при одинаковых диаметрах плунжеров вставной насос требует применения НКТ большого диаметра. Так, например, трубный насос с диаметром плунжера 43 мм можно спустить на 60 мм трубах, а вставной с плунжером того же диаметра требует применения НКТ большего диаметра – 73 мм.

В настоящее время скважинные насосы с втулочными цилиндрами и металлическими плунжерами изготавливаются в соответствии с ГОСТ 6444-78. Они предназначены для откачки пластовой жидкости с содержанием воды до 99%, динамической вязкостью до 0,1 Па·с, с содержанием H_2S до 0,1 % (в объеме), твердых механических примесей до 0,5 % с температурой до 130^0С.

Насосы имеют условное обозначение в которое входят: тип насоса, условный размер – диаметр плунжера (мм), длина хода плунжера (мм) и глубина спуска (м) (два последних показателя уменьшают в 100 раз).

В зависимости от условных диаметров плунжеров различают насосы малого (28,36,43 мм), среднего (55 мм) и большого (68,82,93 мм) диаметров. Длина хода плунжера насосов изменяется в пределах $0{,}6 \div 6$ м и более.

1. 3. Оборудование устья насосных скважин

Оборудование устья насосных скважин предназначено для герметизации внутренней полости колонны НКТ, где перемещается колонна штанг и эксплуатационной колонны. Кроме того, к устьевому оборудованию подвешивается колонна НКТ.

Оборудование устья включает крестовик, навернутый на эксплуатационную колонну, к боковым отводам которой присоединены краны, а на верхнем, горизонтальном фланце установлен фланец, на котором висит колонна НКТ, а в верхней части – устьевой сальник. Давление, воспринимаемое устьевым сальником, обусловлено противодавлением на устье скважины, которое с внедрением однотрубной системы сбора и транспортирования нефти и газа может достигать 4 МПа.

Устьевой сальник (рис.1.6) включает: шаровую головку 9 с размещенными в ней верхней и нижней 3 втулками, изготовленными из древесины. Последняя располагается в нижней втулке 12, отделенной от уплотнительной набивки 10 опорным кольцом 11. На верхнюю часть шаровой головки навинчена крышка 5, снабженная скобами, с

помощью которых подтягивается уплотнительная набивка. При подтяжке усилие с кольцевой втулки 6 передается нажимным кольцом 7 и верхним вкладышем на уплотнительную набивку.

Крышка 5 в верхней части над грундбуксой образует емкость, служащую для хранения смазки трущихся деталей – устьевого штока, уплотнительную набивку.

Для предотвращения поворота шаровой головки вокруг своей оси, при подтяжке уплотнительной набивки, служат два стопора.

Пластовая жидкость отводится в выкидную линию, которая соединяется с тройником посредством быстроразборной конструкции, состоящей из ниппеля 1 и накидной гайки 2.

К особенностям рассматриваемой конструкции относится наличие шарнирного соединения, позволяющего головке вместе с уплотнением поворачиваться и самоустанавливаться по устьевому штоку. Это уменьшает радиальные составляющие усилия взаимодействия устьевого штока с вкладышами, а значит и износ. Таким образом, обеспечивается большая долговечность уплотнительной набивки, уменьшается частота ее подтягивания. Возможны и другие конструкции устьевых сальников [3–7].

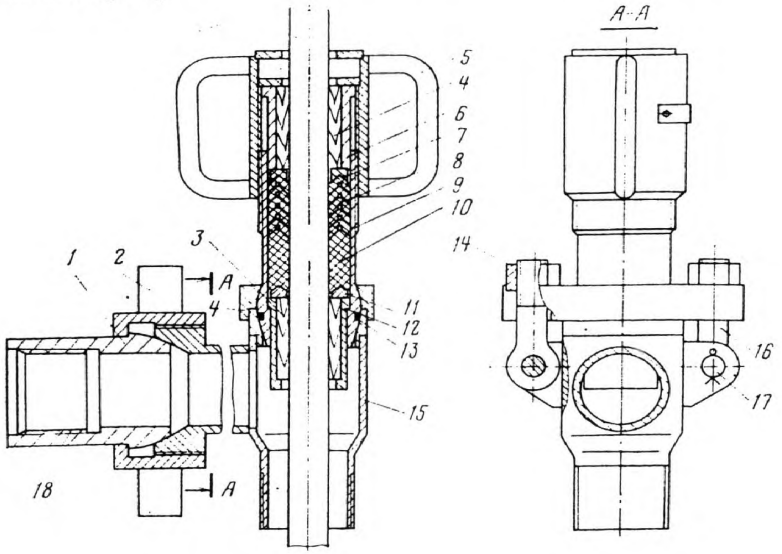


Рис. 1.6. Сальник устьевой

1. 4. Насосные штанги и трубы

Колонна штанг обеспечивает кинематическую связь силового органа наземного привода с плунжером скважинного насоса. Колонна насосных штанг работает в очень тяжелых условиях:

– она подвержена действию циклически изменяющейся нагрузки, которая как правило, в верхней части носит пульсирующий характер, а в нижней – знакопеременный;

– она погружена в коррозионноактивную жидкость – смесь нефти, минерализированной воды, в которой иногда присутствуют агрессивные компоненты;

– ее боковая поверхность, вследствие искривленности скважины, трется о внутреннюю поверхность НКТ и изнашивается. Процесс усугубляется наличием в пластовой жидкости абразива.

Комплекс этих факторов отрицательно влияет на долговечность штанги и приводит к снижению ее несущей способности, в результате чего наиболее слабым элементом скважинной насосной установки является колонна штанг. Требуемая долговечность колонны штанг при ее работе в заданных режимах нагружения достигается, во-первых, за счет улучшения конструкции колонны штанг, применения прогрессивной технологии их изготовления, использования более прочных сталей; во-вторых, – за счет обеспечения более легкого режима эксплуатации.

Характер нагружения колонны штанг сложен, некоторые составляющие действующих сил могут быть случайным. Усилия в точке подвеса штанг при ходе вверх определяются собственным весом штанг, весом жидкости, находящейся над плунжером скважинного насоса, силами трения, инерционными и динамическими составляющими.

При ходе штанг вниз, усилие от веса жидкости отсутствует, а направление сил трения изменяется. Кроме того, во время движения колонны штанг, могут возникать усилия вследствие заклинивания плунжера в цилиндре скважинного насоса и другие силы, появление которых вызвано взаимодействием колонн штанг и труб.

Таким образом, в верхней части колонны действуют переменные напряжения, изменяющиеся по ассиметричному циклу.

Характер нагружения в нижней части колонны иной – по мере увеличения расстояния от точки подвеса доля собственного веса колонны в общем балансе действующего усилия убывает и у плунжера становится равной нулю. При ходе плунжера вниз, усилие трения плунжера о цилиндр и усилие обусловленное гидравлическими сопротивлениями клапанов, приводят к появлению усилий, сжимающих колонну штанг.

Изменение нагрузки в верхнем сечении колонны штанг приводит к появлению напряжений, соответствующих максимальной и минимальной нагрузкам.

1. 5. Мощность привода балансирного СК

Мощность двигателя, приводящего в действие скважинную насосную установку, обусловлена рядом факторов и, прежде всего, полезной работой по подъему пластовой жидкости, совершаемой в единицу времени.

Мощность можно определить точно, если известен к.п.д. установки, а также коэффициент, учитывающий влияние особенности нагружения электродвигателя в течение времени двойного хода на его мощность.

Общий к.п.д. скважинной насосной установки (с учетом к.п.д. внутрискважинного оборудования), как правило, изменяется в пределах 0,25– 0,55, хотя известно много случаев отклонения в большую и меньшую сторону.

В настоящее время существует несколько методов выбора мощности двигателя, к наиболее широко применяемой относится метод эквивалентной или среднеквадратичной мощности. Этот метод позволяет наиболее правильно выбирать электродвигатель как с точки зрения обеспечения его теплового режима, так и в отношении наиболее полного использования его мощности.

Электродвигатель, служащий для привода балансирного станка-качалки, должен удовлетворять следующим требованиям:

– двигатель должен быть рассчитан на круглосуточную работу на открытом воздухе при изменении в большом диапазоне температуры окружающей среды и влажности;

– иметь повышенный пусковой момент, т. к. в процессе выхода на рабочий режим он должен обеспечить ускоренное движение деталей со значительными массами;

– хорошо преодолевать случайные перегрузки, которые могут возникнуть при работе установки;

– должен быть малочувствителен к падению напряжения в промысловой сети.

1. 6. Проектирование балансирного станка-качалки

Проектирование балансирного СК состоит из двух основных этапов:

– выбора абсолютных величин основных элементов преобразующего механизма, а также определения соотношения их размеров, при которых закон движения точки подвеса штанг был бы оптимальным;

– проектирование узлов и деталей СК на основе их прочностного расчета.

Преобразующий механизм СК должен обеспечивать движение точки подвеса штанг по закону, наиболее близкому к идеальному – гармоническому. Количественной характеристикой этого условия является отношение максимального ускорения при работе конкретной установки к его значению, при гармоническом движении с тем же числом оборотов кривошипа и той же длиной хода штанг. Чем ближе значение этого кинематического показателя совершенства СК к единице, тем удачней спроектирован преобразующий механизм.

1.7. Уравновешивание балансирных станков-качалок

Основное назначение уравновешивающего устройства – накопление потенциальной энергии при ходе штанг вниз и отдача ее при ходе штанг вверх. При этом отдаваемая потенциальная энергия превращается в работу, которая вместе с работой, совершаемой приводным двигателем, расходуется на перемещение точки подвеса штанг вверх.

Задача уравновешивания привода скважинного насоса сводится к определению таких параметров уравновешивающего устройства, которые в зависимости от условий работы установки позволили бы создать оптимальный режим работы двигателя и обеспечили бы приемлемые энергетические показатели установки.

Балансирные СК уравновешивают грузами, устанавливаемыми на балансире или кривошипе.

При выборе масс грузов в качестве критерия уравновешенности можно принять следующие условия:

– работа, совершаемая двигателем при ходе штанг вверх и вниз в течение одного двойного хода, постоянна;

– среднеквадратичное отклонение тангенциального усилия от его среднего значения за время двойного хода, минимально;

– максимальные тангенциальные усилия при ходе штанг вверх и вниз равны.

При работе качалки с малым числом двойных ходов и небольшими длинами хода точки подвеса штанг, дробь близка к единице: $\mu = 0{,}94–0{,}98$.

При работе установки с большим числом двойных ходов, дробь уменьшается, однако, как показывает практика эксплуатации балансирных СК, расчеты для корректировки массы грузов не представляются рациональными в силу сложности учета всех факторов – несовершенства кинематики, изменения усилий в точке подвеса штанг и

т.п. Эта корректировка выполняется подбором величин, уравновешивающих грузов непосредственно на скважине, при контроле режима работы приводного двигателя. Формулы позволяют определить массы грузов, устанавливаемых на балансире и кривошипе при уравновешивании установки, однако, контролировать степень уравновешенности на конкретном СК достаточно трудно. Поэтому на практике уравновешивание рассчитывают по формулам, выведенным, исходя, из первых двух критериев уравновешенности, а контролируют уравновешенность замером пиковых нагрузок, при ходах штанг вверх и вниз с помощью ваттметра или амперметра, включаемых в цепь электродвигателя. При этом не учитывается форма кривых изменения момента на пальце кривошипа, что приводит к определенным погрешностям, однако в силу простоты этот способ является наиболее распространенным.

2. ОБОСНОВАНИЕ ГЛУБИНЫ ПОГРУЖЕНИЯ И ВЫБОР ШТАНГОВОГО СКВАЖИННОГО НАСОСА

2.1. Условия проектирования штанговых скважинных насосных установок

В процессе эксплуатации нефтяного месторождения меняются условия работы отдельных скважин. Продукция обводняется, пластовое давление снижается, увеличивается приток газа, снижается дебит, понижается уровень жидкости. Однако не всегда удается выбрать оборудование, в том числе и станок-качалку, которое наилучшим образом соответствовало бы сложившимся, в данный момент, условиям. Станок-качалка используется в течение всего периода насосной эксплуатации, так как его замена связана с переделкой фундамента и сопряжена с другими большими трудностями. Рассчитывается насосная установка на наиболее тяжелые условия работы, которые возникают при пуске штанговой насосной установки после глушения скважины тяжелой жидкостью при ее ремонте. В этом случае нагрузка на штанги и на головку балансира будут наибольшими.

Расчет ШСНУ, используемой при откачке газированной жидкости наиболее сложен, поэтому рассмотрим его подробнее. Будем исходить из того, что уравнение притока жидкости для данной скважины или индикаторная линия известны, в противном случае какой-либо обоснованный инженерный расчет становиться невозможным.

Отбор жидкости из скважины производится исходя из геологических условий, плановых заданий, недопущения разгазирования жидкости в пласте, появления песка и других факторов. Затем для определения режима работы и расчета ШСНУ устанавливают на месторождении основные исходные данные.

2. 2. Исходные данные для расчета ШСНУ и выбор методики расчета

Технологические расчеты, выбор способа эксплуатации, подбор оборудования для подъема жидкости, а также оптимизация работы оборудования возможны лишь при наличии основных исходных данных:

- глубины скважины L_0, м;
- диаметра эксплуатационной колонны D_c, м;
- планируемого дебита жидкости $Q_{ж.пл}$, $м^3/сут$;

– объемной обводненности жидкости B, доли единицы;

– плотности дегазированной нефти $\rho_{\text{дег}}$, кг/м^3;

– плотности пластовой воды $\rho_{\text{в}}$, кг/м^3;

– плотности нефти при давлении насыщения и пластовом давлении $\rho_{\text{нас}}$, кг/м^3;

– плотности газа (при стандартных условиях) $\rho_{\text{г.0}}$, кг/м^3;

– газового фактора G_0, м^3/м^3;

– кинематической вязкости нефти $\nu_{\text{н}}$, м^2/с;

– вязкости воды $\nu_{\text{в}}$, м^2/с;

– давления насыщения нефти газом $p_{\text{нас}}$, МПа;

– пластового давления $p_{\text{пл}}$, МПа;

– устьевого давления $p_{\text{у}}$, МПа;

– средней температуры в стволе скважины $T_{\text{ср}}$, К;

– коэффициента продуктивности $K_{\text{пр}}$, м^3/(с·Па);

– объемного коэффициента нефти при давлении насыщения $b_{\text{нас}}$.

В колонне насосно-компрессорных труб вместе с жидкостью обычно движется свободный газ. Изучение законов движения газожидкостной смеси (ГЖС) по колонне насосно-компрессорных труб (НКТ) необходимо не только для расчетов, связанных с фонтанной или газлифтной эксплуатацией, но и при эксплуатации скважин погружными электрическими, штанговыми, струйными и другими насосами.

Уравнение движения ГЖС записывается в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{1}{\rho_{\text{ж}} \cdot g} \cdot \frac{dp}{dl} \quad \frac{\rho_{\text{с}}}{\rho_{\text{ж}}} + \frac{1}{\rho_{\text{ж}} \cdot g} \left(\frac{dp}{dl} \right)_{\text{тр}} + \frac{1}{\rho_{\text{ж}} \cdot g} \left(\frac{dp}{dl} \right)_{\text{ин}}, \qquad (2.1)$$

где ε – общий градиент давления, выраженный в высоте столба жидкости

плотностью $\rho_{\text{ж}}$, приходящейся на единицу длины трубы;

g – ускорение свободного падения;

$\rho_{\text{с}}$ – плотность газожидкостной смеси;

$\frac{1}{\rho_{ж} \cdot g}\left(\frac{dp}{dl}\right)_{тр}$ – градиент давления, обусловленный силами сопротивления, выраженный в высоте столба жидкости плотностью $\rho_{ж}$, приходящейся на единицу длины трубы;

$\frac{1}{\rho_{ж} \cdot g}\left(\frac{dp}{dl}\right)_{ин}$ – градиент давления, обусловленный инерционными силами.

Все слагаемые этого уравнения безразмерные, что облегчает расчеты и обобщение результатов исследований.

Величина $\rho_{с}$ определяется суммой

$$\rho_{с} = \rho_{ж}(1-\varphi) + \rho_{г} \cdot \varphi, \qquad (2.2)$$

где $\rho_{г}$ – плотность газа;

φ – истинная газонасыщенность (отношение площади сечения трубы, занятой газовой фазой, к общей площади трубы).

Чаще всего при движении газонефтяной смеси по НКТ нефть – сплошная фаза, а газ – дискретная. При очень высоких объемных содержаниях свободного газа (что редко встречается на практике) последний представляет собой сплошную среду.

По мере увеличения обводнения в добываемой продукции вода из прерывистой фазы переходит в сплошную. Более сложная система – среда, состоящая из трех компонентов: нефти, воды и газа.

Еще более сложной будет система, где присутствует песок. Вследствие высокой степени дисперсности системы в значительной мере усложняются расчеты, связанные с движением ГЖС. Поэтому рекомендуемые в литературе расчетные зависимости пригодны только применительно к определенным структурам потока.

Различают несколько структур потока:

1) ***пузырьковая*** – газообразная фаза распределена в жидкости в виде небольших (по сравнению с диаметром трубы) пузырьков, которые движутся относительно жидкости.

2) ***пробковая*** – газообразная фаза представлена в виде крупных пузырей, поперечные размеры которых соизмеримы с диаметром трубы. По своей форме пузыри напоминают снаряды с головкой параболического очертания. Газовые пузыри чередуются с жидкостными перемычками, где могут быть мелкие газовые пузыри.

3) ***эмульсионная*** – газообразная фаза распределена в потоке в виде мелких пузырей, разделенных жидкими пленками.

4) ***кольцевая*** – газообразная фаза образует ядро потока, а жидкость в виде пленки движется по стенкам трубы.

5) ***дисперсная*** – мелкие капли жидкости распределены равномерно в общем потоке газа.

Наряду с указанными структурами потока имеются ряд промежуточных.

При движении ГЖС в нефтяных скважинах наблюдаются, преимущественно, пузырьковая и пробковая структуры потока.

Все методики расчета газожидкостного подъемника основаны на результатах лабораторных или промысловых исследований движения ГЖС в трубах [6]. При этом следует отдать предпочтение той группе методик расчета, в которых учитывается структура потока, поскольку ее влиянием обусловлен в значительной мере градиент давления при движении ГЖС.

1. Методика А.П. Крылова основана на лабораторных опытных данных: поскольку кинематическая вязкость жидкости изменялась в широких пределах ($1\cdot10^{-8}$ – $106\cdot10^{-8}$ м^2/с), то рекомендуемые соотношения пригодны и для обводненной продукции. Как правило, суммарный расход ГЖС был больше 170 – 260 м^3/сут. Структура потока пробковая.

2. Методика Н.Н. Константинова, основанная на опытных данных Мура, Уайльда, Берингера и др. дает возможность рассчитать давление по длине колонны НКТ в условиях пробковой структуры потока, когда

$$\lg\frac{g\cdot d_{в}^{3}}{\nu_{ж}^{2}}=3\ldots18,$$

где $\frac{g\cdot d_{в}^{3}}{\nu_{ж}^{2}}=\mathrm{Ga}_{ж}$ – критерий Галилея (мера отношения сил молекулярного трения и тяжести в потоке);

$d_{в}$ – внутренний диаметр трубы, м;

$\nu_{ж}$ – кинематическая вязкость жидкости, м^2/с.

3. Методика А.М. Пирвердяна, А.И. Гузик и др. позволяет рассчитать расходы жидкости и газа в условиях оптимального и максимального режимов и может быть использована для случаев обводненных газлифтных скважин.

4. Методика Е.В. Щербестова и Е.Г. Леонова рекомендуется для расчета распределения давления по длине труб при наличии пробковой структуры смеси и построения расстояния от устья скважины до сечения с заданным давлением, а также для решения обратной задачи.

5. Методика Р.И. Медведского, Ф.Г. Аржанова и др. позволяет расчетным путем установить распределение давления по длине колонны НКТ безводных и обводненных скважин, дает хорошую сходимость с фактическими замерами при числе Фруда больше единицы.

6. Методика Поэтмана и Карпентера разработана на основе обобщения промысловых данных. Этот метод пригоден, если дебит находится в пределах 3 – 200 м^3/сут, газовый фактор 18 – 180 м^3/м^3, вязкость нефти небольшая. Вблизи верхнего и нижнего пределов возможна значительная ошибка.

7. Методика Данса и Роса рассчитана на всевозможные структуры потока при динамической вязкости (0,8 – 300мПа·с), если в потоке жидкости содержится не более 10 % воды.

8. Методика Г. Уоллиса пригодна для движения смеси при пробковой структуре. Она охватывает широкий диапазон изменения вязкости и скорости движения смеси. Результаты расчетов распределения давления согласуются с рекомендациями Н.Н. Константинова.

2. 3. Определение градиента давления в НКТ и по стволу скважины

Для определения градиента давления по стволу скважины можно воспользоваться методикой Поэтмана – Карпентера [15]. Однако для определения основных характеристик проектируемого оборудования воспользуемся следующей методикой.

По методике А.П. Крылова общий градиент давления определяется следующим уравнением движения ГЖС:

$$\varepsilon = \frac{dp}{\rho_{ж} \cdot g \cdot dl} = \frac{q+f}{q+f+\upsilon} + a_1\upsilon^2 + a_2 q^{1,75} + a_3\upsilon q \ldots, \qquad (2.3)$$

где q и υ – объемные расходы жидкости и свободного газа (при заданном давлении), м^3/с;

f – площадь живого сечения трубы, м^2.

$$f = 0,785 \cdot d_{в}^2;$$

a_1, a_2, a_3 – коэффициенты, зависящие от диаметра трубы и динамической вязкости жидкости, определяемые по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значения коэффициентов уравнения (2.3)

Динамическая вязкость жидкости, мПа·с	Внутренний диаметр трубы $d_в$, м				
	0,0403	0,0503	0,6020	0,0760	0,102
Коэффициент a_1					
—	25,51	7,82	2,57	0,87	0,20
Коэффициент a_2					
1	3287	1147	425	163	43
5	4916	1715	635	243	65
20	6952	2426	898	344	91
Коэффициент a_3					
1	10724	3540	1244	453	112
5	16036	5293	1861	677	168
20	22679	7486	2632	957	237

Точность расчетов движения газожидкостной смеси во многом зависит от правильности определения истинной газонасыщенности φ .

На основе обширных опытов, проведенных Г.С. Лутошкиным под руководством А.П. Крылова, были рекомендованы следующие соотношения для определения величины истинной газонасыщенности ГЖС:

– пузырьковая структура

$$\varphi = \frac{\upsilon}{\upsilon + q + 0,233 \cdot d_в^2 \cdot \sqrt[3]{\sigma_н \cdot \sigma_в}}; \qquad (2.4)$$

– пробковая структура

$$\varphi = \frac{d_в \cdot \sqrt{\upsilon}}{d_в \cdot \sqrt{\upsilon} + 0,603 \cdot q + 0,094 \cdot d_в^{1,5} \cdot \sqrt[3]{\sigma_н \cdot \sigma_в}}, \qquad (2.5)$$

где $\sigma_н$ – поверхностное натяжение на границе нефть-газ;

$\sigma_в$ – поверхностное натяжение на границе вода-воздух.

Граница перехода от пузырьковой структуры к пробковой определяется следующим соотношением:

$$\upsilon = 1,751 \cdot d_в^{2,5} + 1,25 \cdot q, \qquad (2.6)$$

где υ и q – выражаются в м^3/с, $d_в^{2,5}$ – м.

Для пробковой структуры (при $q = 0$), по данным А.П. Крылова и Г.С. Лутошкина, истинная газонасыщенность

$$\varphi = \frac{\beta}{1 + \frac{B_2}{(Fr_c \cdot g \cdot d_в)^{0,25}}}, \cdot \tag{2.7}$$

где β – расходная газонасыщенность, определяемая по выражению

$$\beta = \frac{\upsilon}{\upsilon + q}; \tag{2.8}$$

$$B_2 = 0,106 \cdot d_в^{-0,5} \cdot \sqrt{\sigma_н / \sigma_в};$$

Fr_c – число Фруда, для ГЖС – критерий гравитационного подобия,

$$Fr_c = \frac{\omega_c^2}{g \cdot d_в} \left[\frac{\upsilon + q}{0,785 \cdot d_в^2}\right]^2 \cdot \frac{1}{g \cdot d_в}, \tag{2.9}$$

где ω_c – скорость движения ГЖС, м/с

$$\omega_c = \frac{\upsilon + q}{f}. \tag{2.10}$$

По методике Н.Н. Константинова для пробковой структуры с цилиндрической формой пробок общий градиент давления выражается уравнением:

$$\varepsilon = \frac{1}{\rho_ж \cdot g} \cdot \frac{dp}{dl} \left(1 - \frac{\varphi}{\overline{f}}\right) \cdot \left(1 + 0,84 \frac{Fr_c^{0,845}}{Ga_ж^{0,155}}\right), \tag{2.11}$$

где $\overline{f} = \left(\frac{d_г}{d_в}\right)$ – доля сечения трубы, занятая пузырями, которая определяется по формуле:

$$\overline{f} = \left(1 + \frac{0,1058}{Ga_ж^{0,04167}}\right)^{-3}, \tag{2.12}$$

$Ga_ж$ – критерий Галилея (мера отношения сил молекулярного трения и тяжести в потоке), выражается уравнением:

$$Ga_ж = \frac{g d_в^3}{\nu_ж^2}. \tag{2.13}$$

Н.Н. Константинов предлагает следующие соотношения для расчета истинной газонасыщенности.

Обобщенная формула имеет вид:

$$\varphi \cong \frac{\beta}{\frac{1}{\bar{f}} + \frac{2{,}46\left(1-\bar{f}\right)^{1{,}71}}{\bar{f}}\sqrt{\frac{\mathrm{Ga}_{\text{ж}}^{1/7}}{Fr_{\text{с}}}}}; \tag{2.14}$$

при пробковой структуре для $q = 0$

$$\varphi = \frac{\beta}{A + B_1\sqrt{\frac{C_1}{Fr_{\text{с}}} - 1}}, \tag{2.15}$$

где

$$A = \frac{1}{\bar{f}}, \quad B_1 = (1-\bar{f})\left(\bar{f}^{-2{,}25}\right); \quad C_1 = 6{,}06\left(1-\bar{f}\right)^{-1{,}429}\bar{f}^{-2{,}5}\mathrm{Ga}_{\text{ж}}^{1/7}.$$

Для пузырьковой структуры

$$\varphi = \frac{\beta}{A_0 + 1{,}53 \cdot Fr_1^{-0{,}5} \cdot \left[\frac{\sigma_{\text{н}}}{g \cdot \Delta\rho \cdot d_{\text{в}}^2}\right]^{0{,}25}}, \tag{2.16}$$

Для пробковой структуры в условиях течения ГЖС

$$\varphi = \frac{\beta}{A_0 + 0{,}35 \cdot Fr_1^{-0{,}5}}, \tag{2.17}$$

где A_0 – коэффициент, характеризующий неравномерный профиль скорости смеси по радиусу, который может принимать значения от 1,0 до 1,5.

При отсутствии данных для его расчета рекомендуется принимать его равным 1,2 а по Крылову $A_0 = 1$

$$Fr_1 = \frac{\rho_{\text{ж}}\omega_{\text{с}}^2}{\Delta\rho \cdot g \cdot d_{\text{в}}}, \tag{2.18}$$

где $\Delta\rho = \rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}}$.

Д. Никлин для расчета истинной газонасыщенности предлагает принимать $A_0 = 1{,}2,$ а сомножитель перед Fr_1 в формуле (2.17) равным 0,292.

По данным Девиса и Тейлора этот множитель равен 0,328.

Аналогичная зависимость для водовоздушной смеси используется Уоллисом:

$$\varphi = \frac{\beta}{1{,}14 + 0{,}341 \cdot Fr_{\text{с}}^{-0{,}5}}. \tag{2.19}$$

По методике Г.Уоллиса учитывается, что скорость подъема одиночного снарядного газового пузыря в неподвижной жидкости зависит от

подъемной силы, вязкости жидкости, поверхностного натяжения и инерции жидкости. Общий градиент давления, обусловленный силой тяжести и трением, определяется выражением:

$$\varepsilon = 1 - \varphi + \frac{\rho_{г}}{\rho_{ж}} \cdot \varphi + (1 - \varphi) \cdot \lambda_{г} \cdot \frac{\rho_{ж} \cdot \omega_{с}^{2}}{2 \cdot g \cdot d_{в}}, \tag{2.20}$$

где $\lambda_{г}$ – коэффициент гидравлических сопротивлений, определяемый по формуле Колбрука,

$$\lambda_{г} = \frac{0,309}{\left(\lg \frac{\mathrm{Re}_{ж}}{7}\right)^{2}}, \tag{2.21}$$

где $\mathrm{Re}_{ж}$ – критерий Рейнольдса, является мерой отношения в потоке сил инерции и молекулярного трения

$$\mathrm{Re}_{ж} = \frac{(\upsilon + q) \cdot \rho_{ж} \cdot d_{в}}{f \cdot \mu_{ж}}, \tag{2.22}$$

где $\mu_{ж}$ – динамическая вязкость жидкости, мПа·с.

Истинная газонасыщенность может быть определена по формуле:

$$\varphi = \upsilon \cdot \left[1,2 \cdot (\upsilon + q) + \omega_{п} \cdot f\right]^{-1}, \tag{2.23}$$

где $\omega_{п}$ – скорость движения одиночного пузыря, м/с

$$\omega_{п} = K_{1} \cdot \rho_{ж}^{-0,5} \cdot \left[g \cdot d_{в} \cdot (\rho_{ж} - \rho_{г})\right]^{0,5}, \tag{2.24}$$

где

$$K_{1} = 0,345 \cdot \left(1 - e^{-0,029 N_{f}}\right) \cdot \left(1 - e^{(3,37 - N_{1})/m_{1}}\right), \tag{2.25}$$

N_{f} – безразмерная обратная вязкость

$$N_{f} = \frac{\left[d_{в}^{2} \cdot g \cdot (\rho_{ж} - \rho_{г}) \cdot \rho_{ж}\right]^{0,5}}{\mu_{ж}}, \tag{2.26}$$

N_{1} – число Эвгеша

$$N_{1} = \frac{g \cdot d_{в}^{2} (\rho_{ж} - \rho_{г})}{\sigma_{н}}, \tag{2.27}$$

m_{1} – функция числа N_{1} :

при $N_{1} < 18 \quad m_{1} = 25;$

при $18 \le N_{1} < 250 \quad m_{1} = 69 N_{f}^{-0,35};$

при $N_f > 250 \quad m_1 = 10.$

Для большинства нефтяных скважин $N_f > 250,$ поэтому $m_1 = 10.$ $\mu_ж = 0,7$ мПа·с, Действительно, если $d_в = 4,03$ см, $\rho_ж = 0,7,$ $\rho_г = 0,01,$ то $N_f = 251.$

2. 4. Построение кривых распределения давления ГЖС в НКТ и по стволу скважины, и определение глубины спуска насоса

По исходным данным определяется дебит нефти, м^3/с

$$Q_н = \frac{Q_{ж.пл} \cdot (1 - B)}{86400}, \tag{2.28}$$

где B – объемная обводненность нефти, доли единицы,

86400 с = 1 сут.

Забойное давление, Па, рассчитывается по формуле:

$$p_{заб} = p_{пл} = \frac{Q_н}{K_{пр}}, \tag{2.29}$$

где $p_{пл}$ – пластовое давление, Па;

$K_{пр}$ – коэффициент продуктивности, м^3/(Па·с).

Так как данные о зависимости плотности нефти от давления отсутствуют, то можно принять линейную зависимость

$$\rho_ж = \rho_0 - b_0 \cdot p_i, \tag{2.30}$$

где ρ_0 – плотность жидкости при $p = 0;$

b_0 – эмпирический коэффициент, учитывающий зависимость плотности от давления;

p_i – абсолютное давление, мПа.

Подставляя в это равенство значения плотностей при атмосферном давлении и давлении насыщения, получим систему уравнений:

$$\begin{cases} \rho_{дег} = \rho_0 - b_0 \cdot p_а; \\ \rho_{нас} = \rho_0 - b_0 \cdot p_{нас}, \end{cases} \tag{2.31}$$

где $p_а$ – атмосферное давление, равное 0,1 МПа;

$p_{нас}$ – давление насыщения, мПа.

Из системы (2.31) найдем ρ_0 и b_0:

$$\rho_0 = \rho_{\text{дег}} + 0,1\frac{\rho_{\text{дег}} - p_{\text{нас}}}{p_{\text{нас}} - 0,1}, \quad b_0 = \frac{\rho_{\text{дег}} - p_{\text{нас}}}{p_{\text{нас}} - 0,1}.$$

Тогда уравнение (2.30) примет вид:

$$\rho_{\text{ж}} = \left(\rho_{\text{дег}} + 0,1\frac{\rho_{\text{дег}} - p_{\text{нас}}}{p_{\text{нас}} - 0,1}\right) - \frac{\rho_{\text{дег}} - p_{\text{нас}}}{p_{\text{нас}} - 0,1} \cdot p_i \qquad (2.32)$$

где p_i – принимается предварительно. Чаще всего при сравнительно низких давлениях зависимость между объемом свободного газа и давлением имеет криволинейный характер, поэтому при расчетах глубин l и L в верхней части колонны НКТ и обсадной колонны число значений давлений должно быть достаточно большим.

Зависимость между растворимостью газа в нефти и давлением имеет линейный характер, тогда коэффициент растворимости, МПа$^{-1}$:

$$\alpha = \frac{G_0}{p_{\text{нас}} - \rho_{\text{а}}}, \qquad (2.33)$$

где G_0 – газовый фактор, м^3/м^3.

Таким образом, при заданном абсолютном давлении p, массовое количество поступающего вместе с нефтью растворенного газа $\upsilon_{\text{р}}$ составит, кг/сут

$$\upsilon_{\text{р}} = \alpha \cdot \left(p_i - \rho_{\text{а}}\right) \cdot Q_{\text{ж.пл}} \cdot \rho_{\text{го}}, \qquad (2.34)$$

где $Q_{\text{ж.пл}}$ – планируемый дебит жидкости, м^3/сут.

Плотность газа при заданных давлениях, кг/м^3

$$\rho_{\text{г}} = 10\rho_{\text{го}} \cdot p_i. \qquad (2.35)$$

Секундный объемный расход свободного газа, приведенный к стандартным условиям, т.е. к атмосферному давлению и температуре 20^{0}С, м^3/с

$$\upsilon_{\text{о}} = \frac{\left[G_0 - \alpha\left(p_i - \rho_{\text{а}}\right)\right] \cdot Q_{\text{ж.пл}}}{86400}. \qquad (2.36)$$

Средняя температура в колонне НКТ и в затрубном пространстве, К

$$T_{\text{ср}} = 0,5\left(T_{\text{у}} + T_{\text{заб}}\right), \qquad (2.37)$$

где $T_{\text{у}}$ – температура на устье скважины, К;

$T_{\text{заб}}$ – температура на забое скважины, К.

При определении секундного объемного расхода свободного газа, приведенного к заданному давлению, исходим из средней температуры в колонне, м^3/с

$$\upsilon = \frac{\rho_{\text{а}} \cdot \upsilon_0 \cdot T_{\text{ср}}}{T_{\text{у}} \cdot p_i}. \tag{2.38}$$

Секундный объемный расход жидкой фазы, м^3/с

$$q = \frac{Q_{\text{ж.пл}} \cdot \rho_{\text{дег}} + \upsilon_{\text{р}}}{86400 \cdot \rho_{\text{ж}}}. \tag{2.39}$$

По формулам (2.3), (2.11), (2.20) определяется общий градиент давления в НКТ и обсадной колонне.

Величина ε, как известно, представляет собой общий градиент давления, выраженный в метрах столба жидкой фазы на 1 м трубы. Плотность жидкой фазы с глубиной меняется. Для сравнения градиентов по различным рекомендациям необходимо знать градиенты $\frac{dp}{dl}$ (МПа на 1 м), т. е.

$$\frac{dp}{dl} = \varepsilon \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot 10^{-5}. \tag{2.40}$$

Расчеты сводятся в табл. 2.2.

На основе табличных данных устанавливается распределение давления по длине колонны НКТ и обсадных труб. Так, изменение давления от p_1 и p_2 МПа происходит на длине колонны труб

$$l = \frac{p_2 - p_1}{0,5\left(\frac{dp_1}{dl} + \frac{dp_2}{dl}\right)}, \tag{2.41}$$

где $0,5\left(\frac{dp_1}{dl} + \frac{dp_2}{dl}\right)$ – среднеарифметическое значение градиента давления.

Аналогично рассчитываются последующие значения l, а затем производится определение глубины изменения давления:

– для НКТ

$$L_{\text{нкт}} = l_0 + l, \tag{2.42}$$

– для эксплуатационной колонны

$$L_{\text{экс}} = L_0 - l, \tag{2.43}$$

где L_0 – глубина до забоя скважины, м.

Эти данные заносятся в табл.2.2, после чего строятся кривые распределения давления по колонне НКТ и обсадной колонне (рис. 2.1).

От устьевого давления $p_{у}$ строится кривая распределения давления $p_{нкт} = f(L_{нкт})$ по методу «сверху вниз» для расхода жидкости, соответствующего планируемому дебиту скважины при выбранном диаметре НКТ и для газового фактора с учетом сепарации на приеме насоса.

Таблица 2.2

Параметр	P, МПа						
	1,0	1,53	2,0	3,0	5,0	7,0	8,03
$\rho_{ж}$, кг/м^3	844	840,7	837,5	830,8	817,3	803,8	796,9
$\rho_{г}$, кг/м^3	14	21,4	28	42	70	98	112,4
$\upsilon \cdot 10^3$, м^3/с	1,674	1,022	0,7325	0,4187	0,1675	0,0599	0,0253
$q \cdot 10^3$, м^3/с	0,3084	0,3116	0,3142	0,3204	0,3326	0,3452	0,3519
β	0,844	0,766	0,6998	0,5665	0,335	0,148	0,0671
φ	$\frac{0,176}{-}$	$\frac{0,1154}{0,439}$	$\frac{0,086}{0,366}$	$\frac{0,0513}{0,254}$	$\frac{0,0213}{0,122}$	$\frac{0,00772}{0,0474}$	$\frac{0,00326}{0,0206}$
ε	$\frac{0,8}{-}$	$\frac{0,869}{0,504}$	$\frac{0,903}{0,586}$	$\frac{0,942}{0,713}$	$\frac{0,976}{0,863}$	$\frac{0,991}{0,948}$	$\frac{0,996}{0,978}$
$\frac{dp}{dl} \cdot 10^3$ МПа/м	$\frac{6,75}{-}$	$\frac{7,31}{4,24}$	$\frac{7,56}{4,91}$	$\frac{7,83}{5,92}$	$\frac{7,98}{7,05}$	$\frac{7,97}{7,68}$	$\frac{7,94}{7,79}$
$l_{эк}$, м	–	75,4	63,2	130	253	251	130
$L_{эк}$, м	697,4	772,8	836	966	1219	1470	1600
$l_{нкт}$, м	–	–	102,8	184,7	308,4	272,7	133,7
$L_{нкт}$, м	–	–	102,8	287,5	595,9	868,6	1002,3

Следует отметить, что в ШСНУ ГЖС движется по кольцевому зазору между НКТ и штангами. Надежных методов расчета движения ГЖС для этих условий не существует, т. к. возвратно-поступательное движение штанг в потоке смеси, очевидно, будет влиять на скольжение газа, его относительную скорость, на потери давления на трение и т.д. Учесть все это затруднительно. Тем не менее, можно рекомендовать рассчитывать этот процесс для трубы с фиктивным диаметром, определяемым через гидравлический радиус кольцевого сечения между внутренними стенками НКТ и наружной поверхностью штанг. Что

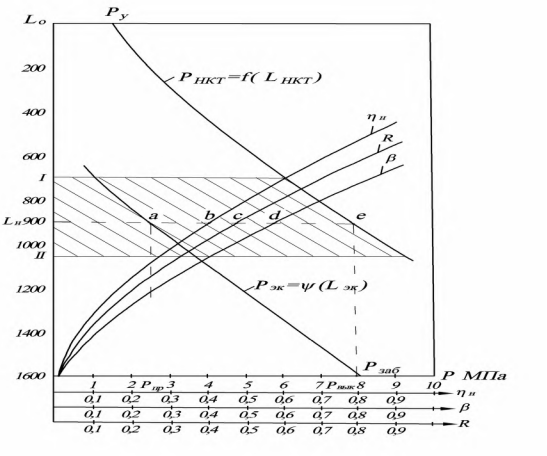


Рис. 2.1. Проектирование глубины подвески ШСН, по кривым распределения давления

касается скорости движения смеси, необходимой для расчетов $p_{\text{нкт}} = f(L_{\text{нкт}})$, то она должна определяться как частное от деления объема смеси при термодинамических условиях на данном этапе шаге (интервале) на площадь кольцевого сечения.

Из точки на оси абсцисс (см. рис. 2.1), соответствующий забойному давлению $\rho_{\text{заб}}$, снизу вверх по интервалам строится линия распределения давления $\rho_{\text{эк}} = \psi\left(L_{\text{эк}}\right)$ для условия движения по обсадной колонне ГЖС с расходом $Q_{\text{ж.пл}}$ при пластовом газовом факторе G_0. Если забойное давление больше давления насыщения, то до точки $p_{\text{нас}}$

проводится прямая линия под углом, определяемым градиентом давления негазированной жидкости плотностью, соответствующей термодинамическим условиям забоя. Выше точки $p_{\text{нас}}$ линия распределения давления $p_{\text{эк}} = \psi\left(L_{\text{эк}}\right)$, строится по формулам, описывающим процесс движения ГЖС в вертикальных трубах.

Выбирается глубина спуска насоса $L_{\text{н}}$. Выбор глубины спуска насоса, а следовательно, давления на его приеме – одно из важнейших условий эффективной и надежной работы всей насосной установки. С одной стороны, глубина спуска насоса должна быть достаточной для обеспечения высоких значений коэффициента наполнения, с другой – по возможности минимальной, чтобы не произошло роста нагрузок на штанги и привод, а также увеличения затрат на оборудование и подземный ремонт.

Необходимое давление на приеме насоса зависит, в первую очередь, от содержания свободного газа.

При незначительном содержании свободного газа в откачиваемой смеси, что возможно, например, при высокой (свыше 80 %) обводненности жидкости или низком газовом факторе, минимальное необходимое давление на приеме насоса зависит от потерь напора во всасывающем клапане и может быть рассчитано по формуле:

$$p_{\text{ПР}_{\min}} = p_{\text{упр}} - p_{\text{дин}} + \frac{s \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot g}{2} + \Delta p_{\text{кл.в}}, \qquad (2.44)$$

где $p_{\text{упр}}$ – упругость паров откачиваемой жидкости, Па;

s – длина хода полированного штока, м;

$p_{\text{дин}}$ – давление газа в межтрубном пространстве у динамического уровня жидкости, Па.

$$p_{\text{дин}} = p_{\text{м.у}} \cdot \exp^{\left(\rho_{\text{го}} \cdot \frac{T_{\text{о}} \cdot H_{\text{дин}}}{z \cdot p_{\text{а}} \cdot T_{\text{ср}}}\right)}, \qquad (2.45)$$

здесь $p_{\text{м.у}}$ – давление газа в межтрубном пространстве на устье, Па;

$T_{\text{о}}$ – абсолютная температура, К;

$T_{\text{ср}}$ – температура в скважине, К;

$H_{\text{дин}}$ – глубина до динамического уровня жидкости в скважине, м;

z – коэффициент сверхсжимаемости газа.

При дебите скважины менее 100 $м^3$/сут и кинематической вязкости не более 10^{-4} $м^2$/с можно принимать погружение насоса под динамический уровень равным 20 – 50 м, что соответствует давлению на приеме насоса примерно 0,16 – 0,4 МПа.

При значительном содержании свободного газа в откачиваемой продукции заранее выбрать оптимальное давление на приеме насоса. Для каждого нефтяного района разрабатываются конкретные рекомендации. Так, для некоторых месторождений РК оптимальное давление на приеме насоса составляет 2,0 – 2,5 МПа, в отдельных случаях и 3 МПа. В среднем оптимальное давление на приеме насоса должно составлять примерно 30 % от давления насыщения.

Следовательно, критические рекомендации по установлению давления на приеме и глубины спуска насоса могут обеспечить приемлемую точность расчетов только для хорошо изученных месторождений. Поэтому при выборе оптимального типоразмера установки и режима ее работы рекомендуется задаваться несколькими вариантами возможных глубин спуска насоса и для каждого варианта проводить расчеты.

Следует учитывать, что на конкретном месторождении возможный диапазон глубин спуска насосов может быть ограничен по тем или иным причинам технологического или технического характера, например, из-за отложений солей или парафина, кривизны скважины и т.д.

2. 5. Выбор штангового скважинного насоса и насосно-компрессорных труб

Насос выбирается в соответствии с инструкцией по эксплуатации ШСН, согласно которой при выборе учитываются состав откачиваемой жидкости (наличие песка, газа и воды) и ее свойства, дебит скважины и высота подъема жидкости.

Если по условиям эксплуатации возможно применение как вставных, так и невставных насосов, то следует учитывать, что первые предпочтительно использовать при больших глубинах спуска и необходимости часто извлекать насосы из скважины. Однако вставные насосы спускают на колонне труб большего диаметра, чем невставные, поэтому капитальные затраты и амортизационные отчисления для них более высокие (см. табл. 4.7).

Для заданной производительности и глубины спуска по диаграмме А.Н. Адонина (рис. 2.2; 2.3) выбирается диаметр насоса, а табл. 2.3 – тип насоса.

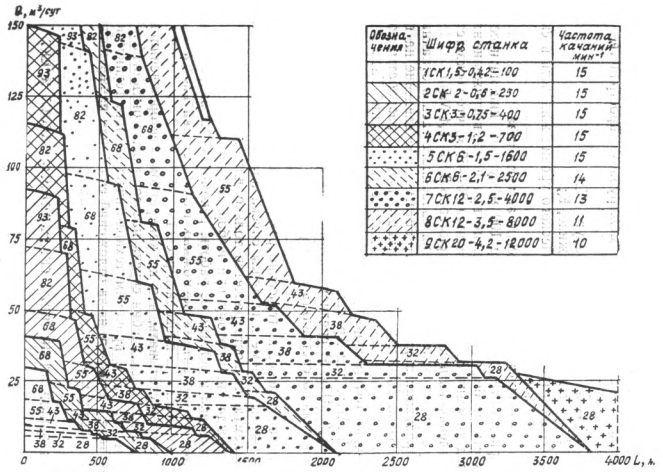


Рис. 2.2. Диаграмма для выбора базовых моделей станков–качалок

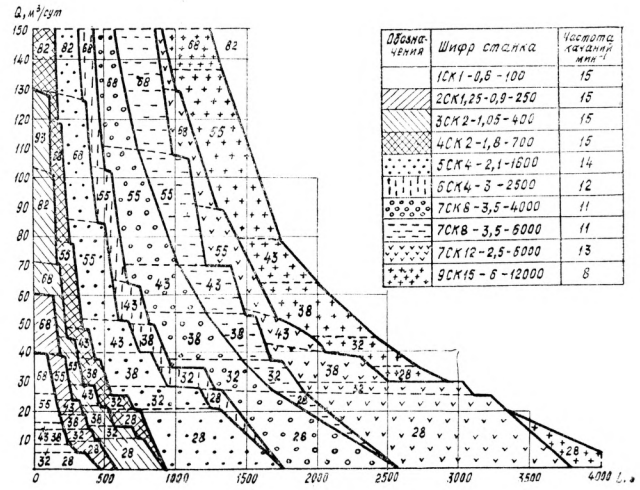


Рис. 2.3. Диаграмма для выбора модифицированных моделей станков–качалок

Группа посадки насоса выбирается в зависимости от вязкости, обводненности, температуры откачиваемой жидкости и глубины спуска насоса. Для эксплуатации скважины с различной геолого-промысловой характеристикой и глубиной подвески насоса выделяются четыре группы посадки:

Группа посадки	0	I	II	III
Зазор δ, мкм (по диаметру)	0– 45	20 – 70	70 – 120	120 – 170

Насосы 0 и I группы посадки рекомендуются для откачки легкой маловязкой нефти при глубине спуска более 1200 м в скважинах с повышенными устьевыми давлениями.

Насосы II группы посадки следуют применять для откачки жидкости малой и средней вязкости из с глубины до 1200 м при средней температуре.

Насосы III группы посадки рекомендуются использовать для откачки высоковязкой жидкости с высокой температурой или повышенным содержанием песка и парафина.

При скорости откачки $sn \le 34$ м/мин рекомендуются применять клапанные с одним или двумя шариками, причем последние неприемлемы для скважин с малым погружением насоса под динамический уровень. Клапанные узлы с увеличенным проходным сечением применяются при повышенных скоростях откачки $sn > 34$ м/мин или повышенной вязкости жидкости.

При наличии на приеме насоса свободного газа следует устанавливать газовые якоря или специальные насосы. В скважинах с высоким содержанием песка в откачиваемой жидкости на приеме насоса рекомендуется устанавливать «хвостовик» из НКТ малого диаметра (33 и 48 мм) или специальный якорь.

Диаметр насоса предварительно выбирается с помощью диаграммы А.Н. Адонина (см. рис.2.2; 2.3). Более точный выбор диаметра насоса осуществляется по табл. 2.3, где даны основные технические данные ШСН, выпускаемые отечественной промышленностью.

НСН1 – невставной насос, предназначен для эксплуатации нефтяных скважин с глубиной подвески не более 1200 м в неосложненных условиях, имеет всасывающий клапан и нагнетательный, расположенный в верхней части плунжера.

Таблицы 2.3

Области применения ШСН

Насос	Условный размер насоса, $d_{пл}$ мм	Длина хода плунжера, мм	Теоретическая подача при n=10 ход/мин, м3/сут	Максимальная глубина спуска, м	Вязкость жидкости, мПа·с (не более)	Условный диаметр НКТ ГОСТ 633-80, мм	Толщина стенки, мм	Содержание механических примесей, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
НСН1	28	900	8,0	1200	25	48	4,0	до 0,05
	32		10,5			48	4,0	
	43		19,0			60	5,0	
	55		31,0	1000		73	5,5	
НСН2	32	3000	35,0	1200	25	48	4,0	до 0,05
	43	4500	94,0	2200		60	5,0	
	55	4500	155,0	1800		73	5,5	
	68	4500	235,0	1600		89	6,5	
	93	4500	440,0	800		114	7,0	
НСН5 плунжер 1500 мм	43	4500	94,5	2200	25	60	5,0	до 0,2
	55	4500	155,0	1800		73	5,5	
НСН2Т	43	3000	63,0	1200	15	73	5,5	более
	55	3000	103,5	1000		73	5,5	0,2
НСН2В	32	3000	35,0	1200	15	48	4,0	более
	43	4500	94,5	1500		60	5,0	0,2
	55	4500	155,0	1200		73	5,5	
НСНА	43	3500	73,5	1500	25	48	4,0	до 0,05
	55	3500	120,0	1200		60	5,0	
	68	4500	235,0	1000		73	5,5	
	93	4500	440,0	800		89	6,5	
НСВ1	28	3500	31,0	2500	25	60	5,0	до 0,05
	32	3500	41,0	2200		60	5,0	
	38	6000	98,5	3500		73	5,5	
	43	6000	125,5	1500		73	5,5	
	55	6000	207,0	1200		89	6,5	
НСВ2	32	3500	41,0	3500	25	60	5,0	до 0,05
	38	6000	98,5	3500		73	5,5	
	43	6000	125,5	3000		73	5,5	
	55	6000	207,0	2500		89	6,5	
НСВ1В	32	3500	41,0	2200	15	60	5,0	более
	38	3500	57,5	2000		73	5,5	0,2
	43	3500	73,5	1500		73	5,5	
	55	3500	120,0	1200		89	6,5	
НСВГ	55/38	3500	64,0	1200	100	89	6,5	до 0,05
	55/43	3500	73,5	1200		89	6,5	
НСВ1П	28	3500	31,0	2500	25	60	5,0	до 0,2
	32	3500	41,0	2200		60	5,0	
	38	3500	57,5	2000		73	5,5	
	43	3500	73,5	1500		73	5,5	
	55	3500	120,0	1200		89	6,5	

НСН2 – невставной насос, предназначен для эксплуатации нефтяных скважин в неосложненных условиях с глубиной подвески не более 2000 м, снабжен одним или двумя нагнетательными клапанами и отличается от НСН1 ловильным устройством всасывающего клапана. В насосе могут быть установлены клапанные узлы увеличенного проходного сечения.

НСВ1 – вставной насос, предназначен для эксплуатации нефтяных скважин в неосложненных условиях с глубиной подвески до 2500 м. Замок расположен в верхней части насоса, снабжен двумя всасывающими и двумя нагнетательными клапанами, которые могут иметь увеличенное проходное сечение.

ШСН специального назначения рассчитаны на работу в скважинах с сильным пескопроявлением, при форсированной откачке жидкости на глубине подвески 3000 – 3500 м, с вязкопластичной жидкостью и т.д. К ним относятся следующие типы насосов.

НСН5 – невставной насос для скважин с повышенным содержанием песка (до 0,2 %), имеет плунжер длиной 1500 мм. Изготовлен из специальных износостойких материалов.

НСН2Т – невставной насос под трубчатые штанги для скважин с содержанием песка свыше 0,2 %. Имеет полый шток, соединяемый с колонной трубчатых штанг, способствующих эффективному выносу песка.

НСН2В (невставной) и НСВ1В (вставной) – насосы, предназначенные для эксплуатации обводненных скважин и скважин с пескопроявлениями. Имеют узлы верхней и нижней защит с эластичными воротниками, предотвращающими попадание песка в зазор между плунжером и цилиндром. Внутри плунжера установлен сепаратор для отделения нефти из откачиваемой жидкости и смазки ею трущихся поверхностей плунжерной пары.

НСНА – невставной насос для форсированной откачки жидкости из скважин в неосложненных условиях. Имеет автосцеп для соединения плунжера со штанговой колонной и сливное устройство.

НСВ2 – вставной насос для откачки высокопластичной и высоковязкой (до 100 мПа·с) жидкости – является дифференциальным насосом одностороннего действия и состоит из двух секций втулочных цилиндров, плунжеры которых соединены полым штоком. Нижняя секция меньшего диаметра – рабочий насос, откачивающий жидкость из скважины, а верхняя – силовая часть, создающая дополнительное усилие, необходимое для проталкивания плунжера в цилиндре при движении вниз, т.е. для преодоления гидравлических сопротивлений в насосе и силы гидродинамического трения штанг.

Таблица 2.4

Характеристика насосно-компрессорных труб (НКТ) по ГОСТ 633 – 80

Диаметр трубы, мм			Толщина стенки, мм	Площадь сечения тела трубы по металлу $x10^{-4}$ м^2	Высаженная часть, мм		Теоретическая масса, кг			марка стали				
Условный	наружный	внутренний			наружный диаметр	длина	1 м гладких труб	двух высаженных частей одной трубы	муфты	Д	К	Е	Л	М
Трубы гладкие														
48	48,3	40,3	4,0	5,6	—	—	4,39	—	0,5	1100	1400	1600	1800	2100
60	60,3	50,3	5,0	8,7	—	—	6,84	—	1,3	1200	1650	1850	2100	2400
73	73,0	62,0	5,5	11,6	—	—	9,16	—	2,4	1300	1700	1900	2200	2500
73	73,0	59,0	7,0	14,5	—	—	11,39	—	2,4					
89	88,9	76,0	6,5	16,7	—	—	13,32	—	3,6	1400	1900	2050	2400	2750
102	101,6	88,6	6,5	19,5	—	—	15,22	—	4,5	1250	1600	1800	2050	2400
114	114,3	100,3	7,0	24,0	—	—	18,47	—	5,1	1250	1650	1800	2100	2450

Продолжение табл. 2.4

Трубы с высаженными наружу концами														
33	33,4	26,4	3,5	2,3	37,5	45	2,58	0,1	0,5	500	700	750	900	1050
42	42,2	35,2	3,5	4,2	46,0	51	3,34	0,2	0,7	400	550	600	700	800
48	48,3	40,3	4,0	5,6	53,2	57	4,39	0,4	0,8	1900	2250	2800	3200	3700
60	60,3	50,3	5,0	8,7	65,9	89	6,84	0,7	1,5	1900	2650	2900	3250	3750
73	73,0	62,0	5,5	11,6	78,8	95	9,16	0,9	2,8	1950	2600	2850	3200	3700
73	73,0	59,0	7,0	14,5	78,8	95	11,39	0,9	2,8					
89	88,9	76,0	6,5	16,7	95,2	102	13,22	1,3	4,2	1950	2700	2950	3300	3800
89	88,9	73,0	8,0	20,2	95,2	102	15,98	1,3	4,2					
102	101,6	88,6	6,5	19,5	107,9	102	15,22	1,4	5,0	2000	2600	2900	3350	3900
114	114,3	100,3	7,0	24,0	120,6	108	18,47	1,6	6,3	1950	2600	2900	3300	3500

Диаметр НКТ выбирается в зависимости от типа и условного размера штангового скважинного насоса (табл. 2.3).

2. 6. Потери давления в клапанных узлах и перепаддавления, создаваемый насосом

В основу расчета максимального перепада давления при движении откачиваемой жидкости через клапанные узлы насоса положены экспериментальные исследования, выполненные А.М. Пирвердяном и И.С. Степановой, в которых приняты следующие допущения:

– при давлении в потоке жидкости свободного газа в качестве расчетной принимается максимальная скорость смеси без учета относительной скорости фаз;

– при откачке обводненной нефти не образуется высоковязкой эмульсии.

Перепад давления в клапанах насоса, МПа

$$\Delta p_{\text{кл}} = \frac{\upsilon_{\max}^2 \cdot \rho_{\text{ж.д}}}{2 \cdot \mu_{\text{кл}}^2}, \qquad (2.46)$$

где $\upsilon_{\max}$ – максимальная скорость движения ГЖС в седле клапана, м/с;

$\rho_{\text{ж.д}}$ – плотность дегазированной жидкости, кг/м^3,

$$\rho_{\text{ж.д.}} = \rho_{\text{дег.}} + (\rho_{\text{в.}} - \rho_{\text{дег.}}) \cdot \text{В}; \qquad (2.47)$$

$\mu_{\text{кл}}$ – коэффициент расхода клапана, по экспериментальным графикам (рис. 2.4) в зависимости от числа Рейнольдса для потока смеси в седле клапана,

$$\text{Re}_{\text{кл}} = \frac{\upsilon_{\max} \cdot d_{\text{кл}}}{\nu_{\text{ж}}}, \qquad (2.48)$$

где $d_{\text{кл}}$ – диаметр отверстия в седле клапана, м (табл. 2.5).

Зависимость $\mu_{\text{кл}} = f(\text{Re}_{\text{кл}})$ может использоваться при кинематической вязкости откачиваемой жидкости от 10^{-6} до $2{,}3 \cdot 10^{-4}$ м^2/с.

Максимальная скорость ГЖС

$$\upsilon_{\max} = \frac{4 \cdot Q_{\text{кл}}}{d_{\text{кл}}^2}, \qquad (2.49)$$

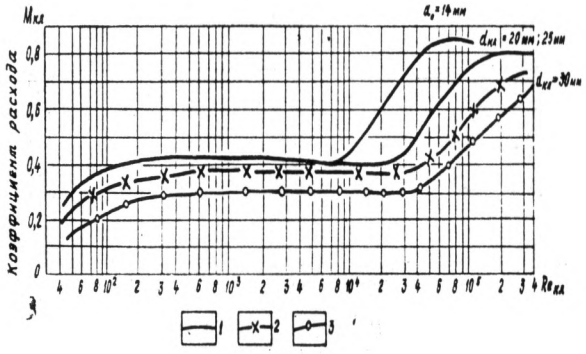


Рис. 2.4. Коэффициент расхода для клапанов:
1 – с одним шариком с окнами;
2 – с одним шариком со стаканом; 3 – с двумя шариками

где $Q_{\text{кл}}$ – расход ГЖС через клапан, м^3/с

$$Q_{\text{кл}} = Q_{\text{ж}(p_i)} + Q_{\text{г}(p_i)}. \tag{2.50}$$

Расход жидкости при давлении p_i, м^3/с

$$Q_{\text{ж}(p_i)} = \frac{Q_{\text{н}}}{1-B} \cdot \left[b_{\text{н}(p_i)} + \frac{B}{1-B} \right], \tag{2.51}$$

где p_i – давление, равное давлению на приеме $(p_{\text{пр}})$ для всасывающего клапана и давлению на выкиде насоса $(p_{\text{вык}})$ для нагнетательного клапана, МПа;

$b_{\text{н}(p_i)}$ – объемный коэффициент нефти при давлении p_i

$$b_{\text{н}(p_i)} = 1 + \left(b_{\text{нас}} - 1\right) \cdot \left(\frac{p_i - p_{\text{а}}}{p_{\text{нас}} - p_{\text{а}}} \right)^{0,25}. \tag{2.52}$$

Если $p_i > p_{\text{нас}}$, то расхода свободного газа $Q_{\text{г}(p_i)} = 0$ и свободного газа в потоке жидкости, проходящей через клапан, нет.

Если $p_i < p_{\text{нас}}$, то $Q_{\text{г}(p_i)}$ рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{г}(p_i)} = \left[G_{\text{то}} - G_{(p_i)} \right] \cdot \frac{z \cdot p_i \cdot T_{\text{ср}}}{p_i \cdot T_0} \cdot Q_{\text{н}}, \tag{2.53}$$

Таблица 2.5

Условный размер насоса, мм	Диаметр отверстия седла клапана, мм			
	обычного		с увеличенным проходным сечением	
	всасывающего	нагнетательного	всасывающего	нагнетательного
Невставной насос				
28	11	11	14,0	14,0
32	14	14	18,0	18,0
43	20	20	22,5	22,5
55	25	25	30,0	30,0
68	30	30	35,5	35,5
93	40	40	48,0	48,0
Вставной насос				
28	20	11	22,5	14,0
32	20	14	22,95	18,0
38	25	18	30,0	20,0
43	25	20	30,0	22,5
55	30	25	35,5	30,0

где $G_{\text{то}}$ – трубный газовый фактор, м^3/м^3;

$G_{(p_i)}$ – количество растворенного газа при давлении p_i, м^3/м^3

$$G_{(p_i)} = G_0 \cdot \left(\frac{p_i - p_{\text{a}}}{p_{\text{нас}} - p_{\text{a}}} \right)^{0,454}, \qquad (2.54)$$

где z – коэффициент сверхсжимаемости газа;

T_0 – абсолютная температура, К;

$Q_{\text{н}}$ – дебит нефти, определяемый по формуле (2.28).

Трубный газовый фактор:

$$G_{\text{то}} = G_0 - \left[G_0 - G_{(p_i)} \right] \cdot \sigma_{\text{с}}, \qquad (2.55)$$

где $\sigma_{\text{с}}$ – коэффициент сепарации газа у приема ШСН при $B < 0,5$

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{\sigma_{\text{со}}}{1+36,5 \cdot \dfrac{Q_{\text{ж}(p_i)}}{0,785 \cdot D_{\text{с}}^2}}, \qquad (2.56)$$

при $B > 0,5$

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{\sigma_{\text{со}}}{1+4,3 \cdot \dfrac{Q_{\text{ж}(p_i)}}{0,785 \cdot D_{\text{с}}^2}}, \tag{2.57}$$

где $\sigma_{\text{со}}$ – коэффициент сепарации у открытого приема ШСН при $Q_{\text{ж}} = 0$

$$\sigma_{\text{со}} = \frac{f_{\text{меж}}}{F_{\text{с}}} = \frac{D_{\text{с}}^2 - d_{\text{н}}^2}{D_{\text{с}}^2}, \tag{2.58}$$

где $f_{\text{меж}}$ – площадь поперечного сечения кольцевого пространства между обсадной колонной и НКТ на уровне приема, м^2;

$F_{\text{с}}$ – площадь живого сечения эксплуатационной колонны, м^2;

$D_{\text{с}}$ – внутренний диаметр эксплуатационной колонны, м^2;

$d_{\text{н}}$ – наружный диаметр НКТ, м.

Новое давление насыщения $p'_{\text{нас}}$ для трубного газового фактора определяют из условия $G_{(p'_{\text{нас}})} = G_{\text{то}}$ по формуле (2.54), подставляя $p'_{\text{нас}}$ вместо p_i:

$$p'_{\text{нас}} = \left(\frac{G_{\text{то}}}{G_0}\right)^{2,20264} \cdot \left(p_{\text{нас}} - p_{\text{а}}\right) + p_{\text{а}}. \tag{2.59}$$

Для определения перепада давления во всасывающем клапане $\Delta p_{\text{кл.в}}$ находят $b_{\text{н}}$ и $Q_{\text{кл}}$ при давлении на приеме $p_{\text{пр}}$, а для нагнетательного клапана $\Delta p_{\text{кл.н}}$ – при давлении $p'_{\text{нас}}$.

После установления потерь давления во всасывающем $\Delta p_{\text{кл.в}}$ и нагнетательном $\Delta p_{\text{кл.н}}$ клапанах, определяют давление в цилиндре насоса при всасывании $\Delta p_{\text{вс.ц}}$, нагнетания $\Delta p_{\text{наг.ц}}$ и перепад давления, создаваемый насосом $\Delta p_{\text{н}}$, чтобы обеспечить подъем жидкости на поверхность

$$\Delta p_{\text{вс.ц}} = p_{\text{пр}} - \Delta p_{\text{кл.в}}; \tag{2.60}$$

$$\Delta p_{\text{наг.ц}} = p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{кл.н}}; \tag{2.61}$$

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{наг.ц}} - p_{\text{пр}}. \tag{2.62}$$

Давление на выкиде насоса можно определить по методике Ф.Поэтмана и П. Карпентера или по кривой распределения давления в НКТ (см. рис. 2.2).

2. 7. Пример расчета

Таблица 2.6

Исходные данные для расчета

Наименование параметра		Обозначение	Ед.изм.	Значение
1.	Глубина скважины	L_0	м	1600
2.	Диаметр эксплуатационной колонны	D_c	м	0,150
3.	Планируемый дебит жидкости	$Q_{ж.пл}$	$м^3$/сут	26,2
4.	Объемная обводненность нефти	B	доли един.	0
5.	Плотность дегазированной нефти	$\rho_{дег}$	$кг/м^3$	850
6.	Плотность воды	$\rho_в$	$кг/м^3$	1100
7.	Плотность газа (при стандартных условиях)	$\rho_{г.0}$	$кг/м^3$	1,4
8.	Газовый фактор	G_0	$м^3/м^3$	59,4
9.	Кинематическая вязкость нефти	$\nu_н$	$м^2/с$	$3 \cdot 10^{-6}$
10.	Кинематическая вязкость воды	$\nu_в$	$м^2/с$	$1 \cdot 10^{-6}$
11.	Давление насыщения	$p_{нас}$	МПа	9,0
12.	Пластовое давление	$p_{пл}$	МПа	11,0
13.	Температура на забое скважины	$T_{заб}$	К	313
14.	Температура на устье скважины	$T_у$	К	293
15.	Объемный коэффициент нефти при давлении насыщения	$b_{нас}$	—	1,16
16.	Коэффициент продуктивности	$K_{пр}$	$м^3/(с \cdot Па)$	$1{,}02 \cdot 10^{-10}$
17.	Плотность нефти при давлении насыщения и пластовом давлении	$\rho_{нас}$	$кг/м^3$	790

2. 7. 1. Расчет кривой распределения давления и подбор насоса

По исходным данным определяются дебит нефти по формуле (2. 28)

$$Q_{\text{н}} = \frac{26,2 \cdot (1-0)}{86400} = 3,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

и забойное давление – по формуле (2.29)

$$P_{\text{заб}} = 11,0 - \frac{3,03 \cdot 10^{-4}}{1,02 \cdot 10^{-10}} = 8,03 \cdot 10^{6} \text{ Па} = 8,03 \text{ МПа}.$$

Так как данные о зависимости плотности нефти от давления отсутствуют, то принимаем линейную зависимость и из уравнения (2.32) найдем

$$\rho_{\text{ж}} = \left(850 + 0,1 \cdot \frac{850-790}{9,0-0,1}\right) - \frac{850-790}{9,0-0,1} \cdot p_i = 851 - 6,74\, p_i.$$

Зададимся следующими величинами абсолютных давлений:

$$p_i: \ 1,0;\ 1,53;\ 2,0;\ 3,0;\ 5,0;\ 7,0;\ 8,03;\ 9,0 \text{ МПа}.$$

Подставляя в уравнение (2.32) значение p_i, найдем плотность жидкости при различных давлениях:

$$\rho_{\text{ж}\,1,0} = 851 - 6,74 \cdot 10 = 844;$$

$$\rho_{\text{ж}\,1,53} = 851 - 6,74 \cdot 1,53 = 840,7;$$

$$\rho_{\text{ж}\,2,0} = 837,5;\ \rho_{\text{ж}\,3,0} = 830,8;\ \rho_{\text{ж}\,5,0} = 817,3;\ \rho_{\text{ж}\,7,0} = 803,8;$$

$$\rho_{\text{ж}\,8,03} = 796,9;\ \rho_{\text{ж}\,9,0} = 790 \text{ кг/м}^3.$$

По уравнению (2.33) находим коэффициент растворимости

$$\alpha = \frac{59,4}{9,0-0,1} = 6,67 \text{ МПа}^{-1}.$$

Количество растворенного газа, поступающего вместе с нефтью при заданных давлениях, определяется по формуле (2.34):

$$\upsilon_{\text{р}\,1,0} = 6,67 \cdot (1,0-0,1) \cdot 26,2 \cdot 1,4 = 220,2;$$

$$\upsilon_{\text{р}\,1,53} = 6,67 \cdot (1,53-0,1) \cdot 26,2 \cdot 1,4 = 349,7;$$

$$\upsilon_{\text{р}\,2,0} = 464,8;\ \upsilon_{\text{р}\,3,0} = 709,5;\ \upsilon_{\text{р}\,5,0} = 1198,8;\ \upsilon_{\text{р}\,7,0} = 1688,2;$$

$$\upsilon_{\text{р}\,8,03} = 1940,2 \text{ кг/сут}.$$

Плотность газа при заданных давлениях определяется по формуле (2.35):

$$\rho_{\text{г}\,1,0} = 10 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 14;\ \rho_{\text{г}\,1,53} = 10 \cdot 1,4 \cdot 1,53 = 21,4;$$

$$\rho_{\text{г}\,2,0} = 28;\ \rho_{\text{г}\,3,0} = 42;\ \rho_{\text{г}\,5,0} = 70;\ \rho_{\text{г}\,7,0} = 98;\ \rho_{\text{г}\,8,03} = 112,42 \text{ кг/м}^3.$$

Секундный объемный расход свободного газа, приведенный к стандартным условиям, определим по формуле (2.36):

$$\upsilon_{o1,0} = \frac{\left[59,4 - 6,67 \cdot (1,0 - 0,1)\right] \cdot 26,2}{86400} = 0,01619;$$

$$\upsilon_{o1,53} = \frac{\left[59,4 - 6,67 \cdot (1,53 - 0,1)\right] \cdot 26,2}{86400} = 0,01512;$$

$$\upsilon_{o2,0} = 0,01417;\ \upsilon_{o3,0} = 0,01215;\ \upsilon_{o5,0} = 0,00810;$$

$$\upsilon_{o7,0} = 0,00406;\ \upsilon_{o8,03} = 0,00197\ \text{м}^3/\text{с}.$$

Определим среднюю температуру жидкости в колонне НКТ и затрубном пространстве по формуле (2.37):

$$T_{ср} = 0,5 \cdot (20 + 40) + 273 = 303\ \text{К}.$$

Секундный объемный расход свободного газа, приведенный к заданному давлению и средней температуре, рассчитывается по формуле (2.38):

$$\upsilon_{1,0} = \frac{0,1 \cdot 303 \cdot 0,01619}{293 \cdot 1,0} = 0,001674;$$

$$\upsilon_{1,53} = \frac{0,1 \cdot 303 \cdot 0,01512}{293 \cdot 1,53} = 0,001022;$$

$$\upsilon_{2,0} = 0,007325;\ \upsilon_{3,0} = 0,004187;\ \upsilon_{5,0} = 0,001675;$$

$$\upsilon_{7,0} = 0,0000599;\ \upsilon_{8,03} = 0,0000253\ \text{м/с}.$$

Секундный объемный расход жидкой фазы определим по формуле (2.39):

$$q_{1,0} = \frac{26,2 \cdot 850 + 220,2}{86400 \cdot 844} = 0,0003084;$$

$$q_{1,53} = \frac{26,2 \cdot 850 + 349,7}{86400 \cdot 840,7} = 0,0003116;$$

$$q_{2,0} = 0,0003142;\ q_{3,0} = 0,0003204;\ q_{5,0} = 0,0003326;$$

$$q_{7,0} = 0,0003452;\ q_{8,03} = 0,0003519\ \text{м}^3/\text{с}.$$

По одной из изложенных методик определим градиент давления по стволу скважины. Воспользуемся методикой Н.Н. Константинова и по формуле (2.8) расходную газонасыщенность для заданных давлений:

$$\beta_{1,0} = \frac{0,001674}{0,001674 + 0,0003084} = 0,844;$$

$$\beta_{1,53} = \frac{0,001022}{0,001022 + 0,0003116} = 0,766;$$

$$\beta_{2,0} = 0,6998;\ \ \beta_{3,0} = 0,5665;\ \ \beta_{5,0} = 0,335;$$

$$\beta_{7,0} = 0,148;\ \ \beta_{8,03} = 0,0671.$$

Определим критерий гравитационного подобия ГЖС по стволу скважины из формулы (2.9) для заданных давлений $(D_c = 0,150\ \text{м})$:

$$Fr_{c1,0} = \left[\frac{0,001674 + 0,0003084}{0,785 \cdot 0,150^2}\right]^2 \cdot \frac{1}{9,81 \cdot 0,150} = 0,00856;$$

$$Fr_{c1,53} = \left[\frac{0,001022 + 0,0003116}{0,785 \cdot 0,150^2}\right]^2 \cdot \frac{1}{9,81 \cdot 0,150} = 0,00387;$$

$$Fr_{c1,53} = \left[\frac{0,001022 + 0,0003116}{0,785 \cdot 0,150^2}\right]^2 \cdot \frac{1}{9,81 \cdot 0,150} = 0,00387;$$

$$Fr_{c2,0} = 0,00239;\ \ Fr_{c3,0} = 0,00119;$$

$$Fr_{c5,0} = 0,00055;\ Fr_{c7,0} = 0,00036;\ \ Fr_{c8,03} = 0,00031.$$

Критерий Галилея рассчитывается по формуле (2.13) для скважины:

$$\text{Ga}_{ж} = \frac{9,81 \cdot 0,150^3}{\left(3 \cdot 10^{-6}\right)^2} \quad 3679 \cdot 10^6.$$

По формуле (2.12) вычислим долю живого сечения эксплуатационной колонны, занятую газовыми пузырями:

$$f = \left[1 + \frac{0,1058}{(3679 \cdot 10^6)^{0,04167}}\right]^3 = 0,883 \cdot$$

По формуле (2.14) определим для различных давлений истинную газонасыщенность:

$$\varphi_{1,0} = \frac{0,844}{\frac{1}{0,883} + \frac{2,46 \cdot (1 - 0,883)^{1,71}}{0,883} \cdot \sqrt{\frac{\left(3679 \cdot 10^6\right)^{1/7}}{0,00856}}} = 0,176;$$

$$\varphi_{1,53} = \frac{0,766}{\frac{1}{0,883} + \frac{2,46 \cdot (1 - 0,833)^{1,71}}{0,883} \cdot \sqrt{\frac{\left(3679 \cdot 10^6\right)^{1/7}}{0,00387}}} = 0,1154;$$

$$\varphi_{2,0} = 0,086;\ \ \varphi_{3,0} = 0,0513;\ \ \varphi_{5,0} = 0,0213;$$

$$\varphi_{7,0} = 0,00772;\ \varphi_{8,03} = 0,00326.$$

Воспользуемся методикой Н.Н. Константинова и определим градиент давления по формуле (2.11):

$$\varepsilon_{1,0}=\left(1-\frac{0,176}{0,883}\right)\cdot\left[1+0,84\cdot\frac{0,00856^{0,845}}{\left(3679\cdot10^{6}\right)^{0,155}}\right]=0,80;$$

$$\varepsilon_{1,53}=\left(1-\frac{0,1154}{0,883}\right)\cdot\left[1+0,84\cdot\frac{0,00387^{0,845}}{\left(3679\cdot10^{6}\right)^{0,155}}\right]=0,869;$$

$\varepsilon_{2,0}=0,903;\ \varepsilon_{3,0}=0,942;\ \varepsilon_{5,0}=0,976;\ \varepsilon_{7,0}=0,991;\ \varepsilon_{8,03}=0,996.$

Рассчитаем градиент в МПа на 1 м длины эксплуатационной колонны по формуле (2.40):

$$\frac{dp_{1,0}}{dl}=0,8\cdot844\cdot10^{-5}=0,00675;$$

$$\frac{dp_{1,53}}{dl}=0,869\cdot840,7\cdot10^{-5}=0,00731;$$

$$\frac{dp_{2,0}}{dl}=0,00756;\ \frac{dp_{3,0}}{dl}=0,00783;\ \frac{dp_{5,0}}{dl}=0,00798;$$

$$\frac{dp_{7,0}}{dl}=0,00797;\ \frac{dp_{8,03}}{dl}=0,00794.$$

По формуле (2.41) находим интервалы изменения градиентов давлений:

$$l_{1,53}=\frac{1,53-1,0}{0,5\cdot\left(0,00675+0,00731\right)}=75,4\ \text{м};$$

$$l_{2,0}=\frac{2,0-1,0}{0,5\cdot\left(0,00731+0,00756\right)}=63,2\ \text{м};$$

$l_{3,0}=130$ м; $l_{5,0}=253$ м; $l_{7,0}=251$ м; $l_{8,03}=130$ м;

Начиная с забоя $L_0=1600$ м, по уравнению (2.43) определяем глубину изменения давления по стволу скважины:

$$L_{5,0}=1470-251=1219\ \text{м};$$

$$L_{3,0}=1219-253=966\ \text{м};\ L_{2,0}=966-130=836\ \text{м};$$

$$L_{1,53}=836-63,2=772,8\ \text{м};\ L_{1,0}=772,8-75,4=697,4\ \text{м}.$$

Сводим данные расчетов в табл. 2.2 и строим кривую распределения давления по стволу скважины, начиная из точки на оси абсцисс, соответствующей забойному давлению, «снизу–вверх» по интервалам (см. рис. 2.1), кривая $p_{эк}=\psi\left(L_{эк}\right)$.

Глубину спуска насоса выбираем, исходя из оптимального давления на приеме по рекомендациям, изложенным в разделе 2.4. Для давления на приеме, равного примерно 2,06 МПа, по графику (см. рис. 2.1) находим, что при глубине спуска насоса $L_{н} = 900$ м давление на приеме $p_{пр} = 2,56$ МПа. Эту глубину и выбираем в качестве глубины спуска насоса.

По диаграмме А.Н. Адонина (см. рис. 2.2) выбираем диаметр насоса, который при $L_{н} = 900$ м и $Q_{ж.пл} = 26,2$ м^3/сут равен 38 мм.

По табл. 2.3 выбираем насос НСВ1-38, пригодный для неосложненных условий эксплуатации (с обычными клапанами), II-группы посадки с зазором $\delta = 100$ мкм $(10^{-4}$ м) в плунжерной паре.

Колонну НКТ для насоса НСВ1-38 выбираем по табл. 2.3 с условным диаметром $d_{у} = 73$ мм и толщиной стенки 5,5 мм. Для труб этого размера по табл. 2.4 находим $d_{н} = 0,073$ м; $d_{в} = 0,062$ м; $f_{тр} = 11,6 \cdot 10^{-4}$ м^2, сталь марки Д.

Выбрав диаметр НКТ $(d_{вн} = 0,062$ м$)$, также по методике Н.Н. Константинова определяем градиенты давления в НКТ. Для этого найдем критерий гравитационного подобия ГЖС (число Фруда) по колонне НКТ из формулы (2.9):

$$Fr_{с1,53} = \left[\frac{0,001022 + 0,0003116}{0,785 \cdot 0,062^2}\right]^2 \cdot \frac{1}{9,81 \cdot 0,062} = 0,321;$$

$$Fr_{с2,0} = \left[\frac{0,0007325 + 0,0003142}{0,785 \cdot 0,062^2}\right]^2 \cdot \frac{1}{9,81 \cdot 0,062} = 0,198;$$

$$Fr_{с3,0} = 0,0986;\ Fr_{с5,0} = 0,0452;\ Fr_{с7,0} = 0,0296;\ Fr_{с8,03} = 0,0257.$$

Критерий Галилея для НКТ, т.е. меру отношения сил молекулярного трения и тяжести в потоке ГЖС определим по формуле (2.13):

$$Ga_{ж} = \frac{9,81 \cdot 0,062^3}{\left(9 \cdot 10^{-6}\right)^2} \quad 259,4 \cdot 10^6.$$

По формуле (2.12) вычислим долю живого сечения НКТ, занятую газовыми пузырями:

$$\overline{f} = \left(1 + \frac{0,1058}{\left(259,4 \cdot 10^6\right)^{0,04167}}\right)^{-3} = 0,871.$$

Рассчитаем по формуле (2.14) истинную газонасыщенность в колонне НКТ для заданных давлений:

$$\varphi_{1,53} = \frac{0,766}{\frac{1}{0,871} + \frac{2,46\cdot(1-0,871)^{1,71}}{0,871}\cdot\sqrt{\frac{\left(259,4\cdot10^{6}\right)^{1/7}}{0,321}}} = 0,439;$$

$$\varphi_{2,0} = \frac{0,6998}{\frac{1}{0,871} + \frac{2,46\cdot(1-0,871)^{1,71}}{0,871}\cdot\sqrt{\frac{\left(259,4\cdot10^{6}\right)^{1/7}}{0,198}}} = 0,366;$$

$$\varphi_{3,0} = 0,254;\ \varphi_{5,0} = 0,122;\ \varphi_{7,0} = 00474;\ \varphi_{8,03} = 0,0206.$$

Найдем градиенты давления, используя формулу (2.11):

$$\varepsilon_{1,53} = (1-\frac{0,439}{0,871})\left[1+0,84\frac{0,321^{0,845}}{(259,4\cdot10^{6})^{0,155}}\right] = 0,504;$$

$$\varepsilon_{2,0} = (1-\frac{0,366}{0,871})\left[1+0,84\frac{0,198^{0,845}}{(259,4\cdot10^{6})^{0,155}}\right] = 0,586;$$

$$\varepsilon_{3,0} = 0,713;\ \varepsilon_{5,0} = 0,863;\ \varepsilon_{7,0} = 0,948;\ \varepsilon_{8,03} = 0,978.$$

Найдем градиенты в МПа на 1 м длины НКТ по формуле (2.40):

$$\frac{dp_{1,53}}{dl} = 0,504\cdot840,7\cdot10^{-5} = 0,00424;$$

$$\frac{dp_{2,0}}{dl} = 0,586\cdot837,5\cdot10^{-5} = 0,00491;$$

$$\frac{dp_{3,0}}{dl} = 0,00592;\ \frac{dp_{5,0}}{dl} = 0,00705;$$

$$\frac{dp_{7,0}}{dl} = 0,00762;\ \frac{dp_{8,03}}{dl} = 0,007794.$$

По формуле (2.41) найдем интервалы изменения градиентов давлений в НКТ:

$$l_{2,0} = \frac{2,0-1,53}{0,5\cdot(0,00424+0,00491)} = 102,8\ \text{м};$$

$$l_{3,0} = \frac{3,0-2,0}{0,5\cdot(0,00491+0,00592)} = 184,7\ \text{м};$$

$$l_{5,0} = 308,4 \text{ м}; \; l_{7,0} = 272,7 \text{ м}; \; l_{8,03} = 133,7 \text{ м}.$$

Начиная от устья скважины, когда $L_0 = 0$, определим глубину изменения давления по колонне НКТ из уравнения (2.43):

$$l_{2,0} = 0 + 102,8 = 102,8 \text{ м}; \; l_{3,0} = 102,8 + 184,7 = 287,5 \text{ м};$$

$$l_{7,0} = 595,5 + 272,7 = 868,6 \text{ м};$$

$$l_{8,03} = 868,6 + 133,7 = 1002,3 \text{ м}.$$

Сводим данные расчетов в знаменатель табл. 2.2 и строим кривую распределения давления ГЖС по колонне НКТ, начиная от устьевого давления, по интервалам методом «сверху–вниз» (рис. 2.1, кривая $p_{\text{нкт}} = f\left(L_{\text{нкт}}\right)$).

2. 7. 2. Потери давления в клапанах и узлах насоса

Для давления $p_i = p_{\text{пр}}$ определим объемный коэффициент нефти по формуле (2.52):

$$b_{\text{н}(p_{\text{пр}})} = 1 + (1,16 - 1) \cdot \left(\frac{2,56 - 0,1}{9,0 - 0,1} \right)^{0,25} \cong 1,12.$$

Количество растворенного газа в нефти на приеме насоса находим по формуле (2.54):

$$G_{(p_{\text{пр}})} = 59,4 \cdot \left(\frac{2,56 - 0,1}{2,56 - 0,1} \right)^{0,454} = 33,10 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Подачу жидкости определим по выражению (2.51):

$$Q_{\text{ж}(p_{\text{пр}})} = \frac{3,03 \cdot 10^{-4}}{1 + 0} \cdot \left[1,12 + \frac{0}{1 - 0} \right] = 3,39 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Коэффициент сепарации газа у открытого приема ШСН при $Q_{\text{н}} = 0$ в соответствии с формулой (2.58) составит

$$\sigma_{\text{со}} = \frac{0,15^2 - 0,073^2}{0,15^2} = 0,76,$$

тогда коэффициент сепарации газа на приеме насоса (см. формулу 2.56)

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{0,76}{1 + 36,5 \cdot \left(\frac{3,39 \cdot 10^{-4}}{0,785 \cdot 0,15^2} \right)} = 0,45.$$

Трубный газовый фактор определим по формуле (2.55):

$$G_{\text{то}} = 59,4 - \left[59,4 - 33,1\right] \cdot 0,45 = 47,6 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Новое давление насыщения в соответствии с формулой (2.59) составит

$$p_{\text{нас}} = \frac{47,6^{2,20264}}{59,4} \cdot \left(9,0 - 0,1\right) + 0,1 = 5,56 \text{ МПа}.$$

Давление на выкиде насоса можно определить по методике Ф. Поэтмана и П. Карпентера или по кривой распределения давления в НКТ (см. рис. 2.2), $p_{\text{вык}} = 7,94$ МПа.

Определим максимальный перепад давления в клапанах насоса при движении через них продукции скважины. Согласно табл. 2.5 $d_{\text{кл.в}} = 25$ мм, $d_{\text{кл.н}} = 18$ мм.

Расход газа через всасывающий клапан находим по формуле (2.53) при $p_i = p_{\text{пр}}$:

$$Q_{\text{г}(p_{\text{пр}})} = \left[47,6 - 33,1\right] \cdot \frac{1,0 \cdot 0,1 \cdot 303}{256 \cdot 273} \cdot 3,03 \cdot 10^{-4} = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тогда расход смеси через всасывающий клапан определится по формуле (2.50):

$$Q_{\text{кл. в}} = \left(3,39 + 1,9\right) \cdot 10^{-4} = 5,29 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Максимальная скорость движения смеси в седле всасывающего клапана (см. формулу 2.49)

$$\upsilon_{\max} = \frac{4 \cdot 5,29 \cdot 10^{-4}}{0,025^2} = 3,4 \text{ м/с},$$

а число Рейнольдса, в соответствии с выражением (2.48)

$$\text{Re}_{\text{кл. в}} = \frac{3,4 \cdot 0,025}{3 \cdot 10^{-6}} = 2,8 \cdot 10^4.$$

По графику (см. рис. 2.4) определяем коэффициент расхода всасывающего клапана. При $\text{Re}_{\text{кл. в}} = 2,8 \cdot 10^4$ $\mu_{\text{кл. в}} = 0,4$. Тогда перепад давления во всасывающем клапане рассчитываем по формуле (2.46):

$$\Delta p_{\text{кл. в}} = \frac{3,4^2 \cdot 850}{2 \cdot 0,4^2} = 30706,25 \text{ Па} = 0,0307 \text{ МПа}.$$

Аналогично найдем перепад давления в нагнетательном клапане. Поскольку $p_{\text{вык}} > p'_{\text{нас}}$, то $Q_{\text{г}(p_{\text{нас}})} = 0$. Следовательно,

$$Q_{\text{кл. н}} = Q_{\text{ж}(p'_{\text{нас}})},$$

$$b_{\text{н}(p'_{\text{нас}})} = 1 + \left(1,16 - 1,0\right) \cdot \left[\frac{5,5 - 0,1}{9,0 - 0,1}\right]^{0,25} = 1,14.$$

В соответствии с формулой (2.51):

$$Q_{ж(p'_{нас})} = Q_{н} \cdot b_{н(p'_{нас})} = 3,03 \cdot 10^{-4} \cdot 1,14 = 3,46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\upsilon_{max} = \frac{4 \cdot 3,46 \cdot 10^{-4}}{0,018^2} = 4,27 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_{кл.в} = \frac{0,018 \cdot 4,27}{3 \cdot 10^{-6}} = 2,56 \cdot 10^4.$$

По графику (см. рис. 2.4) $\mu_{кл.в} = 0,4$, тогда

$$\Delta p_{кл.н} = \frac{4,27^2 \cdot 850}{2 \cdot 0,4} = 48431 \text{ Н/м}^2 = 0,048 \text{ МПа}.$$

Давления в цилиндре насоса при всасывании $p_{вс.ц}$ и нагнетании $p_{наг.ц}$ и перепад давления, создаваемый насосом $\Delta p_{н}$, определим по формулам (2.60, 2.61, 2.62):

$$p_{вс.ц} = 2,56 - 0,0307 = 2,53 \text{ МПа};$$

$$p_{наг.ц} = 7,94 + 0,048 = 7,99 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{н} = 7,99 - 2,56 = 5,43 \text{ МПа}.$$

3. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

3. 1. Утечки в зазоре плунжерной пары. Коэффициент наполнения и производительность штангового скважинного насоса (ШСН)

Для нового (неизношенного) насоса утечку можно приближенно рассчитать по формуле А.М. Пирвердяна (при ламинарном течении жидкости в зазоре), м³/с:

$$q_{ут} = \left(1+1,5c_э^2\right)\frac{\pi d_{пл}\delta^3\left(p_{вых}-p_{вс.ц}\right)}{12\nu_{ж}l_{пл}\rho_{ж.д}} - 0,5\pi d_{пл}\delta U_0, \qquad (3.1)$$

где $d_{пл}, l_{пл}$ – соответственно диаметр и длина плунжера насоса, м;

δ – зазор между плунжером и цилиндром при их концентричном расположении в (м) для нового (неизношенного) насоса, δ зависит от группы посадки (см. подраздел 2.5);

$c_э$ – относительный эксцентриситет расположения плунжера в цилиндре, т.е. отношение расстояния между их центрами к величине δ $(0 \le c_э \le 1)$;

U_0 – средняя скорость движения плунжера, м/с,

$$U_0 = s_{пл}N, \qquad (3.2)$$

здесь $s_{пл}$ – длина хода плунжера, м;

N – число качаний в секунду.

Условие сохранения ламинарного режима определяется критическим значением параметра Рейнольдса $(\mathrm{Re}_{кр} = 10^3)$, соответствующим переходу от ламинарного режима течения жидкости в зазоре к турбулентному

$$\frac{q_{ут}}{\pi d_{пл}\nu_{ж}} \le \mathrm{Re}_{кр}. \qquad (3.3)$$

При турбулентном режиме течения жидкости в зазоре величину утечки можно определить приближенно:

для концентричного расположения плунжера в цилиндре ($c_э = 0$)

$$q_{ут} = 4.7\pi d_{пл}\left[\frac{\delta^3\left(p_{вык} - p_{вс.ц}\right)}{l_{пл}\rho_{ж.д}}\right]^{\frac{4}{7}}\frac{1}{\nu_{ж}^{1/7}} - 0,5\pi d_{пл}\delta U_0; \qquad (3.4)$$

для эксцентричного расположения плунжера в цилиндре ($c_э \neq 0$), но без учета движения плунжера

$$q_{ут} = 4,7\left(1+0,3c_э^2\right)\pi d_{пл}\left[\frac{\delta^3\left(p_{вык} - p_{вс.ц}\right)}{l_{пл}\rho_{ж.д}}\right]^{\frac{4}{7}}\nu_{ж}^{1/7}. \qquad (3.5)$$

Обычно вместе с жидкостью в цилиндр ШСН поступает свободный газ, занимая часть объема цилиндра. Таким образом, коэффициент наполнения насоса жидкостью снижается и может быть выражен формулой

$$\eta_н = \frac{\vartheta_{пр}}{\vartheta_{оп}} = \frac{\vartheta_{оп} - \vartheta_{пот} - \vartheta_{ут}}{\vartheta_{оп}} q_{ж.ф}, \qquad (3.6)$$

где $\vartheta_{пр}$ – объем жидкости при давлении на приеме насоса $p_{пр}$, поступающей в цилиндр в течение хода всасывания, м³;

$\vartheta_{оп}$ – объем, описываемый плунжером при всасывании, м³;

$$\vartheta_{оп} = f_{пл}s_{пл},\ f_{пл} = 0,785d_{пл}^2;$$

$\vartheta_{пот}$ – «потерянный» объем, занятый газом, выделившимся из жидкости, находящейся во вредном пространстве, м³;

$\vartheta_{ут}$ – объем утечки жидкости в зазоре плунжерной пары, м³;

$q_{ж.ф}$ – содержание жидкой фазы в единице объема газожидкостной смеси под плунжером насоса в момент окончания хода вверх, м³/ м³.

Величина коэффициента наполнения зависит от многих факторов.

В известных зависимостях, предложенных И. М. Муравьевым, А.П.Крыловым, А. Н.Адониным, Н. Н.Репиным, Н. Ф. Зубковым и др., учтены только некоторые из этих факторов и не дается сравнительной оценки возможных значений для точности вычисления коэффициента наполнения насоса [11, 6,7].

В настоящее время М. М. Глоговским и Н. Н. Душошкиным разработана методика, учитывающая характер фазовых переходов и сегрегацию фаз при расширении и сжатии, позволяющая не только определить возможные значения коэффициента наполнения, но и оценить погрешность, допускаемую при неучете отдельных факторов.

Порядок расчетов по этой методике следующий.

При $p_{вс.ц} \geq p'_{нас}$ свободного газа в цилиндре насоса нет, коэффициент наполнения его

$$\eta_н = 1 - l_{ут}, \tag{3.7}$$

где $l_{ут}$ – коэффициент утечек

$$l_{ут} = \frac{q_{ут}}{2Q_{ж(p'_{нас})}}. \tag{3.8}$$

Величина $q_{ут}$ вычисляется по формулам (3.1), (3.4) и (3.5), а $Q_{ж(p'_{нас})}$ – по (2.51).

При $p_{вс.ц} \prec p'_{нас}$ в цилиндре насоса во время хода всасывания имеется свободный газ и возможны различные предельные состояния ГЖС.

а) *Процесс растворения и выделения газа из нефти равновесный*, вода, нефть и свободный газ равномерно распределены в объеме цилиндра насоса

$$\eta_{н1,2,3} = \frac{1-l_{ут}}{1+R} - \delta_{\eta 1,2,3}, \tag{3.9}$$

$$l_{ут} = \frac{q_{ут}}{2Q_{см(p_{вс.ц})}}, \tag{3.10}$$

где $Q_{см(p_{вс.ц})}$ – определяется по формуле (2.50) ;

R – газовое число

$$R = \frac{Q_{Г(\rho_{ВСЦ})}}{Q_{Ж(\rho_{ВСЦ})}}, \tag{3.11}$$

$\delta\eta_i$ – коэффициент, зависящий от соотношения между давлением нагнетания и давлением насыщения.

Если $p_{наг.ц} \prec p'_{нас}$, то это означает, что не весь свободный газ перешел в раствор. Тогда

$$\delta\eta_i = \frac{m_{вр}}{1+R}\left[\frac{1+R}{\frac{b_{ж(p_{наг.ц})}}{b_{ж(p_{вс.ц})}} + R\frac{p_{вс.ц}}{p'_{нас}} - \left[G_{(p_{наг.ц})} - G_{(p_{вс.ц})}\right]\cdot\frac{1-B}{b_{ж(p_{вс.ц})}}\cdot\frac{p_a}{p_{наг.ц}}} - 1\right], \tag{3.12}$$

где $m_{вр}$ – отношение объема вредного пространства к объему $\vartheta_{оп}$,

описываемому плунжером при ходе вниз;

$b_{ж(p_i)}$ – объемный коэффициент жидкости при давлении p_i,

$$b_{ж(p_i)} = b_{н(p_i)}\left[1-B\right]+b_b B. \tag{3.13}$$

Если $p_{наг.ц} \rangle p'_{нас}$, а процесс растворения газа в нефти принят равновесным, то к моменту открытия нагнетательного клапана весь газ перейдет в раствор. Тогда

$$\delta\eta_2 = \frac{m_{вр}}{1+R}\left[\frac{b_{ж(p_{вс.ц})}}{b_{ж(p'_{нас})}}\left(1+\frac{R}{1-B}\right)-1\right]. \tag{3.14}$$

б) *Процесс растворения газа настолько неравновесный*, что растворимостью газа в нефти при изменении давления от $p_{вс.ц}$ до $p_{наг.ц}$ можно пренебречь. Вода, нефть и свободный газ равномерно распределены в объеме цилиндра насоса при этой схеме

$$\delta\eta_3 = \frac{m_{вр}}{1+R}\left[\frac{1+R}{1+R\dfrac{p_{вс.ц}}{p_{наг.ц}}}-1\right]. \tag{3.15}$$

в) *Процесс растворения газа – неравновесный и растворимостью газа можно пренебречь*. Вредное пространство насоса к концу движения плунжера вниз заполнено только жидкостью. Тогда коэффициент наполнения

$$\delta\eta_4 = \frac{1-l_{ут}}{1+R}. \tag{2.16}$$

При введении дополнительных упрощающих предположений из формул (3.6), (3.12) и (3.15) получаются известные зависимости.

Так формулу, приводимую И. М. Муравьевым и А. Н.Адониным, легко получить из выражения (3.14), если принять $l_{ут} = 0; B \quad 0; b_{ж(p_i)} \quad 1$:

$$\eta_н = 1-\beta_{вс.ц}\left(m_{вр}+1\right) = \frac{1-m_{вр}R}{1+R}, \tag{3.17}$$

где $\beta_{вс.ц}$ – объемное газосодержание смеси при давлении $p_{вс.ц}$.

$$\beta_{вс.ц} = \frac{R}{1+R} = \frac{Q_{г(p_{вс.ц})}}{Q_{см(p_{вс.ц})}}. \qquad (3.18)$$

При этих же допущениях из формул (3.6) и (3.9) получается зависимость, совпадающая по своей структуре с формулой Н. Н. Репина:

$$\eta_н = \frac{R - m_{вр}}{1+R}\left[\frac{1+R}{R - \frac{p_{вс.ц}}{p_{наг.ц}} - \left[G_{(p_{наг.ц})} - G_{(p_{вс.ц})}\right]\cdot\frac{p_a}{p_{наг.ц}} + 1}\right]. \qquad (3.19)$$

Однако реальные процессы, протекающие в цилиндре насоса, редко соответствуют предельным условиям, рассмотренным выше. Очевидно, что от начала хода всасывания до момента открытия нагнетательного клапана одновременно происходят расслоение смеси, образование «газовой подушки», а затем сжатие и растворение газа. Установить, какая доля свободного газа растворилась, а какая перешла в «газовую подушку», степень дисперсности газа и т.д., весьма затруднительно, а значит, нельзя точно определить фактическое значение коэффициента наполнения.

С достаточной степенью достоверности можно определить только интервалы значений, в которых должен находиться фактический коэффициент наполнения. Верхней границей является $\eta_{н4}$, а нижняя граница будет изменяться в зависимости от того, к какому процессу – равновесному или неравновесному – ближе реальные условия для ГЖС в насосе. Для каждого из рассмотренных вариантов можно указать вероятное среднее значение коэффициента наполнения

$$\overline{\eta}_{н_i} = 0,5\left(\eta_{н_i} + \eta_{н4}\right)\ (i = 1,2,3), \qquad (3.20)$$

а также максимальное абсолютное отклонение реального коэффициента от вероятного среднего

$$\delta_1 = \pm 0,5\delta\eta_1\ (i = 1,2,3). \qquad (3.21)$$

После нахождения коэффициента наполнения определяется подача насоса, обеспечивающая запланированный дебит нефти при найденном значении коэффициента наполнения, м³/с

$$Q_{нас} = \frac{Q_{вс(p_{вс.ц})}}{\eta_4}. \qquad (3.22)$$

Если известен диаметр насоса, можно рассчитать необходимую скорость откачки, м/с:

$$s_{пл} N = \frac{Q_{нас}}{f_{пл}}. \qquad (3.23)$$

Теперь можно по табл. 3.1 выбрать станок-качалку.

3. 2. Выбор конструкции штанговой колонны

Для выбора штанговой колонны необходимо установить необходимое число ступеней, диаметр и длину штанг каждой ступеней и марки штанг. Выбранная конструкция должна обеспечить безаварийную работу насосной установки с запланированной производительностью и при минимальных затратах.

В отечественной практике расчет штанговых колонн ведется по условию обеспечения усталостной равнопрочности в верхних сечениях ступеней. В зарубежной практике конструирование ступенчатых колонн ведется таким образом, что коэффициенты запаса усталостной прочности в верхних сечениях ступеней увеличиваются в направлении от устья к скважинному насосу.

В настоящее время при конструировании штанговых колонн применяются специальные таблицы, номограммы, а также аналитические методики.

Наиболее простой и оперативный способ – подбор конструкции штанговой колонны по таблицам АзНИИДН (табл. 3.2 – 3.6). Таблицы рассчитаны при следующих условиях: динамический уровень в скважине находится у приема насоса, плотность жидкости в НКТ – 900 кг/м^3, приведенные напряжения соответствуют формуле И. А. Одинга. При составлении табл. 3.2 и 3.3 был принят режим откачки с длиной хода 1,8 м и числом качаний $12 мин^{-1}$, а в табл. 3.4 – 3.6 расчетные режимы откачки указаны в заголовках таблиц.

Эти таблицы могут применяться только для условий, аналогичных указанным.

Наиболее точно определить конструкцию колонны можно с помощью нижеприведенных аналитических зависимостей.

а) Одна из первых методик была обоснована в работе А. С. Вирновского, согласно которой среднее и амплитудное напряжения цикла для верхнего сечения и одноступенчатой колонны штанг определяются следующим образом:

$$\sigma_m = \rho_{с.т} g \left(\frac{d_{пл}^2}{2 d_{шт}^2} - 1 \right) H_{дин} + \rho_{шт} g L_н;$$

$$\sigma_a = \alpha_0 \frac{d_{пл}^2}{2d_{шт}^2} H_{дин} - e_{ср}\rho_{шт}\frac{\omega^2 s}{2} L_н, \qquad (3.25)$$

где $d_{шт}$ – диаметр штанг, м;

$\alpha_0 = 1{,}1 \cdot 10^4$ Н/м^3 – коэффициент, учитывающий силы сопротивления, сосредоточенные у плунжера;

$e_{ср} = 1{,}05$ – средний кинематический коэффициент;

$H_{дин}$ – глубина до динамического уровня;

$\rho_{с.т}$ – средняя плотность смеси в колонне НКТ, кг/м^3

$$\rho_{ст} = \frac{\left(p_{вых} - p_y\right)}{gL_н}; \qquad (3.26)$$

$\rho_{шт}$ – плотность материала штанг, кг/м^3;

ω – угловая скорость вращения кривошипа, рад/с.

Так как усилия и напряжения в произвольном сечении штанговой колонны циклически изменяются, для характеристики цикла изменения напряжения используются следующие величины:

– максимальное напряжение цикла

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{f_{шт}}; \qquad (3.27)$$

Таблица 3.1.

Основные параметры станков-качалок

Тип станка качалки	P_{max}, кН	M_{max}, кН·м	Длина хода точки подвеса штанг, м	Число качаний, в мин.	Кинематические размеры					Уравновешивание**	Способ модификации	Мощность двигателя	Масса станка, кг
					κ_1	κ	$l_ш$	r	$R_{кр}$				
СКН2 - 615	20	2,5	0,3 –- 0,6	5 – 15	0,74	0,74	0,84	0,295	0,355	Б		2,3	2000
СКН3 - 915	30	6,5	0,45 – 0,9	4,7 – 15	1,5	1,5	1,91	0,445	1,0	К		3,4	4500
СКН3 - 1515	30	30	0,44 –- 1,5	4,7– 15	1,5	1,5	1,91	0,72	1,0	К		7,0	4500
СКН5 - 1812	50	50	0,6 – 1,8	6 –12	3,0	2,5	3,2	0,74	1,4	К		12,0	11000
СКН5 - 3015	50	50	0,9 – 3,0	4,7– 17	3,3	2,75	3,3	1,32	1,6	Б		12,0	11200
СКН10 - 2115	100	100	1,2 – 2,1	4,7– 15	3,3	2,75	3,3	0,86	1,6	Р		29	16000
СКН10 - 3012	100	100	1,2 – 3,0	4,7– 15	4,5	3,5	4,08	1,16	1,95	Р		36	22000
СКН10 - 3315	100	100	1,15 – 3,3	6 – 12	3,3	2,75	3,3	1,32	1,95	Р		40	17500
Базовые модели													
1СК1,5-0,42-100	15	1,0	0,3 – 0,42	5– 15	0,51	0,51	0,68	0,2	0,3	Б		1,7	1050
2СК2-0,6-250	0	2,5	0,3 – 0,6	5 – 15	0,74	0,74	0,84	0,295	0,365	Б		2,8	1600
3СК3-0,75-400	0	4,0	0,3 –- 0,75	5 –- 15	0,75	0,75	1,025	0,36	0,5	Б		4,5	2550
4СК3-1,2-700	0	7,0	0,45 – 1,2	5 – 15	1,2	1,2	1,43	0,57	1,0	К		7,0	4050
5СК6-1,5-1600	0	16	0,6 – 1,5	5 –15	1,5	1,5	1,79	0,715	1,3	К		10,0	6000
6СК6-2,1-2500	0	25	0,9– 2,1	6 –- 15	2,1	2,1	2,5	1,0	1,6	К		20	9000

Продолжение табл. 3.1.

Тип станка качалки	p_{max}, кН	M_{max}, кН·м	Длина хода точки подвеса штанг, м	Число качаний, в мин.	Кинематические размеры					Уравновешивание**	Способ модификации	Мощность двигателя	Масса станка, кг
					κ_1	κ	$l_ш$	r	$R_{кр}$				
7СК12-2,5-4000	20	40	1,2 – 2,5	5 – 12	2,5	2,5	3,0	1,2	1,95	Р		28	14200
8СК12-3,5-8000	20	80	2,1 – 3,5	5 –10	3,5	3,5	4,2	1,67	2,36	Р		40	20000
9СК20-4,2-12000	00	120	2,5 – 4,2	5 – 10	4,5	4,2	5,0	2,0	3,2	Р		28	33000
Модифицированные модели													
1СК1,0 - 0,6 – 100	0	1,0	0,4 – 0,6	5 –- 15	0,74	0,51	0,68	0,2	0,3	Б	Замена головки балансира	1,7	1050
2СК1,25 – 0,9 - 250	2,5	2,5	0,44 – 0,9	5 – 15	1,1	0,74	0,84	0,295	0,365	Б		2,8	1600
3СК2 - 1,05 - 400	0	4,0	0,42 – 1,05	5 – 15	1,050	0,75	1,025	0,36	0,5	Б		4,5	2550
4СК2 - 1,8- 700	0	7,0	0,675 – 1,8	5 – 15	1,8	1,2	1,43	0,57	1,0	К	Замена балансира	7,0	4050
5СК4 - 2,1 - 1600	0	16	0,84 –- 2,1	5 – 15	1,1	1,5	1,8	0,715	1,3	К		10	6050
6СК4 - 3,0 - 2500	0	25	1,29 –3,0	6 – 15	3,0	2,1	2,5	1,0	1,6	К		20	9100
7СК8 - 3,5 - 4000	0	40	1,675 – 3,5	5– 12	3,5	2,5	3,0	1,2	1,95	Р	Замена редуктора	40	14500
7СК12 – 2,5-6000	20	60	1,22 – 2,5	5 –- 12	2,5	2,5	3,0	1,2	1,95	Р		55	16200

Продолжение табл. 3.1.

Тип станка качалки	p_{max}, кН	M_{max}, кН·м	Длина хода точки подвеса штанг, м	Число качаний, в мин.	Кинематические размеры					Уравновешивание**	Способ модификации	Мощность двигателя	Масса станка, кг
					κ_1	κ	$l_ш$	r	$R_{кр}$				
8СК8 - 3, 5 - 6000	880	60	1,675 – 3,5	5 –12	3,5	2,5	3,0	1,2	1,95	Р	Замена балан. и редуктора	40	16500
8СК8 - 5, 0 - 8000	80	80	3,0 – 5,0	5 – 10	5,0	3,5	4,2	1,67	2,36	Р	Замена балансира	40	21000
9СК15 - 6, 0 - 12000	150	120	3,55 – 6,0	5– 10	6,0	4,2	5,0	2,0	3,2	Р		55	31000
9СК10 - 3, 0 - 6000	100	60	1,5 – 3,0	5 – 15	3,0	2,5	3,0	1,2	1,95	Р	Замена редуктора и балансира	28	15600
9СК10 - 4, 5 - 8000	100	80	2,3 – 4,5	5 –- 10	4,5	3,5	4,2	1,67	2,36	Р		40	24900

Продолжение табл. 3.1

Тип станка качалки	p_{max}, кН	M_{max}, кН·м	Длина хода точки подвеса штанг, м	Число качаний, в мин.	Кинематические размеры					Уравновешивание**	Способ модификации	Мощность двигателя	Масса станка, кг
					κ_1	κ	$l_ш$	r	$R_{кр}$				
Безбалансирные модели													
СБМ3 - 1, 8 - 700	30	7,0	0,45 – 1,8	5 –15	–	–	–	0,9	1,6	Р		7,0	2555
СБМ6 - 3 - 2500	60	25	0,9– 3,0	6 –15	–	–	–	1,5	2,36	Р		20,0	6925
СБМ8 - 5 - 8000	80	80	2,0 – 5,0	5– 10	–	–	–	1,67	2,36	Р		40,0	–
СБМ12 - 5 - 8000	120	80	2,0– 5,0	5 –- 10	–	–	–	1,67	2,36	Р		40,0	16847
СБДН10 - 3012	100	100	1,2 – 3,0	4,7 – 15	–	–	–	1,2	1,95	Р		36,0	–
АЗИНМаш20 - 1	20	25	0,3– 0,6	5 –15	–	–	–	0,3	0,365	Р		2,3	–
АЗИНМаш20 - 2	30	30	0,6 –- 1,5	4,7 –- 15	–	–	–	0,74	1,0	Р		7,0	–
АЗИНМаш20 - 3	50	50	1,2 –- 3,0	4,7 –15	–	–	–	1,32	1,6	Р		12,0	–

Примечания:

* – κ_1 – переднее плечо; κ – заднее плечо; l_0– длина шатуна; r – радиус дальнего отверстия кривошипа;

$R_{кр}$ – наибольший радиус кривошипа. ** – Б – балансирное; К – комбинированное; Р – роторное.

Таблица 3.2

Рекомендуемые глубины спуска насосов на штангах из углеродистой стали, нормализованных при $\sigma_{пр} = 70$ МПа

Конструкция колонны	Условный диаметр штанг, мм	Диаметр насоса, мм					
		28	32	38	43	55	68
Одноступенчатая	Глубина спуска насоса, м						
	16	1150	1020	860	720	–	–
	19	1300	1170	1000	860	650	–
	22	–	–	–	–	790	590
Двухступенчатая	Длина ступеней колонны, к глубине спуска %						
	19	34	38	45	55	–	–
	16	66	62	55	45	–	–
	Глубина спуска насоса, м						
		1480	1310	1100	920	–	–
	Длина ступеней колонны, к глубине спуска %						
	22	28	31	36	42	55	–
	19	72	69	64	58	45	–
	Глубина спуска насоса, м						
		1620	1460	1260	1050	820	–
	Длина ступеней колонны, к глубине спуска %						
	25	–	–	–	–	42	56
	22	–	–	–	–	58	44
	Глубина спуска насоса, м						
		–	–	–	–	960	720
Трехступенчатая	Длина ступеней колонны, к глубине спуска %						
	22	26	29	–	–	–	–
	19	28	32	–	–	–	–
	16	46	39	–	–	–	–
	Глубина спуска насоса, м						
		1760	1570	–	–	–	–
	Длина ступеней колонны, к глубине спуска %						
	25	–	–	27	33	–	–
	22	–	–	30	35	–	–
	19	–	–	43	32	–	–
	Глубина спуска насоса, м						
		–	–	1490	1270	–	–

Таблица 3.3

Рекомендуемые глубины спуска насосов на штангах из легированной стали 20НМ, нормализованных при $\sigma_{пр} = 90$ МПа

Конструкция колонны	Условный диаметр штанг, мм	Диаметр насоса, мм						
		28	32	38	43	55	68	95
Одноступенчатая	Глубина спуска насоса, м							
	22	–	–	–	–	1000	760	490
	25	–	–	–	–	–	–	600
Двухступенчатая	Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %							
	19	35	39	46	55	–	–	–
	16	65	61	54	45	–	–	–
	Глубина спуска насоса, м							
		1890	1680	1410	1180	–	–	–
	Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %							
	22	28	30	35	41	54	–	–
	19	72	70	65	59	41	–	–
	Глубина спуска насоса, м							
		2080	1870	1610	1370	1050	–	–
	Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %							
	25	–	–	28	32	40	55	–
	22	–	–	72	68	60	45	–
	Глубина спуска насоса, м							
		–	–	1810	1510	1230	910	–
Трехступенчатая	Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %							
	22	25	28	–	–	–	–	–
	19	28	32	–	–	–	–	–
	16	47	40	–	–	–	–	–
	Глубина спуска насоса, м							
		2270	2010	–	–	–	–	–
	Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %							
	25	20	23	26	31	–	–	–
	22	23	26	30	35	–	–	–
	19	57	51	44	34	–	–	–
	Глубина спуска насоса, м							
		2450	2200	1900	1620	–	–	–

Таблица 3.4

Рекомендуемые глубины спуска насосов на штангах из углеродистой стали, закаленных ТВЧ, при $\sigma_{пр} = 120$ МПа

Конструкция колонны	Условный диаметр штанг, мм	Диаметр насоса, мм					
		28	32	43	28	32	43
		s = 2,1 м, n = 12 мин$^{-1}$			s = 3,3 м, n = 12 мин$^{-1}$		
Одноступенчатая		Глубина спуска насоса, м					
	16	1860	1660	1180	1600	1450	1080
	19	2090	1885	1420	1765	1625	1260
	22	2290	2060	1640	1900	1750	1440
Двухступенчатая		Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %					
	19	34	38	53	32	35	47
	16	65	62	47	68	65	53
		Глубина спуска насоса, м					
		2410	2150	1540	2080	1885	1400
		Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %					
	22	27	30	40	27	29	38
	19	73	70	60	73	71	62
		Глубина спуска насоса, м					
		2640	2380	1785	2240	2060	1600
		Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %					
	22	–	24	39	24	26	36
	19	–	32	44	26	29	39
	16	–	44	17	50	45	25
		Глубина спуска насоса, м					
		–	2590	1850	2500	2270	1685
Трехступенчатая		Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %					
	25	–	23	31	20	22	28
	22	–	26	34	22	24	31
	19	–	51	35	58	54	41
		Глубина спуска насоса, м					
		–	2840	2125	2650	2450	1885

Таблица 3.5

Рекомендуемые глубины спуска насосов на штангах из легированной стали 20НМ, закаленных ТВЧ, при $\sigma_{пр} = 130$ МПа

Конструкция колонны	Условный диаметр штанг, мм	Диаметр насоса, мм					
		28	32	43	28	32	43
		s = 2,1 м, n = 12 мин$^{-1}$			s = 3,3 м, n = 12 мин$^{-1}$		
Одноступенчатая	Глубина спуска насоса, м						
	19	2250	2050	1540	1920	1750	1360
	22	–	–	1780	–	–	1550
Двухступенчатая	Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %						
	22	28	30	40	26	28	36
	19	72	70	60	74	72	64
	Глубина спуска насоса, м						
		2800	2560	1940	2400	2000	1720
Трехступенчатая	Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %						
	25	21	26	31	20	24	27
	22	23	28	33	21	26	30
	19	56	46	36	59	50	43
	Глубина спуска насоса, м						
		3250	2650	2280	2800	2320	2020

Табл. 3.6.

Рекомендуемые глубины спуска насосов второй группы (диаметром > 55) на штангах из стали 40 и 20 НМ, закаленных ТВЧ, при $\sigma_{пр} = 100$ МПа

Конструкция колонны	Условный диаметр штанг, мм	Диаметр насоса, мм					
		55	68	95	55	68	95
		s = 2,1 м, n = 12 мин$^{-1}$			s = 3,3 м, n = 12 мин$^{-1}$		
Одноступенчатая	Глубина спуска насоса, м						
	19	900	650	415	825	625	400
	22	1075	820	525	980	765	500
	25	1240	980	650	1100	900	600
Двухступенчатая	Длина ступеней колонны, к глубине спуска, %						
	19	51	70	–	46	61	–
	22	49	30	–	54	39	–
	Глубина спуска насоса, м						
		1140	830	–	1035	775	–

– минимальное напряжение цикла

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{\min}}{f_{шт}}; \tag{3.28}$$

– амплитудное и среднее напряжение

$$\sigma_a = 0,5\left(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}\right); \tag{3.29}$$

$$\sigma_m = 0,5\left(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}\right). \tag{3.30}$$

Если левые и правые части формул (3.29) и (3.30) сложить, то получим:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a, \tag{3.31}$$

а приведенное напряжение вычисляется по формуле И.А. Одинга

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{\max}\sigma_a}, \tag{3.32}$$

или по формуле М. П. Марковца

$$\sigma_{пр} = \sigma_a + 0,2\sigma_m. \tag{3.33}$$

Обе эти зависимости в настоящее время широко применяются на практике. Б. Б. Круман рекомендует [2] для расчета $\sigma_{пр}$ использовать формулу, полученную на основе модифицированной диаграммы Гудмена:

$$\sigma_{пр} = \sigma_{\max} - 0,56\sigma_{\min}. \tag{3.34}$$

Выбор варианта конструкции штанговой колонны можно производить по рекомендациям ТатНИПИ нефти:

– для насосов диаметром менее 43 мм подбор следует начинать с двухступенчатой колонны 16х19 мм;

– для насосов диаметром 43 и 56 мм начальной будет одноступенчатая колонна из штанг диаметром 19 мм, а для насосов большего диаметра одноступенчатая колонна из штанг диаметром 22 мм.

Однако эти рекомендации не обязательны и при дополнительных ограничениях, накладываемых конкретными условиями эксплуатации, они могут быть изменены.

Использование одноступенчатой колонны возможно в следующих случаях:

– обеспечение движения штанг вниз без зависания

$$P'_{шт} \geq \left(P_{т.г} + P_{кл.н} + P_{т.пл}\right), \tag{3.35}$$

причем $P'_{шт}, P_{т.г}, P_{кл.н}, P_{т.пл}$ предварительно определяют, соответственно, по формулам (4.1), (4.15), (3.59), (3.60);

– обеспечение усталостной прочности

$$\sigma_{пр} \le \left[\sigma_{пр}\right], \qquad (3.36)$$

причем величина $\sigma_{пр}$ рассчитывается по формуле М. П. Марковца (3.33), а значения $\left[\sigma_{пр}\right]$ выбираются по табл. 3.7.

Таблица 3.7

Группа насосов	Марка стали	Термообработка	Значения $[\sigma_{пр}]$, МПа	
			для формулы (3.33)	для формулы (3.34)
I	40	Нормализация	70	57
I	20 НМ		90	74
I	40	Закалка ТВЧ	120	98
II	40		100	82
I	20 НМ		130	106
II	20 НМ		110	90

Если сила трения велика и нормальный нисходящий ход не обеспечивается, то для штанг большего диаметра следует проверить снова условие (3.35).

Если же не выполняется условие обеспечения усталостной прочности, то следует перейти к расчету равнопрочной двухступенчатой колонны штанг.

б) Для расчета двухступенчатой колонны формулы А.С. Вирновского были преобразованы К.В. Гаврилкевичем. Напряжения в верхнем сечении первой от плунжера ступени с искомой длиной l_1 следующие:

$$\sigma_{m_1} = \rho_{с.т}\left(\frac{d_{пл}^2}{2d_{шт_1}^2} - 1\right) gH_{дин} + \rho_{шт} g l_1; \qquad (3.37)$$

$$\sigma_{a_1} = \alpha_0 \frac{d_{пл}^2}{2d_{шт_1}^2} H_{дин} + e_{ср}\rho_{шт}\frac{\omega^2 s_{пл}}{2} l_1; \qquad (3.38)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{a_1} + \sigma_{m_1}, \qquad (3.39)$$

а в точке подвеса:

$$\sigma_{m_2} = \rho_{с.т}\left(\frac{d_{пл}^2}{2d_{шт_2}^2} - 1\right) gH_{дин} + \left(1 + \frac{d_{шт_1}^2}{d_{шт_2}^2}\right) l_1 + \rho_{шт} g\left(L_н - l_1 + l_1 \frac{d_{шт_1}^2}{d_{шт_2}^2}\right); \qquad (3.40)$$

$$\sigma_{a_2} = \alpha_0 \frac{d_{пл}^2}{2d_{шт_2}^2} H_{дин} + e_{ср}\rho_{шт} \frac{\omega^2 s_{пл}}{2} \cdot \left(L_н - l_1 + l_1 \frac{d_{шт_1}^2}{d_{шт_2}^2} \right); \qquad (3.41.)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{a_2} + \sigma_{m_2}. \qquad (3.42)$$

Условие равнопрочности в этом случае запишется в следующем виде:

$$\sigma_{\max_1} \sigma_{a_1} = \sigma_{\max_2} \sigma_{a_2}. \qquad (3.43)$$

Подставляя в это уравнение величины напряжений из формул (3.37) – (3.41), можно решить его относительно l_1. Тогда длина верхней ступени

$$l_2 = L_н - l_1. \qquad (3.44)$$

Однако эта методика не учитывает сил сопротивления.

в) В методике, разработанной в МИНХ и ГП, учтена зависимость прочности колонны не только от статических и динамических нагрузок, но и от осевой сжимающей силы, действующей на плунжер, а также от силы гидродинамического трения штанг в потоке вязкой жидкости. Для расчета задаются диаметрами штанг каждой из ступеней, тогда длина первой от плунжера ступени

$$l_1 = \frac{f_{шт_1}\left(q_{шт_2}M + q_{т.г_2}\right)L_н - 0,6\left(P_{ж} + P_{т.н}\right)\Delta f_{шт_1}}{f_{шт_1}\left(q_{шт_2}M + q_{т.г}\right) + \left(q_{шт_1}M + q_{т.г_1}\right)\Delta f_{шт_1}}, \qquad (3.45)$$

где $\Delta f_{шт_1}$ $\left(= f_{шт_2} - f_{шт_1}\right)$, $f_{шт_1}$ и $f_{шт_2}$ – площади сечения ступеней штанг, определяемые по табл. 3.3;

$q_{шт_1}$ и $q_{шт_2}$ – вес 1 м штанг в воздухе, Н определяется по таблице 3.3;

М – вспомогательный множитель

$$M = 0,2K_{арх} + 0,6m_в + 0,4m_н, \qquad (3.46)$$

здесь $K_{арх}$ – коэффициент плавучести штанг

$$K_{арх} = 1 - \frac{\rho_{с.т}}{\rho_{шт}}. \qquad (3.47)$$

Средняя плотность смеси в колонне НКТ, кг/м³

$$\rho_{с.т} = \frac{\left(p_{вых} - p_y\right)}{gL_н}. \qquad (3.48)$$

Коэффициенты динамичности при ходе штанг вверх и вниз приближенно могут быть определены следующим образом:

$$m_в = 2,5s_{пл}N^2; \quad m_н = 2,0s_{пл}N^2, \qquad (3.49)$$

где N – двойной ход/с.

Сила гидродинамического трения, действующая на единицу длины ступеней колонны штанг, для каждой ступени рассчитывается по формуле А. М. Пирвердяна (Н/м):

$$q_{т.г_i} = 2\pi^2 \nu_{ж} \rho_{дег} s_{пл} N \left(M_{шт_i} + M_{м_i} \right), \qquad (3.50)$$

где $M_{шт_i}$, $M_{м_i}$ – коэффициенты гидродинамического трения, соответственно штангу и их муфте і-той ступени, определяемые из выражений:

$$M_{шт_i} = \frac{1}{\left[\frac{m_{шт_i}^2 + 1}{m_{шт_i}^2 - 1} \ln m_{м_i} \right] - 1}, \qquad m_{шт_i} = \frac{d_в}{d_{шт_i}}, \qquad (3.51)$$

$$M_{м_i} = \frac{0,032}{\left[\frac{m_{м_i}^2 + 1}{m_{м_i}^2 - 1} \ln m_{м_i} \right] - 1}, \qquad m_{м_i} = \frac{d_в}{d_{м_i}}, \qquad (3.52)$$

здесь $d_{м_i}$ – наружный диаметр муфты насосных штанг, определяется по табл. 3.8.

Таблица 3.8

Показатели	Диаметр штанг $d_{шт}$, мм			
	16	19	22	25
Площадь поперечного сечения штанги, м^2	$2,01 \cdot 10^{-4}$	$2,83 \cdot 10^{-4}$	$3,8 \cdot 10^{-4}$	$4,91 \cdot 10^{-4}$
Вес 1 м штанги в воздухе, Н/м	17,5	23,5	31,4	41,0
Наружный диаметр муфты штанги, м	$38 \cdot 10^{-4}$	$42 \cdot 10^{-4}$	$46 \cdot 10^{-4}$	$55 \cdot 10^{-4}$

При откачке жидкости повышенной вязкости (до 30 мПа · с) используется формула, в которой дополнительно учтено движение жидкости в колонне НКТ (Н/м)

$$q_{т.г_i} = 2\pi \nu_{ж} \rho_{дег} \left(\pm \pi N s A_3 - U B_3 \right), \qquad (3.53)$$

здесь знак плюс соответствует ходу штанг вверх, а знак минус ходу вниз.

A_3, B_3 – числовые коэффициенты, зависящие от размеров кольцевого сечения между штангами и НКТ:

$$A_3 = \frac{\left(m_{шт_i}^2 - 1\right) + 4\dfrac{\ln m_{шт_i}}{m_{шт_i}^2 - 1} - 2}{\left(m_{шт_i}^2 + 1\right)\ln m_{шт_i} - \left(m_{шт_i}^2 - 1\right)}; \tag{3.54}$$

$$B_3 = \frac{\left(m_{шт_i}^2 - 1\right) - 2\ln m_{шт_i}}{\left(m_{шт_i}^2 + 1\right)\ln m_{шт_i} - \left(m_{шт_i}^2 - 1\right)}. \tag{3.55}$$

Скорость жидкости в колонне НКТ (м/с)

$$U = \frac{8Q_н}{\pi\left(1-B\right)\left(d_в^2 - d_{шт}^2\right)}. \tag{3.56}$$

Усилия для ступенчатых колонн определяют суммированием величин, полученных по отдельным ступеням.

Гидростатическая нагрузка на плунжер, обусловленная разницей давлений жидкости над и под плунжером при движении его вверх, определяется из выражения в (Н)

$$P_{ж} = \left(p_{вык} - p_{вс.н}\right) f_{пл}. \tag{3.57}$$

Вес «тяжелого низа» принимается равным сумме сил сопротивления, сосредоточенных у плунжера

$$P_{т.н} = P_{кл.н} + P_{т.пл}, \tag{3.58}$$

причем сила гидравлического сопротивления в нагнетательном клапане в (Н)

$$P_{кл.н} = \Delta p_{кл.н} f_{пл}, \tag{3.59}$$

а сила трения плунжера о стенки цилиндра в поверхностных условиях может быть приближенно оценена по эмпирическим формулам В.И.Сердюка [7] :

для безводных скважин

$$P_{т.пл} = 1,65\frac{d_{пл}}{\delta} - 127; \tag{3.60}$$

для обводненных скважин

$$P_{т.пл} = 1,84\frac{d_{пл}}{\delta} - 137.$$

Экспериментальная проверка этих формул показала, что они с достаточной точностью для практики позволяют оценить силы трения плунжера в поверхностных условиях, однако, в реальных условиях, эксплуатация силы трения в насосе может быть больше, чем рассчитанная по формулам (3.60). Причины – наличие песка в откачиваемой

жидкости, отложение парафино-смолистых веществ в зазоре плунжерной пары и др.

Определяется длина «тяжелого низа» из штанг диаметром 25 мм (м)

$$l_{т.н} = \frac{P_{т.н}}{q_{т.н} K_{арх}}, \qquad (3.61)$$

где $q_{т.н}$ – вес в воздухе 1 м «тяжелого низа» (Н/м), в качестве которого могут применяться штанги диаметром 25 мм с параметрами, приведенными в табл. 3.3, или утяжеленные штанги конструкции АзНИИ ДН.

Длина верхней ступени штанговой колонны (м)

$$l_2 = L_п - \left(l_1 + l_{т.н}\right). \qquad (3.62)$$

Соотношение длин ступеней штанговой колонны

$$\varepsilon_i = \frac{l_i}{L_н} \cdot 100\%. \qquad (3.63)$$

Полученная конструкция штанговой колонны проверяется по условиям (3.12) и (3.13), если они не удовлетворяются, то проводится расчет двухступенчатой колонны из штанг большего диаметра.

г) Из серийно выпускаемых штанг могут быть скомпонованы трехступенчатые колонны двух конструкций: 16х19х22 мм и 19х22х25 мм.

Длины ступеней равнопрочной трехступенчатой колонны без учета гидродинамического трения штанг можно рассчитывать по следующим формулам:

$$l_1 = \frac{f_{шт_1} q_{шт_2} q_{шт_3} L_н - A_1 \Delta q_2 - A_2 q_{шт_1}}{f_{шт_3} q_{шт_1} q_{шт_2} + f_{шт_1} \Delta q_3 + \Delta q_2 \Delta f_{шт_1} q_{шт_1}}; \qquad (3.64)$$

$$l_2 = \frac{\Delta f_{шт_1} q_{шт_1} l_1 + A_1}{f_{шт_1} q_{шт_2}}; \qquad (3.65)$$

$$l_3 = L_н - \left(l_1 + l_2 + l_{т.н}\right), \qquad (3.66)$$

где

$\Delta q_1 \quad q_{шт_2} - q_{шт_1}$, $\quad \Delta q_2 \quad q_{шт_3} - q_{шт_2}$, $\quad \Delta q_3 \quad q_{шт_3} - q_{шт_1}$,

$$A_1 = \frac{0{,}6\left(P_ж + P_{т.н}\right)}{M} \Delta f_{шт_1}; \qquad (3.67)$$

$$A_2 = \frac{0,6\left(P_{ж} + P_{т.н}\right)}{M} \Delta f_{шт_3}, \qquad (3.68)$$

здесь

$$\Delta f_{шт_1} = f_{шт_2} - f_{шт_1}, \qquad \Delta f_{шт_3} = f_{шт_3} - f_{шт_1}.$$

М – определяют по формуле (3.46).

Конструкцию трехступенчатой колонны выбирают по табл. 3.2 – 3.6, начиная со штанг, имеющих более низкий предел усталостной прочности и обеспечивающих спуск выбранного насоса на глубину $L_н$ (табл. 3.2 – 3.6).

д) Для условий эксплуатации обычных скважин, а также продукция которых имеет повышенную вязкость, можно пользоваться методикой МИНХ и ГП, разработанной В. П. Грабовичем и В. М. Касьяновым. Согласно этой методике длина первой ступени двухступенчатой колонны или первой и второй ступеней трехступенчатой колонны выбирается так, чтобы приведенное напряжение цикла в верхнем сечении каждой ступени, рассчитываемое по формуле М. П. Марковца (3.33), равнялось предельно допускаемому для штанг выбранной марки. По этой методике учитываются, дополнительно, динамические нагрузки от веса штанг и жидкости, силы трения штанг о трубы, а также силы динамического давления жидкости на плунжер. Для расчета штанговой колонны предварительно рассчитывается ряд вспомогательных коэффициентов:

$$K_г = \frac{A_т L_н}{2a}, \qquad (3.69)$$

где $A_т$ – константа трения, $с^{-1}$, обычно $A_т = 0,2 - 1,0$ $с^{-1}$.

Для откачки маловязких жидкостей можно принять $A_т = 0$,

$$c_1 = \left[\sigma_{пр}\right] - 0,23\left(\rho_{шт} - \rho_{с.т}\right) g L_н; \qquad (3.70)$$

$$c_2 = P_{ж}\varphi_д\left(1 + K_г\right); \qquad (3.71)$$

$$c_3 = 0,8\frac{sE}{P_{ж}L_н \cos\varphi_д^0}; \qquad (3.72)$$

$$A_1 = 0,6\left(P_{ж} + P_{кл.н}\right) + P_{ин} + P_{т.пл}, \qquad (3.73)$$

Площадь поперечного сечения одноразмерной штанговой колонны $f_{шт.э}$, эквивалентной по упругим деформациям рассчитываемой ступенчатой колонне, определяется по формуле:

$$c_1 f_{шт.э} - A_1 \quad c_2\sqrt{c_3 f_{шт.э}} - 1. \tag{3.74}$$

Если $f_{шт.э}$ окажется больше, чем площадь поперечного сечения штанг диаметром 25 мм, то необходимо выбрать большее значение $\left[\sigma_{пр}\right]$, а если и этого недостаточно, то, следовательно, насос заданного диаметра не может быть спущен на требуемую глубину. По найденному значению $f_{шт.э}$ может быть выбрана одноступенчатая колонна, для чего достаточно выбрать штанги с площадью поперечного сечения, большей чем $f_{шт.э}$.

Расчет ступенчатой колонны выполняется в следующем порядке.

Определяется упругая деформация штанг площадью $f_{шт.э}$

$$\lambda_{шт.э} = \frac{P_{ж} L_{н}}{E f_{шт.э}}. \tag{3.75}$$

Вибрационная составляющая динамической нагрузки

$$P_{виб} = P_{ж}\varphi_{д}\sqrt{0,8\frac{s}{\lambda_{шт.э}\cos\varphi_{д}^{0}} - 1}. \tag{3.76}$$

Динамическое усилие на плунжер

$$P_{д.пл} = \chi P_{виб}, \tag{3.77}$$

где χ – коэффициент, зависящий от диаметра насоса:

$d_{пл}$, мм	28	32	38	43	55	68	93
χ	0,05	0,07	0,09	0,15	0,23	0,34	0,56

Для выбора диаметра штанг нижней ступени необходимо, чтобы

$$f_{шт_1} \geq \frac{1}{\left[\sigma_{пр}\right]}\left[0,6\left(P_{ж} + P_{кл.н} + P_{д.пл}\right) + P_{т.пл}\right]. \tag{3.78}$$

Исходя из опыта эксплуатации нефтяных скважин, для нижней ступени рекомендуется выбирать штанги следующих размеров: диаметр плунжера, $d_{пл}$, мм < 43; $55 \geq 68$; диаметр штанг нижней ступени

$d_{шт1}$, мм 16; 19; 22.

Длина первой ступени от плунжера

$$l_1 = \frac{f_{шт_1}\left[\sigma_{пр}\right] - 0,6\left(P_{ж} + P_{кл.н} + P_{д.пл}\right) - P_{т.пл}}{0,23q_{шт_1} + \frac{1}{L_н}\left[P_{виб}\left(1+K_1\right) + P_{шн} - 0,6P_{д.пл}\right]}. \quad (3.79)$$

Длина «тяжелого низа» вычисляется по формуле (3.56).

Если $l_1 + l_{т.н} < L_н$, то длина второй ступени от плунжера

$$l_2 = \frac{\Delta f_{шт_1}\left[\sigma_{пр}\right]}{0,23q_{шт_2} + \frac{1}{L_н}\left[P_{виб}\left(1+K_г\right) + P_{пл} - 0,6P_{д.пл}\right]}. \quad (3.80)$$

Если одновременно с условием $l_1 + l_{т.н} < L_н$ выполняется условие $l_1 + l_2 + l_{т.н} > L_н$, то длина второй ступени

$$l_2 = L_н - \left(l_1 + l_{т.н}\right). \quad (3.81)$$

Длина третьей ступени

$$l_3 = L_н - \left(l_1 + l_2 + l_{т.н}\right). \quad (3.82)$$

Для трехступенчатой колонны необходимо проверять условие усталостной прочности по формуле (3.36) для точки подвеса штанг.

Вышеописанную методику целесообразно применять для глубоких скважин с относительно невысоким дебитом, а также для скважин, оборудованных станками-качалками низкой грузоподъемности.

3. 3. Потери хода плунжера, длина хода полированного штока и коэффициент подачи ШСНУ

В процессе работы штанговой насосной установки колонны штанг и труб периодически подвергаются деформациям под действием веса жидкости, воспринимаемого плунжером, динамических нагрузок и сил трения. В результате длина хода плунжера может существенно отличаться от длины хода полированного штока.

Режимы работы установки принято разделять на статические и динамические. Критерием для разделения служит параметр динамического подобия (критерий Коши) в радианах:

$$\varphi_д = \frac{\omega L_н}{a} = \frac{2\pi N L_н}{a}, \quad (3.83)$$

где a – скорость звука в штанговой колонне, м/с.

Если $\varphi_д \le \varphi_{кр}$, то режим считается статическим, при этом силы инерции практически не влияют на длину хода плунжера. Поэтому длину хода полированного штока

$$S = S_{пл} + \lambda, \tag{3.84}$$

где $$\lambda = \lambda_{шт} + \lambda_{тр} \tag{3.85}$$

представляет собой сумму упругих деформаций штанг $\left(\lambda_{шт}\right)$ и труб $\left(\lambda_{тр}\right)$, обусловленную гидростатической нагрузкой на плунжер в м.

$$\lambda_{шт} = \frac{P_{ж} L_{н}}{E} \sum_{i=1}^{k} \frac{\varepsilon_i}{f_{шт_i}}; \tag{3.86}$$

$$\lambda_{тр} = \frac{P_{ж} L_{н}}{E f_{тр}}. \tag{2.87}$$

Если $\varphi_д \ge \varphi_{кр}$, то при расчете хода плунжера следует учитывать приращение хода от инерционных удлинений штанг. Критическое значение параметра динамического подобия определяется по формуле:

$$\varphi_{кр} = \frac{0,2}{\sqrt{m}}, \tag{3.88}$$

где m – коэффициент, учитывающий влияние силы инерции массы столба жидкости на растяжение колонны штанг.

Коэффициенты $\varphi_{кр}$ и m для насосов различных диаметров определяются по табл. 3.9.

Таблица 3.9

Коэффициенты	Диаметр насоса, мм			
	43	55	68	93
m	1,0	1, 5	2,0	3,0
$\varphi_{кр}$	0,20	0, 17	0,14	0,12

В настоящее время известно несколько формул для расчета длины хода полированного штока по динамической теории. Учитывая инерционные удлинения штанг по формуле АзНИИ ДН, получим:

$$s = \frac{s_{пл} + \lambda}{1 + m\dfrac{\varphi_д^2}{2}}. \qquad (3.89)$$

Эта формула пригодна в интервале значений

$$\frac{0,2}{\sqrt{m}} < \varphi_д \le 0,5.$$

Для одноступенчатой колонны штанг используют формулу Л. С. Лейбензона:

$$s = \left(s_{пл} + \lambda\right)\cos\varphi_д^0, \qquad (3.90)$$

где $\varphi_д^0 = 57,3\varphi_д$.

Для двухступенчатой колонны штанг используют формулу А.С. Вирновского, в которой учитываются вынужденные колебания штанговой колонны, вызванные периодически действующей нагрузкой от веса жидкости

$$s = \left(s_{пл} + \lambda\right)\left(\cos\varphi_{д_1}^0\cos\varphi_{д_2}^0 - \frac{f_{шт_2}}{f_{шт_1}}\sin\varphi_{д_1}^0\sin\varphi_{д_2}^0\right), \qquad (3.91)$$

где $\varphi_{д_1}^0 = \dfrac{2\cdot 57,3\pi N l_1}{a}$; $\varphi_{д_2}^0 = \dfrac{2\cdot 57,3\pi N l_2}{a}$.

Формулы (3.90) и (3.91) можно применять при $0,2 < \varphi_д \le 1,1$.

Определить длину хода полированного штока для одноступенчатой колонны штанг можно по формулам (3.9) и (3.91), если принять соответствующую величину скорости звука a, входящую в зависимость (3.83). Для одноразмерной колонны штанг $a = 5300$ м/с.

Помимо приведенных формул известна также формула И. А. Чарного

$$s_{пл} = \frac{s}{\cos\varphi_д^0}\sqrt{1 + 1,78\left(\frac{\lambda}{s}\right)^2 - 2,66\frac{\lambda}{s}\cos\varphi_д^0}, \qquad (3.92)$$

откуда $s = 1,33\lambda\cos\varphi_д^0 + \sqrt{\left(1,77\lambda^2 + s_{пл}^2\right)\cos^2\varphi_д^0 - 1,78\lambda^2}$. (3.93

Если учесть деформации от сжатия $\lambda_{сж}$, изгиба $\lambda_и$ штанг в сжатой части штанговой колонны длиной $l_{сж}$, а также дополнительное растяжение колонны подъемных труб $\lambda_{р.тр}$, обусловленное действием осевой сжимающей силы $P_{сж} = P_{т.н}$ (3.58), то длина хода полированного штока

$$s = s_{пл} + \left(\lambda_{шт} + \lambda_{сж} + \lambda_{н}\right) + \left(\lambda_{тр} + \lambda_{р.тр}\right), \qquad (3.94)$$

где $\lambda_{шт}$ и $\lambda_{тр}$ – определяются по формулам (3.86) и (3.87):

$$\lambda_{сж} = \frac{P_{сж} l_{сж}}{E f_{шт.сж}}; \qquad (3.95)$$

$$\lambda_{н} = \frac{P_{сж} R_c^2 l_{сж}}{2EI\left(\sqrt{1 + \frac{P_{ж} R_c^2}{2EI}} + 1\right)^2}; \qquad (3.96)$$

$$\lambda_{р.тр} = \frac{P_{сж} L_{н}}{E f_{тр}}, \qquad (3.97)$$

здесь $l_{сж} = l_{т.н}$ – длина сжатого и изогнутого участков штанговой колонны, определяемая по формуле (3.61), м.

R_c – радиус спирали, по которой изогнута сжатая часть штанговой колонны, м

$$R_c = \left(d_3 - d_{шт.сж}\right) \cdot 0{,}5, \qquad (3.98)$$

где $d_{шт.сж}$ – диаметр сжатого участка штанг, м.

Экваториальный момент инерции поперечного сечения штанг, м^4

$$I = \frac{\pi d_{шт.сж}^4}{64}. \qquad (3.99)$$

Если осевая сжимающая сила $P_{сж}$ не превышает 10 кН, то для расчета деформаций изгиба штанг $\lambda_{и}$ можно пользоваться формулой А. Лубинского:

$$\lambda_{н} = \frac{P_{сж} R_c^2 l_{сж}}{8 E I}. \qquad (3.100)$$

После определения длины хода полированного штока по формулам (3.84), (3.89), (3.90), (3.91) или (3.93) уточняется характеристика наземного привода.

Чтобы сохранить скорость откачки прежней, необходимо уточнить число качаний

$$N' = \frac{sN}{s'}, \qquad (3.101)$$

где s' – стандартная длина хода полированного штока выбранного привода.

Длина хода плунжера $s_{пл}$ уточняется, исходя из стандартной длины наземного привода s', по соответствующей формуле.

Определяется коэффициент, учитывающий несовпадение длины хода плунжера и полированного штока:

$$\eta_{\lambda} = \frac{s_{пл}}{s'}. \tag{3.102}$$

Коэффициент, учитывающий уменьшение объема нефти при снижении давления от $p_{вс.ц}$ до давления в сепарирующем устройстве, образуется за счет выделения растворенного газа

$$\eta_{р.г} = 1 - \frac{b_{н(p_{пр})} - 1}{b_{н(p_{пр})}}(1 - B). \tag{3.103}$$

Общий коэффициент подачи ШСНУ

$$\eta_{под} = \eta_{\lambda}\eta_{н}\eta_{р.г}. \tag{3.104}$$

3. 4. Пример расчета

По исходным данным примера, рассмотренного ранее в разделе «Обоснование глубины погружения и выбор штангового скважинного насоса», рассчитать утечки в зазоре плунжерной пары, коэффициент наполнения и производительность ШСН, конструкцию штанговой колонны, потерю хода плунжера, длину хода полированного штока и коэффициент подачи штанговой скважинной насосной установки.

3. 4. 1. Утечки в зазоре плунжерной пары. Коэффициент наполнения и производительности ШСН

Определим утечки в зазоре плунжерной пары по формуле (3.1), при этом вторым членом пренебрегаем

$$q_{ут} = \left(1 + \frac{3}{2}\cdot 0{,}5^2\right)\frac{3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot \left(10^{-4}\right)^3 \cdot (7{,}94 - 2{,}53)\cdot 10^{6}}{12 \cdot 3 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}2 \cdot 850} = 0{,}24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Проверяем характер течения жидкости в зазоре по формуле (3.3):

$$\mathrm{Re}_{ут} = \frac{0{,}24 \cdot 10^{-4}}{3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 3 \cdot 10^{-6}} = 67 < 10^3.$$

Следовательно, режим течения жидкости в зазоре ламинарный.

Коэффициент наполнения определяем по методике, изложенной в подразделе 3.1.

Предварительно определим расход жидкости при давлении $p_{вс.ц}$ по формуле (2.51), т. к. $p_{вс.ц} \cong p_{пр}$, то

$$Q_{ж(p_{вс.ц})} = Q_{ж(p_{пр})} = 3,39 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Количество растворенного газа при $p_{вс.ц}$ в соответствии с формулой (2.54):

$$G_{(p_{вс.ц})} = 59,4\left[\frac{2,53-0,1}{9,0-0,1}\right]^{0,454} = 32,9 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Расход свободного газа при $p_{вс.ц}$ (см. 2.53)

$$Q_{г(p_{вс.ц})} = (47,6-32,9)\frac{1,0 \cdot 0,1 \cdot 303}{2,53 \cdot 273} \cdot 3,03 \cdot 10^{-4} = 1,95 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход смеси в насосе на всасывании определим по формуле (2.50):

$$Q_{см(p_{вс.ц})} = (3,39+1,95) \cdot 10^{-4} = 5,34 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объемное газосодержание смеси на всасывании в соответствии с формулой (3.18):

$$\beta_{вс.ц} = \frac{1,95}{5,34} = 0,365.$$

Поскольку $p_{вс.ц} < p'_{нас}$ то в цилиндре во время хода всасывания имеется свободный газ. Коэффициент наполнения $\eta_н$ в этом случае определяется в следующем порядке.

Коэффициент утечек рассчитывается по формуле (3.10):

$$l_{ут} = \frac{0,24 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 5,34 \cdot 10^{-4}} = 0,0225,$$

а газовое число – по формуле (3.11):

$$R = \frac{1,95 \cdot 10^{-4}}{3,39 \cdot 10^{-4}} = 0,575.$$

Так как $p_{наг.ц} = 7,99$ МПа $> p'_{нас} = 5,5$ МПа, то коэффициент наполнения определяется по формуле (3.14):

$$\delta\eta_2 = \frac{0,1}{1+0,575}\left[\frac{1,12}{1,14}\left(1+\frac{0,575}{1,0}\right)-1\right] = 0,034.$$

В расчете принято $b_{н(p_i)} = b_{ж(p_i)}$, поскольку

$$b_{ж(p_i)} = b_{н(p_i)}\left(1-B\right)+b_н B, \qquad B=0.$$

Тогда коэффициент наполнения в соответствии с выражением (3.9):

$$\eta_{н_2} = \frac{1-0,0225}{1+0,575} - 0,034 = 0,59.$$

Для равновесного характера процесса растворения газа по формулам (3.15) и (3.9) найдем:

$$\delta\eta_3 = \frac{0,1}{1+0,575}\left[\frac{1+0,575}{1+0,575\dfrac{2,53}{7,99}}-1\right] = 0,021,$$

$$\eta_{н_3} = \frac{1-0,0225}{1+0,575} - 0,021 = 0,6.$$

При полной сегрегации фаз из уравнения (3.16) будем иметь

$$\eta_{н_4} = \frac{1-0,0225}{1+0,575} = 0,62$$

По формуле (3.17) найдем:

$$\eta_н = 1-0,365\left(0,1+1,0\right) \quad \frac{1,0}{1+0,575} - \frac{0,1\cdot 0,575}{1+0,575} = 0,6.$$

Вероятные средние значения коэффициента наполнения $\overline{\eta}_{н_1}$ и соответствующие максимальные абсолютные отклонения δ_1 рассчитываем по формулам (3.20) и (3.21):

$$\overline{\eta}_{н_2} = \frac{\eta_{н_4}+\eta_{н_2}}{2} \quad \frac{0,62+0,59}{2} \quad 0,605;$$

$$\overline{\eta}_{н_3} = \frac{\eta_{н_4}+\eta_{н_3}}{2} \quad \frac{0,62+0,6}{2} \quad 0,61;$$

$$\delta_2 = \pm\frac{1}{2}\delta_2\eta \quad \pm\frac{1}{2}\cdot 0,034 \quad \pm 0,017;$$

$$\delta_3 = \pm\frac{1}{2}\cdot 0,021 \quad \pm 0,01.$$

Следовательно, значения коэффициента наполнения насоса, определенные для различных схем процесса выделения и растворения газа и сегрегации фаз, лежат в довольно узком диапазоне значений

$\eta_н = 0,59 - 0,62$. Погрешность схематизации не превышает 0,02. Для дальнейших расчетов принимаем $\eta_н = 0,60$.

Определим подачу насоса $Q_{нас}$, обеспечивающую запланированный дебит нефти при полученном коэффициенте наполнения по формуле (3.22):

$$Q_{нас} = \frac{3,39 \cdot 10^{-4}}{0,6} = 5,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

При известном диаметре насоса можно рассчитать необходимую скорость откачки, пользуясь формулой (3.23):

$$s_{пл} N = \frac{5,65 \cdot 10^{-4}}{0,785 \cdot (3,8)^2 \cdot 10^{-4}} = 30 \text{ м/мин} = (0,5 \text{ м/с}).$$

Для заданного режима рекомендуется использовать станки-качалки

5СК6 – 1,5 – 1600 или 6СК6 – 2,1 – 2500 (5СК4 – 2,1 – 1600). Первый из них не обеспечивает требуемую скорость откачки (для этого станка $s_{пл} n_{\max} = 22$ м/мин).

Поэтому следует ориентироваться на станок 6СК6 – 2,1 – 2500 по ГОСТ 5866 –76, параметры которого аналогичны параметрам станка – качалки 6СК6 – 2,1 – 2500.

Выбираем $s_{пл} = 2$ м, $n = 15$ кач/мин или N = 0,25 с^{-1}, чтобы обеспечить подачу $Q_{нас} = 5,65 \cdot 10^{-4}$ $\text{м}^3/\text{с}$.

3. 4. 2. Выбор конструкции штанговой колонны

При выборе конструкции штанговой колонны вначале воспользуемся таблицами АзНИИ ДН. По табл. 3.2 для насоса диаметром 38 мм выбираем двухступенчатую колонну штанг из углеродистой стали 40 $\left([\sigma_{пр}] = 70 \text{ МПа}\right)$ диаметрами 16 и 19 мм с соотношениями длин ступеней 55 х 45 %.

Выберем также конструкцию штанговой колонны по методике МИНХ и ГП, для этого определим значения коэффициентов по формуле (3.51) (необходимые размеры штанг приведены в табл. 3.3):

$$m_{шт_{16}} = \frac{0,062}{0,016} = 3,875; = \quad m_{шт_{19}} = \frac{0,062}{0,019} \quad 3,26$$

и теперь по формуле (3.51) определим $M_{шт_i}$

$$M_{шт_{16}} = \frac{1,0}{\left[\frac{3,875^2+1}{3,875^2-1}\ln 3,875\right]-1} = 1,828;$$

$$M_{шт_{19}} = \frac{1,0}{\left[\frac{3,26^2+1}{3,26^2-1}\ln 3,26\right]-1} = 2,34.$$

Рассчитаем значения коэффициентов для муфт по формуле (3.52):

$$m_{M_{16}} = \frac{0,062}{0,038} = 1,6316; \qquad m_{M_{19}} = \frac{0,062}{0,042} = 1,476.$$

По формуле (3.52) определим M_{M_i}:

$$M_{M_{16}} = \frac{0,032}{\left[\frac{1,6316^2+1}{1,6316^2-1}\ln 1,6316\right]-1} = 0,4;$$

$$M_{M_{19}} = \frac{0,032}{\left[\frac{1,476^2+1}{1,476^2-1}\ln 1,476\right]-1} = 0,64.$$

Гидростатическая нагрузка в соответствии с формулой (3.57)

$$P_{ж} = (7,94-2,53)\cdot 10^6 \cdot 0,785 \cdot 0,038^2 = 6130 \text{ Н} = 6,13 \text{ кН}.$$

Коэффициенты динамичности при ходе штанг вверх $m_в$ и вниз $m_н$, а также плавучести штанг $K_{арх}$, среднюю плотность смеси в НКТ $\rho_{с.т}$ и вспомогательный множитель М устанавливаем по выражениям (3.49), (3.48), (3.47) и (3.46):

$$m_в = 2,5 \cdot 2,0 \cdot 0,245^2 = 0,3125;$$

$$m_н = 2,0 \cdot 2,0 \cdot 0,245^2 = 0,2514;$$

$$\rho_{с.т} = \frac{(7,94-1,53)\cdot 10^6}{900 \cdot 9,81} = 727 \text{ кг/м}^3;$$

$$K_{арх} = 1 - \frac{727}{7850} = 0,907;$$

$$M = 0,2 \cdot 0,907 + 0,6 \cdot 0,3125 + 0,4 \cdot 0,2514 = 0,47.$$

Силу гидродинамического трения, действующую на единицу длины колонны штанг, вычислим по формуле (3.50):

$$q_{т.т_{16}} = 2 \cdot 3,14^2 \cdot 3 \cdot 10^{-6} \cdot 850 \cdot 2,0 \cdot 0,25 (1,828 + 0,4) = 0,056 \text{ Н/м};$$

$$q_{т.т_{19}} = 2 \cdot 3,14^2 \cdot 3 \cdot 10^{-6} \cdot 850 \cdot 2,0 \cdot 0,25 (2,34 + 0,64) = 0,075 \text{ Н/м},$$

Силу гидравлического сопротивления в нагнетательном клапане – по формуле (3.59), а силу трения плунжера о стенки цилиндра – по формуле (3.37):

$$P_{кл.н} = 0,048 \cdot 10^6 \cdot 0,785 \cdot 0,038^2 = 55,0 \text{ Н};$$

$$P_{т.пл} = 1,65 \frac{0,038}{10^{-4}} - 127 = 500 \text{ Н}.$$

Вес «тяжелого низа» принимаем равным сумме сил сопротивления, сосредоточенных у плунжера, в соответствии с формулой (3.35):

$$P_{т.н} = 55 + 500 + 555 \text{ Н}.$$

Длина «тяжелого низа» из штанг диаметром 25 мм, рассчитанная по формуле (3.61):

$$l_{т.н} = \frac{555}{41 \cdot 0,907} = 14,9 \text{ м} \cong 15 \text{ м},$$

относительная длина «тяжелого низа» (см. формулу 3.63):

$$\varepsilon_{т.н} = \frac{15}{900} \cdot 100\% = 1,7\%.$$

Длина нижней ступени штанговой колонны при расчете по формуле (3.45):

$$l_1 = \frac{2,01 \cdot 10^{-4} (23,5 \cdot 0,47 + 0,075) \cdot 900 - 0,6(6132 + 554,4)(2,83 - 2,01) \cdot 10^{-4}}{2,01 \cdot 10^{-4} (23,5 \cdot 0,47 + 0,075) + (17,5 \cdot 0,47 + 0,056)(2,83 - 2,01) \cdot 10^{-4}} = 578 \text{ м}.$$

Длина второй ступени в соответствии с формулой (3.62):

$$l_2 = 900 - (578 + 15) = 307 \text{ м}.$$

Относительную длину первой ступени определим по выражению (3.63):

$$\varepsilon_1 = \frac{578}{900} \cdot 100\% = 64,2\%.$$

Относительную длину второй ступени

$$\varepsilon_2 = \frac{307}{900} \cdot 100\% = 34,1\%.$$

Подберем равнопрочную трехступенчатую колонну 16х19х22 мм без учета гидродинамического трения штанг по формулам (3.64 – 3.66). Для этого подсчитаем коэффициенты по формулам (3.67 – 3.68):

$$\Delta f_{шт_1} = (2,83 - 2,01) \cdot 10^{-4} = 0,82 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$\Delta f_{шт_2} = (3,8 - 2,01) \cdot 10^{-4} = 1,79 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$\Delta q_1 \quad 23,5 - 17,5 = 6,0 \text{ Н};$$

$$\Delta q_2 \quad 31,4 - 23,5 = 7,9 \text{ Н};$$

$$\Delta q_3 \quad 31,4 - 17,5 = 13,9 \text{ Н};$$

$$A_1 = \frac{0,6\left(6132 - 554,4\right)}{0,47} \cdot 0,82 \cdot 10^{-4} = 0,584;$$

$$A_2 = \frac{0,6\left(6132 - 554,4\right)}{0,47} \cdot 1,79 \cdot 10^{-4} = 1,275.$$

Длина первой ступени

$$l_1 = \frac{2,01 \cdot 10^{-4} \cdot 23,5 \cdot 31,4 \cdot 900 - 0,584 \cdot 7,9 - 1,275 \cdot 23,5}{3,8 \cdot 10^{-4} \cdot 17,5 \cdot 23,5 + 2,01 \cdot 10^{-4} \cdot 13,9 + 7,9 \cdot 0,82 \cdot 10^{-4} \cdot 17,5} = 580 \text{ м.}$$

Длина второй ступени

$$l_2 = \frac{0,82 \cdot 10^{-4} \cdot 17,5 \cdot 580 + 0,584}{2,01 \cdot 10^{-4} \cdot 23,5} = 300 \text{ м.}$$

Длина «тяжелого низа»

$$l_{т.н} = 15 \text{ м.}$$

Длина третьей ступени

$$l_3 = 900 - \left(580 + 300\right) = 20 \text{ м.}$$

Подберем штанговую колонну по методике В. П. Грабовича и В. М. Касьянова. Для этого определим вспомогательные коэффициенты по формулам (3.69 – 3.73), принимая $A_т = 0,2$ с$^{-1}$:

$$K_г = \frac{0,2 \cdot 900}{2 \cdot 5300} = 0,01698;$$

$$c_1 = 70 \cdot 10^6 - 0,23\left(7850 - 727\right) \cdot 9,81 \cdot 900 = 55535539,0;$$

$$c_2 = 6132 \cdot 0,29\left(1 + 0,01698\right) = 1808,47;$$

$$c_3 = 0,8 \frac{2,15 \cdot 2 \cdot 10^{11}}{6132 \cdot 900 \cdot \cos 16,617^\circ} = 65048,964;$$

$$A_4 = 0,6\left(6132 + 54,4\right) + 10000 + 500 = 14211,84.$$

Площадь поперечного сечения штанги, эквивалентной ступенчатой колонне штанг, определим из формулы (3.74):

$$55535539,0 f_{шт.э} - 14211,84 \quad 1808,475\sqrt{65048,964 f_{шт.э}} - 1;$$

$$15271895 f_{шт.э}^2 - 8869,309 f_{шт.э} + 1,0160948 = 0;$$

$$f_{шт.э} = \frac{8869,309 + \sqrt{8869,309^2 - 4 \cdot 15271895 \cdot 1,0161948}}{2 \cdot 15271895} = 0,000424 \text{ м}^2.$$

Упругую деформацию штанг площадью $f_{шт.э}$ рассчитаем по формуле (3.75)

$$\lambda_{шт.э} = \frac{6132 \cdot 900}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,000424} = 0,0651 \text{ м.}$$

Вибрационная составляющая динамической нагрузки (см. формулу 3.76)

$$P_{виб} = 6132 \cdot 0,29 \sqrt{0,8 \frac{2,15}{0,0651 \cdot \cos 16,617^{o}} - 1} = 9166 \text{ Н.}$$

Динамическое усилие на плунжер определяем по формуле (3.77):

$$P_{д.пл} = 0,09 \cdot 9338 = 840,4 \text{ Н.}$$

Из опыта эксплуатации выбираем диаметр штанг нижней ступени 16 мм с $\left[\sigma_{пр}\right] = 70$ МПа, при этом должно выполняться условие формулы (3.78):

$$f_{шт_1} = 0,000201 \geq \frac{1,0}{70 \cdot 10^{6}} \left[0,6\left(6132 + 54,4 + 840,4\right) + 500\right] = 0,673 \cdot 10^{-4};$$

т.е., $2,01 \cdot 10^{-4} > 0,673 \cdot 10^{-4}$.

Тогда длина первой ступени из условия формулы (3.79):

$$l_1 = \frac{2,01 \cdot 10^{-4} \cdot 70 \cdot 10^{6} - 0,6\left(6132 + 54,4 + 840,4\right) - 500}{0,23 \cdot 17,5 + \frac{1}{900}\left[9166\left(1 + 0,01837\right) + 10000 - 0,6 \cdot 840,4\right]} = 375 \text{ м}$$

Длина «тяжелого низа» $l_{т.н} = 15$ м.

Длина второй ступени из уравнения (3.80):

$$l_2 = \frac{0,52 \cdot 10^{-4} \cdot 70 \cdot 10^{6}}{0,23 \cdot 23,5 + \frac{1}{900}\left[9166\left(1 + 0,01837\right) + 10000 - 0,6 \cdot 840,4\right]} = 218 \text{ м}$$

Длина третьей ступени (см. формулу 3.82):

$$l_3 = 900 - \left(375 + 218 + 15\right) = 292 \text{ м.}$$

Соотношение ступеней следующее:

$$\varepsilon_{т.н} = 1,7\%; = \varepsilon_1 \quad \frac{375}{900} \cdot 100\% = 41,7\%;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{218}{900} \cdot 100\% = 24,2\%; \quad \varepsilon_3 \quad \frac{292}{900} \cdot 100\% + 32,4\%.$$

Таким образом, расчетным путем получены одна двухступенчатая колонна диаметром 16х19 мм и две трехступенчатые колонны диаметром 16х19х22 мм. Вторая колонна получилась двухступенчатой, т. к. длина третьей ступени оказалась незначительной $l_3 = 20$.

За расчетную примем двухступенчатую колонну, у которой соотношение длин ступеней равно 64,2 х 34,1 х 1,7 %.

3. 4. 3. Потери хода плунжера, уточнение длины хода полированного штока и коэффициент подачи ШСНУ

Деформацию штанг определим по формуле (3.86):

$$\lambda_{шт} = \frac{6132 \cdot 900}{2 \cdot 10^{11}} \left(\frac{0,642}{2,01 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,341}{2,83 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,017}{4,91 \cdot 10^{-4}} \right) = 0,122 \text{ м.}$$

Деформацию НКТ рассчитаем по формуле (3.87):

$$\lambda_{тр} = \frac{6132 \cdot 900}{2 \cdot 10^{11} \cdot 11,6 \cdot 10^{-4}} = 0,024 \text{ м,}$$

а суммарную деформацию – по равенству (3.85)

$$\lambda = 0,122 + 0,024 = 0,146 \cong 0,15 \text{ м.}$$

Критерий динамичности $\varphi_д$ для данного режима зависит от параметра динамического подобия из выражения (3.83):

$$\varphi_д = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 900}{4900} = 0,29 \text{ рад.}$$

Поскольку $\varphi_{кр} = 0,2$ (см. табл. 3.9), то $\varphi_д > \varphi_{кр}$ и длину хода полированного штока s можно определить по формуле (3.89):

$$s = \frac{2.0 + 0.15}{1 + 1,0 \dfrac{0,29^2}{2}} = 2,06 \text{ м}$$

или по формуле (3.90), где

$$\varphi^0_{д_1} = \frac{2 \cdot 57,3 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 578}{4900} = 10,6^\circ;$$

$$\varphi^0_{д_2} = \frac{2 \cdot 57,3 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 307}{4900} = 5,6^\circ;$$

$$s = (2,0 - 0,15) \left(\cos 10,6^\circ \cdot \cos 5,6^\circ - \frac{2,83}{2,01} \sin 10,6^\circ \cdot \sin 5,6^\circ \right) = 2,05 \text{ м.}$$

По формуле (3.93) находим:

$$s = 1,33 \cdot 0,15 \cos 16,6^\circ + \sqrt{\left(1,77 \cdot 0,15^2 + 2,0^2\right) \cos^2 16,6^\circ - 1,78 - 0,15^2} = 2,1 \text{ м.}$$

Формулы (3.91) и (3.93) дают почти одинаковый результат, причем оказалось, что длина хода полированного штока несколько меньше рассчитываемой без учета динамических усилий в штангах, т. е. 2,06 < 2,15 м.

Для дальнейших расчетов принимаем ближайшую стандартную длину хода станка-качалки 6СК6 – 2,1 – 2500 $s = 2,1$ м, тогда для со-

хранения прежней скорости откачки по формуле (3.101) определим уточненное число качаний

$$N' = \frac{2,06 \cdot 0,25}{2,1} = 0,245 \text{ 1/с} = 14,7 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловая скорость

$$\omega = 2,0 \cdot 3,14 \cdot 0,245 = 1,54 \text{ с}^{-1}.$$

Длину хода плунжера при $s = 2,1$ м вычислим по формуле (3.90):

$$s_{пл} = \frac{2,1}{\cos 16,6^{\circ}} - 0,15 = 2,04 \text{ м}.$$

Коэффициент, учитывающий несовпадение длины хода плунжера и полированного штока, находим по формуле (3.102):

$$\eta_{\lambda} = \frac{2,04}{2,1} = 0,97.$$

Коэффициент, учитывающий уменьшение объема нефти при снижении давления от $p_{вс.ц}$ до давления в сепарирующем устройстве за счет выделения растворенного газа, определяем по формуле (3.103):

$$\eta_{р.г} = 1 - \frac{1,12 - 1}{1,12}(1 - 0) = 0,89.$$

Общий коэффициент подачи ШСНУ вычисляем по формуле (3.104):

$$\eta_{под} = 0,97 \cdot 0,6 \cdot 0,89 = 0,52.$$

4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ЗАТРАТЫ НА ПОДЪЕМ НЕФТИ ИЗ СКВАЖИНЫ

4. 1. Нагрузка в точке подвеса штанг

На колонну насосных штанг ШСН на протяжении всего цикла или значительной его части действуют нагрузки как постоянные по величине и направлению, так и переменные.

К постоянным или статическим нагрузкам принято относить вес колонны штанг в жидкости

$$P'_{ШТ} = P_{ШТi} \cdot K_{арх}, \quad (4.1)$$

где $P_{ШТ}$ – вес колонны штанг в воздухе, кН, определяется по формуле:

$$P_{ШТ} = \sum_{i=1}^{k} q_{ШТi} \cdot l_i, \quad (4.2)$$

k – количество ступеней штанговой колонны, а также гидростатическая нагрузка $P_{ж}$, обусловленная разницей давлений жидкости над и под плунжером при ходе его вверх, которая определяется по формуле (3.53).

К переменным относятся вибрационная нагрузка, обусловленная колебательными процессами, возникающими в колонне штанг под действием ударного приложения и снятия гидростатической нагрузки на плунжер при движении штанг вверх и вниз

$$P_{виб.в} = \alpha_1 m_\omega \left[\left(a_1 \psi - \frac{\lambda_{ШТ}}{S} \right) P_{ШТ} P_{Ж} \right]^{0..5}. \tag{4.3}$$

Инерционная нагрузка, зависящая от величины и направления скорости движения системы штанги – плунжер

$$P_{инв.в} = 0,5 \alpha_1^2 m_\omega^2 \left(\alpha_1 - 2 \frac{\lambda_{шт}}{\psi S} \right) P_{шт}. \tag{4.4}$$

Вибрационная и инерционная нагрузки при ходе штанг вниз находятся из приведенных формул путем замены в них коэффициентов α_1 и a_1 соответственно коэффициентами α_2 и a_2 (табл. 4.1).

В формулах (4.3) и (4.4):

$$m_\omega = \left(\frac{\omega^2 S}{g} \right)^{0,5}; \tag{4.5}$$

$$\psi_i = \frac{\lambda_{ШТ}}{\lambda_{ШТ} + \lambda_{ТР}}. \tag{4.6}$$

В настоящее время нет универсальной методики расчета экстремальных нагрузок (максимальной $P_{\max}$ и минимальной $P_{\min}$), которая учитывала бы все действующие усилия на колонну штанг. Однако экспериментальные исследования и статистическая обработка промысловых данных позволяет установить, что для широкого диапазона условий эксплуатации ШСН и режима их работы в нормальных скважинах наиболее точны формулы А. С. Вирновского:

$$P_{\max} = P'_{шт} + P_{ж} + P_{виб.в} + P_{ин.в}; \tag{4.7}$$

$$P_{\min} = P'_{шт} - (P_{виб.н} + P_{ин.н}), \tag{4.8}$$

где учтены динамические усилия, вызванные вынужденными и свободными колебаниями штанговой колонны.

На основании статистической обработки результатов расчета по формулам (4.3 – 4.8) и фактических нагрузок в точке подвеса штанг

для широкого диапазона условий эксплуатации и режимов откачки были рассчитаны поправочные коэффициенты динамических составляющих экстремальных нагрузок $K_{дин.в}$ и $K_{дин}$. С учетом этих коэффициентов формулы (4.7) и (4.8) имеют следующий вид:

$$P_{\max} = P'_{шт} + P_{ж} + K_{дин.в} \cdot (P_{виб.в} + P_{ин.в}); \quad (4.9)$$

$$P_{\min} = P'_{шт} - K_{дин.н} \cdot (P_{виб.н} + P_{ин.н}); \quad (4.10)$$

$$K_{дин.в} = 0,4921 d_{пл}^{-0,206}; \quad (4.11)$$

$$K_{дин.н} = 0,3614 d_{пл}^{-0,294}. \quad (4.12)$$

В формулах (4.3 – 4.10) не учтен ряд факторов, реально существующих и обусловливающих нагрузки на штанги. К этим факторам можно отнести следующие: силы трения плунжера о цилиндр насоса; гидравлические сопротивления, возникающие при движении продукции через нагнетательный клапан; гидравлические трения штанг и муфт в потоке жидкости; сила трения штанг в подъемных трубах; наличие свободного газа в насосе; утечки и т. д.

С учетом этих факторов, особенно при эксплуатации искривленных и наклонно направленных скважин, экстремальные нагрузки на штанги определяются по формулам:

$$P_{\max} = P'_{шт} + P_{ж} + K_{дин.в} \cdot (P_{виб.в} + P_{ин.в}) + P_{тг} + P_{тм} + P_{т.пл}; \quad (4.13)$$

$$P_{\min} = P'_{шт} - \left[K_{дин.н} \cdot (P_{виб.н} + P_{ин.н}) + P_{тг} + P_{тм} + P_{т.пл} + P_{кл.н}\right]. \quad (4.14)$$

Сила трения плунжера в цилиндре насоса $P_{т.пл}$ и сила гидравлического сопротивления, вызванная перепадом давления при движении жидкости в нагнетательном клапане, определяются по формулам (3.56) и (3.55).

Сила гидродинамического трения штанг и муфт в потоке вязкой жидкости

$$P_{Т.Г} = \sum_{i=1}^{k} q_{Т.Гi} l_i, \quad (4.15)$$

где $q_{Т.Гi}$ – рассчитывается по формуле (3.46) и (3.49).

Сила механического трения штанг о стенки колонны НКТ может быть определена из зависимости, предложенной Ю. А. Песляком и экспериментально проверенной А. Х. Шариповым

$$P_{Т.М} = C_{ШТ} \alpha_{\max} (P'_{ШТ} + P_{Ж}). \quad (4.16)$$

Таблица 4.1.

Кинематические коэффициенты станков-качалок

Тип привода	Радиус кривошипа, м	Длинна хода, м	Ход вверх		Ход вниз	
			α_1	a_1	α_2	a_2
1СК1,5 - 0,42 - 100	0,15 –- 0,2	0,3 –- 0,41	1,09	0,91	0,84 – 0,79	1,23 – 1,35
1СК1,0 - 0,6 - 100	0,15 – 0,3	0,4 –- 0,6	1,08 – 1,11	0,92 –- 0,9	0,88 – 0,76	1,17 –- 1,44
2СК2 - 0,6 - 250	0,15 –- 0,3	0,3 – 0,6	1,08 –-1 ,11	0,92 – 0,9	0,88 – 0,76	1,17 – 1,49
2СК1,25 - 0,9 - 250	0,15 – 0,3	0,44– 0,9	1,09 –1 ,08	0,93 – 0,9	0,89 – 0,74	1,14 – 1,48
3СК3 - 0,75 - 400	0,15 – 0,36	0,3 –- 0,75	1,09 –1 ,08	0,93 – 0,9	0,89 –- 0,74	1,14 –1,48
3СК2 - 1,05 - 400	0,15 – 0,36	0,42 –,05	1,07 – 1,1	0,92 – 0,9	0,9 – 0,73	1,14 –- 1,5
4СК3 - 1,2 - 700	0,22 – 0,57	0,44 – 1,2	1,07 – 1,1	0,92 – 0,9	0,9 – 0,73	1,14 – 1,55
5СК6 - 1,5 - 1600	0,21 – 0715	0,72 – 1,50	1,06 – 1,1	0,93 – 0,9	0,92 – 0,73	1,11– 1,55
4СК2 - 1,8 - 700	0,21 – 0,57	0,675 – 1,8	1,06 – 1,1	0,93 – 0,9	0,92 – 0,73	1,11 –1,55
5СК4 - 2,1 - 1600	0,45 –- 0,715	0,84 – 2,1	1,08 – 1,1	0,91 – 0,9	0,88 – 0,73	1,17 – 1,55
6СК6 - 2,1 - 2500	0,45 – 1,0	0,91 – 2,1	1,08 –1,1	0,91 –- 0,9	0,88 – 0,73	1,17 – 1,55
7СК12 - 2,5 - 4000	0,6 – 1,2	1,22 – 2,5	1,09 – 1,1	0,91– 0,9	0,86 – 0,73	1,21 – 1,56
6СК4 - 3,0 - 2500	0,45 –- 1,0	1,29 – 3,0	1,09 –1,1	0,91 – 0,9	0,86 – 0,73	1,21 – 1,56
8СК12 - 3,5 –- 8000	1,05 – 1,67	2,14 – 3,5	1,11 –1,1	0,89 – 0,9	0,83 – 0,74	1,28 – 1,55
7СК8 - 3,5 – 4000	0,6 – 1,2	1,675 –- 3,5	1,11 – 1,1	0,89 – 0,9	0,83 – 0,74	1,28 – 1,55
7СК12 - 2,5– 8000	0,6 – 1,2	1,22 – 2,5	1,09 – 1,1	0,91– 1,1	0,86 –0,73	1,21 –1,56
8СК8 - 3,5 – 6000	1,05– 1,67	2,14 – 3,5	1,11 – 1,1	0,89 – 0,9	0,83 – 0,74	1,28 – 1,55
9СК15 - 6,0 – 12000	1,2 – 2,0	3,55 – 6,0	1,11 – 1,1	0,91 – 0,9	0,86 – 0,74	1,21– 1,56

Продолжение табл. 4.1.

Тип привода	Радиус кривошипа, м	Длинна хода, м	Ход вверх		Ход вниз	
			α_1	a_1	α_2	a_2
9СК20 - 4,2 - 12000	1,25 – 2,0	2,54 – 4,17	1,11 –1,1	0,89 – 0,9	0,83 – 0,73	1,28 – 1,55
9СК10 - 3,0 - 6000	0,6 – 1,2	1,5 – 3,0	1,09 –1,1	0,91– 0,9	0,86 – 0,73	1,21 – 1,56
9СК10 - 4,5 - 8000	0,85 – 1,67	2,3 – 4,5	1,11 – 1,1	0,89 – 0,9	0,83 – 0,73	1,28 –1,55
СКН3 - 1515	0,22 – 0,72	0,44 –- 1,5	1,06 – 1,11	0,93 – 0,88	0,92 – 0,75	1,11 – 1,53
СКН5 - 3015	0,375 – 1,2	0,9 – 3,0	1,05 –- 1,07	0,95 – 0,93	0,92 – 0,73	1,09 – 1,49
СКН10 - 3315	0,49 – 1,32	1,2 – 3,3	1,07 – 1,08	0,93– 0,91	0,89 – 0,72	1,14 – 1,54
СКН10 - 3012	0,46 – 1,15	1,2 – 3,0	1,05– 1,11	0,95– 0,9	0,92 –- 0,8	1,1 – 1,31
СКН3 - 915	0,15 – 0,3	0,45 –- 0,9	1,05 – 1,09	0,95 – 0,91	0,92 – 0,83	1,07 – 1,23
СКН5 - 1812	0,28 – 0,57	0,9 – 1,8	1,07 – 1,12	0,93 – 0,88	0,92– 0,82	1,1 – 1,27

Величина коэффициента трения штанг о трубы $C_{ШТ}$, по данным ряда авторов, колеблется от 0,1 до 0,7 и зависит, в первую очередь, от вязкости жидкости, заполняющей колонну НКТ и содержания воды. В.М. Троицкий рекомендует принимать при расчетах средние значения коэффициента трения штанг по табл. 4.2.

Таблица 4.2

Тип нефти и ее вязкость, $м^3/с$	$C_{ШТ}$
Обводненная $10^{-6}-10^{-5}$	0,25
Легкая, менее $3\cdot10^{-5}$	0,20
Легкая, более $3\cdot10^{-5}$	0,16

А. Х. Шарипов показал, что сила механического трения имеет существенное значение для скважин с отклонением ствола по вертикали $\alpha^{\circ}_{\max} \rhd 5^{\circ}$, по азимуту более 4π радианов и при статической нагрузке более 50 $кН$. Для вертикальных скважин с $\alpha^{\circ}_{\max} \le 5^{\circ}$ можно принимать $\alpha \cong 0,087\,рад$.

А. Н. Адонин установил, что для статических режимов откачки, т.е. при $\varphi \le 0,3-0,4$, формулы (4.7) и (4.8) можно упростить, приведя их к следующему виду, [7]:

$$\begin{gathered} P_{\max} = P'_{шт} + P_{ж} + P_{дин}; \\ P_{\min} = P'_{шт} - P_{дин}; \\ P_{дин} = \frac{d_{пл}}{3d_{ШТ.СР}} m_{\omega}\left(\psi - \frac{\lambda_{ШТ}}{S}\right)^{0,5} P_{ШТ} + 1. \end{gathered} \tag{4.17}$$

Средний диаметр штанг ступенчатой колонны определяется по формуле:

$$d_{ШТ.СР} = 2\left(\frac{f_{ШТ.СР}}{\pi}\right)^{0,5}. \tag{4.18}$$

Средняя площадь сечения штанг ступенчатой колонны

$$f_{ШТ.СР} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k}\frac{\varepsilon_i}{f_{ШТi}}}. \tag{4.19}$$

Зависимости (4.7) и (4.17) используются, как правило, при решении задач, когда требуются высокая точность и достоверность расче-

тов. На практике часто применяются более простые, хотя и менее точные зависимости (так называемые упрощенные формулы), предлагаемые различными авторами.

Для максимальной нагрузки – формула И.М. Муравьева

$$P_{\max} = P_{ШТ}(K_{арх} + 2,5sN^2) + P_{Ж}; \quad (4.20)$$

формула И.А. Чарного

$$P_{\max} = P_{ШТ}(K_{арх} + 2,01sN^2 \frac{tg\varphi_{Д}^{\circ}}{\varphi_{Д}}) + P_{Ж}; \quad (4.21)$$

формула Дж. С. Слоннеджера

$$P_{\max} = (P_{ШТ} + P_{Ж})(1 + 0,438sN), \quad (4.22)$$

(эта формула получила широкое распространение в США, где она рекомендована для применения стандартом Американского нефтяного института);

формула Камлера

$$P_{\max} = (P_{ШТ} + P_{Ж})(1 + 2,01sN^2); \quad (4.23)$$

формула К. Н. Миллса

$$P_{\max} = P_{ШТ}(1 + 2,01sN^2) + P'_{Ж}. \quad (4.24)$$

Вес жидкости над плунжером

$$P'_{Ж} = (p_{вых} - p_{вс.ц}) \cdot (f_{ПЛ} - f_{ШТ}). \quad (4.25)$$

Погрешность расчета по упрощенным формулам находится в пределах 10 – 20 % от $P_{\max}$.

Известны и другие зависимости для расчета $P_{\max}$ в точке подвеса штанг, которые, по существу, не отличаются от приведенных формул.

Для минимальной нагрузки – формула К. Н. Миллса

$$P_{\min} = P_{ШТ}(1 - 2,01sN^2); \quad (4.26)$$

формула Д. О. Джонсона

$$P_{\min} = P_{ШТ}(K_{арх} - 2,01sN^2); \quad (4.27)$$

формула Дж. С. Слоннеджера

$$P_{\min} = 0,75P_{ШТ} - 0,438(P_{ШТ} + P_{Ж})sN; \quad (4.28)$$

формула Н. Дрэготеску и Н. Драгомиреску

$$P_{\min} = P'_{ШТ}(1 - 0.438sN) \quad (4.29)$$

Н. Дрэготеску указывает, что точность приближенных формул для определения минимальной нагрузки обычно заметно ниже, чем точность аналогичных формул для максимальной нагрузки.

4. 2. Энергетические показатели ШСНУ

А. Н. Адонин, на основании анализа опыта эксплуатации насосных установок, рекомендует при выборе оборудования и режима откачки рассчитывать максимальный крутящий момент на кривошипном валу редуктора по эмпирической формуле Р. А. Ромазанова, Н · м [7]

$$M_{KP\max} = 300s + 0,236s(P_{\max} - P_{\min}). \qquad (4.30)$$

Формула получена для условий полного уравновешивания станка-качалки и полного заполнения цилиндра насоса. По данным А. Н. Адонина, [7] формула Р. А. Ромазанова дает несколько заниженные, по сравнению с фактическими, значения максимального крутящего момента, причем для насосов диаметром более 55 мм расхождение может достигать 20 – 25 %.

Мощность, потребляемая двигателем станка-качалки, расходуется на выполнение полезной работы по подъему жидкости на поверхность и на покрытие потерь мощности в оборудовании.

Определить мощность, потребляемую электродвигателем, можно двумя способами. Первый заключается в последовательном расчете всех составляющих баланса, потребляемой мощности по формулам или номограммам. Таким образом, можно учесть реальные условия работы ШСНУ (например, повышенную вязкость жидкости, кривизну ствола скважины и т.д.). Второй способ основан на применении эмпирических формул, таких, например, как формулы Азинмаша или Б. М. Плюща и В. О. Саркисяна и т. д.

Рассмотрим каждый из способов.

Мощность, используемая на совершение полезной работы

$$W = \frac{Q_H}{1-B}(p_{ВЫК} - p_{ПР}) \cdot \qquad (4.31)$$

Потери ее в подземной части установки обусловлены, в основном, утечками в насосе, потери части развиваемого насосом напора в клапанных узлах, трение штанг о трубы, жидкость и плунжера в цилиндре и, наконец, внутренним трением в материале штанг, обусловленным переменной нагрузкой на последние.

Потери мощности, обусловленные утечками жидкости, учитываются соответствующим коэффициентом:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{q_{УТ}(1-B)}{2Q_H}}. \qquad (4.32)$$

Поскольку аналитически оценить можно только утечки в зазоре плунжерной пары, то величина $q_{УТ}$ должна определяться по соответст-

вующим формулам (3.1 – 3.5). Утечки в клапанах при необходимости могут быть заданы средней величиной за межремонтный период работы установки, исходя из опыта предшествующей эксплуатации.

Потери мощности в клапанах, Вт:

$$W = \frac{Q_H}{1-B}(\Delta p_{КЛ.В} + \Delta p_{КЛ.Н}) \cdot \qquad (4.33)$$

Мощность, расходуемую на преодоление механического трения штанг, Вт, можно рассчитать на основе формулы (4.16):

$$W_{Т.М} = 2C_{ШТ} sN\alpha_{\max}(P'_{ШТ} + P_Ж). \qquad (4.34)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление гидродинамического трения штанг, рассчитывается по формуле А. М. Пирвердяна:

$$W_{Т.Г} = \pi^3 (sN)^2 \nu_Ж \rho_{ДЕГ} L_Н M_{ШТ} \cdot \qquad (4.35)$$

Потери мощности на трение плунжера в цилиндре, Вт, можно приближенно определить по формуле:

$$W_{Т.ПЛ} = 2P_{Т.ПЛ} sN \,, \qquad (4.36)$$

в предложении, что сила трения $P_{Т.ПЛ}$ остается постоянной в течении всего хода.

Таким образом, затраты мощности в подземной части установки с учетом приведенных составляющих баланса энергии, Вт:

$$W_{П.Ч} = \frac{W_{ПОЛ}}{\eta_{УТ}} + W_{КЛ} + W_{Т.М} + W_{Т.Г} + W_{Т.ПЛ} \cdot \qquad (4.37)$$

КПД подземной части установки

$$\eta_{п.ч} = \frac{W_{пол}}{W_{п.ч}} \cdot \qquad (4.38)$$

А.Н. Адонин рекомендует оценивать коэффициент полезного действия подземной части установки по эмпирической формуле:

$$\eta_{П.Ч} = 0,85 - 0,756(sN)^2 \,, \qquad (4.39)$$

которая получена на основе обработки результатов исследований, проведенных на стендовой скважине.

Потери в наземном оборудовании, т. е. в станке-качалке и в электродвигателе, учитываются приближенно. Так, КПД электродвигателя $\eta_{Э.Д}$ при циклической нагрузке может иметь значения по данным работы [3] от 0,65 – 0,88. КПД станка-качалки $\eta_{СК}$ при нагрузке в точке подвеса штанг, близкой к номинальной грузоподъемности, может составлять для всех типоразмеров 0,7 – 0,9.

Общий КПД ШСНУ

$$\eta_{ШСНУ} = \eta_{П.Ч}\eta_{Э.Д}\eta_{СК}, \tag{4.40}$$

а полная мощность, затрачиваемая на подъем жидкости, Вт

$$W_{П} = \frac{W_{ПОЛ}}{\eta_{ШСНУ}}, \tag{4.41}$$

Потребляемую мощность можно рассчитывать по методике, предложенной Б. М. Плющом и В. О. Саркисяном (она обеспечивает точность при выборе электродвигателя для станков-качалок в эксплуатационных условиях)

$$W_{П} = \frac{10^3}{\eta_{ПЕР}}\left(K_{Т} + \frac{K_{Р}P_{Ж}s}{9,8}\right)N, \tag{4.42}$$

где $\eta_{ПЕР}$ – КПД передачи от вала двигателя к валу кривошипа, которым учитываются потери в редукторе и клиноременной передаче (принимаются равным 0,96 – 0,98);

$K_{Т}$ – коэффициент, зависящий от типа станка-качалки и ее грузоподъемности;

$K_{р}$ – коэффициент, зависящий от режима откачки и диаметра насоса, рассчитывается по формуле:

$$K_{Р} = 1,26\cdot10^{-2}\sqrt{\eta^2_{ПОД} + 0,28\left(1+3,6\cdot10^{-4}\frac{sN^2}{d^3_{ПЛ}}\right)}^{2} \tag{4.43}$$

Грузоподъемность станка – качалки, кН	До 20	20 – 30	30 – 50	50 – 100	100
$K_{Т}$	1,2	2,1	6,0	9,6	13,2

Значения $K_{Т}$ рассчитывались для станков-качалок по ГОСТ 5866 – 51 и ГОСТ 5866 – 56, поэтому использование их для станков-качалок по ГОСТ 5866 – 76 может привести к некоторому увеличению погрешности расчета.

Зная потребляемую мощность $W_{П}$ по табл. 4.3 можно выбрать электродвигатель с номинальной мощностью несколько большей, чем рассчитанная.

Электродвигатели, указанные в таблице имеют частоту вращения от 1420 до 1470 мин$^{-1}$, кратность пускового момента, т.е. отношение начального пускового к номинальному, равна 1,8 – 2,0. Кратность максимального момента 2,2 – 2,8. Выпускаются электродвигатели той же номинальной мощности, но с частотой вращения вала 960 – 980 мин$^{-1}$.

Наряду с перечисленными энергетическими характеристиками рекомендуется также определять удельный расход энергии на подъем жидкости $A_{УД.Ж}$, Дж/кг, $A'_{УД.Ж}$ и нефти $A'_{УД.Н}$, кВт/т:

Таблица 4.3

Основные технические данные электродвигателей для станков–качалок

Двигатель	Номинальная мощность, кВт	КПД	$\cos\alpha$
АОП- 41-4	1,7	81,0	0,82
АО2 - 22-4	2,2	82,5	0,83
АОП - 42-4	2,8	83,0	0,84
АО2 - 31-4	3,0	83,5	0,84
АОП -5-4	4,5	84,5	0,85
АОП2 - 41 - 4	4,0	85,0	0,84
АОП2- 41 - 4	5,5	87,0	0,82
АОП - 52 - 4	7,0	86,0	0,86
АОП2 - 51 - 4	7,5	88,0	0,83
АОП - 62 - 4	10,0	86,0	0,87
АОП2 - 52 - 4	10,0	88,0	0,83
АОП63 - 4	14,0	87,5	0,87
АОП2 - 61 -4	13,0	88,0	0,84
АОП - 72 - 4	20,0	88,0	0,87
АОП2 - 71 - 4	22,0	89,5	0,85
АОП – 73- 4	28,0	89,0	0,87
АОП2 - 72 - 4	30,0	90,0	0,85
АОП – 84- 4	40,0	90,0	0,85
АОП2- 81 - 4	46,0	91,0	0,89
АОП2 - 82 - 4	55,0	92,0	0,89

$$A_{УД.Ж} = \frac{W_{П}(1-B)}{Q_{Н}\rho_{ДЕГ}}; \qquad (4.44)$$

$$A'_{УД.Ж} = \frac{A_{УД.Ж}}{3,6\cdot 10^{3}}; \qquad (4.45)$$

$$A'_{УД.Н} = \frac{A'_{УД.Ж}}{1-B}. \qquad (4.46)$$

Суточный расход электроэнергии, кВт · ч:

$$I_{СУТ} = 24\cdot 10^{-3} W_{П}. \qquad (4.47)$$

4. 3. Коэффициент эксплуатации и межремонтный период (МРП) работы ШСНУ

Время простоя скважины, ч, связанное с проведением подземного или текущего ее ремонта (ПРС), определяется из выражения

$$T_{РЕМ} = t_{р1}\gamma + t_{р2}\eta_{ПРС} + t_{ОЖ}N_{РЕМ}\,. \qquad (4.48)$$

Здесь $t_{р1}, t_{р2}, t_{ОЖ}$ – время, ч, затрачиваемое, соответственно, на ремонт по ликвидации обрыва штанг, на ремонт, относящийся ко второй группе, т.е. на прочие подземные ремонты и на ожидание ПРС.

Значения их берутся по фактическим данным для определенного месторождения или по нормативам; γ – вероятная частота ремонтов, связанных с ликвидацией аварии со штанговой колонной в течение года, определяется по различным формулам, в частности по формуле, предложенной А. С. Вирновским

$$\gamma = C_{П}\left(\frac{d_{ШТ}}{d_{ПЛ}}\right)^{3,27k+0,13}\left(\frac{L_{Н}}{1000}\right)^{2k+1}, \qquad (4.49)$$

где $C_{П}$,k – числовые коэффициенты, зависящие от предела усталостной прочности и физических свойств материала штанг.

Эти величины определялись путем статистической обработки фактических данных. Так, для условий ряда нефтяных промыслов было установлено, что величина k для штанг из углеродистой стали, работающих в неосложненных условиях, составляет 0,75 – 1,0, а $C_{П}$ = 0,533.

Формула (4.49) применима в первую очередь для средних по глубине спуска и числу качаний условий эксплуатации. Для больших глубин и высоких чисел качаний, а также при откачке сильно коррозионных жидкостей, коэффициент k может быть больше 1,0 и даже достигать значений k = 2.

Другой вид зависимостей для оценки вероятной частоты обрывов штанг предложен в работе [4]:

$$\gamma = A_{C}\frac{\left(L_{Н}\cdot 10^{-3}\right)^{Bc}}{L_{ПР} - L_{Н}}; \qquad (4.50)$$

$$\gamma = A_{C_i}\left(\lg\frac{L_{ПР_i}}{L_{Н}}\right)^{-1}, \qquad (4.51)$$

где $L_{ПР}$, $L_{ПР_i}$ –максимальные глубины спуска насоса, на которых приведенные напряжения в штангах достигают предельно допускаемой величины;

A_C, A_{C_1}, B_C – числовые коэффициенты, определяемые статистическим методом.

Таблица 4.4

Значения коэффициентов, входящих в формулы (4.50) и (4.51)

Диаметр насоса, мм	Жана-Узень (4.50)			Эмбамунайгаз (4.51)	
	$L_{ПР}$, м	A_C	B_C	$L_{ПР_1}$, м	A_{C_1}
28	2283	560	1,52	2520	0,274
32	2252	623	1,48	2195	0,236
38	2054	644	1,41	1982	0,224
43	1894	690	1,37	1667	0,174
55	1517	755	1,64	1405	0,222
68	1235	870	1,64	1052	0,198

Общий недостаток приведенных зависимостей – их недостаточная универсальность, т. к. они связаны с особенностями эксплуатации оборудования на конкретном месторождении. Поэтому целесообразно установить зависимость между показателем надежности штанговой колонны, например, величиной γ и некоторой обобщенной переменной, которая в свою очередь является функцией параметров режима эксплуатации. Таким параметром может быть приведенное напряжение в точке подвеса штанг $\sigma_{ПР}$.

Анализ обрывности штанг, проведенный в ряде нефтедобывающих районов страны с различными условиями эксплуатации показал, что при значениях приведенного напряжения в точке подвеса штанг далеких от предельно допускаемых $(\sigma_{ПР} \le 40 - 60\ МПа)$,зависимость вероятной частоты обрывов штанг от приведенного напряжения имеет одинаковый характер для разных месторождений. Для оценки этой зависимости может быть использована единая формула. Такая формула, полученная на основе работ, выполненных под руководством М. М. Сатарова, [12] имеет следующий вид:

$$\gamma = \frac{0,0122^{B_П^{-1}} A_П (\sigma_{ПР.М} \cdot 10)^{ВП}}{([\sigma_{ПР}]_M - \sigma_{ПР.М}) \cdot 10}, \qquad (4.52)$$

где $[\sigma_{ПР}]_M$ – допускаемое напряжение, МПа, по М. П. Марковцу, определяемое по табл. 3.7;

$\sigma_{ПР.М}$ – приведенное напряжение в точке подвеса штанг, МПа, по М. П. Марковцу, определяемое по формуле (3.33);

$A_П, B_П$ – числовые коэффициенты, зависящие от диаметра плунжера, значения которых приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Коэффициент	Диаметр насоса, мм						
	28	32	38	43	56	68	93
$A_П$	0,32	0,36	0,39	0,43	0,29	0,29	0,37
$B_П$	1,52	2,48	1,41	1,37	1,64	1,65	2,0

Зависимость (4.52) более удобна для расчета и сравнения различных режимов работы насосной установки, чем формулы (4.49 – 4.51), т. к. величина $\sigma_{ПР.М}$ – обобщающий показатель, зависящий от основы параметров режима откачки, глубины спуска, диаметра насоса, конструкции штанговой колонны и т.д.

Общее число ремонтов в год определяется по формуле:

$$N_{РЕМ} = \gamma + \eta_{ПРС}, \tag{4.53}$$

где $\eta_{ПРС}$ – число прочих ПРС, не зависящих от типоразмера оборудования и режима его работы. Обычно принимается равным $\eta_{ПРС} = 1 рем/год$.

Межремонтный период работы ШСНУ, сут.

$$T_{МР.П} = \frac{T_К - T_{РЕМ}}{24 N T_{РЕМ}}, \tag{4.54}$$

где $T_К = 8760 \cdot ч$ – календарное время работы оборудования в год.

Коэффициент эксплуатации ШСНУ определяется из выражения:

$$\eta_Э = \frac{T_К - (T_{РЕМ} + t_{ОРГ})}{24 N_{РЕМ}}, \tag{4.55}$$

где $t_{ОРГ}$ – время организационных простоев, ч, определяемое по фактическим данным для данного месторождения или по нормативам.

4. 4. Затраты на подъем нефти из скважины

Для сопоставления показателей различных вариантов оборудования и режима его работы необходимо рассчитать экономические показатели для каждого из вариантов. При этом нет необходимости суммировать все статьи затрат, относящихся к соответствующему показателю. Нужно учитывать только переменные затраты, т.е. зависящие от типоразмера ШСНУ и режима её работы. Согласно отраслевым требо-

ваниям, при расчете условной себестоимости и условных приведенных затрат на подъём нефти из скважины, необходимо учитывать следующие статьи затрат:

1) капитальные вложения на оборудование скважинной штанговой насосной установки с учетом стоимости самой установки, строительно – монтажных работ и резервного оборудования, необходимого для нормальной работы установки (в доле, приходящейся на одну скважину);

2) эксплуатационные расходы, приходящиеся на одну скважину в год и зависящие от типоразмера и режима работы установки (затраты на энергию, расходуемые для подъема жидкости на поверхность, затраты на ПРС и наземное оборудование, амортизационные отчисления от стоимости оборудования).

Капитальные затраты на оборудование скважины ШСНУ включают в себя стоимость станка-качалки, НКТ, штанг, устьевого и дополнительного оборудования (с учетом резервного оборудования), определяемую по действующим прейскурантам, а также стоимость строительно-монтажных работ. Ориентировочную стоимость станка-качалки $C_{ск}$ можно выбрать по данным табл. 4.6 или по фактическим ценам на рынке оборудования.

Стоимость колонн НКТ и штанг определяются из выражений:

$$C_{нкт} = a_{нкт} \frac{q_{нкт} \cdot L_{н}}{10^3}; \tag{4.56}$$

$$C_{шт} = \sum_{i-1}^{k} a_{штi} \frac{l_{штi}}{8}, \tag{4.57}$$

где $a_{нкт}$ – стоимость 1 т. НКТ, тг.;

$q_{нкт}$ – расчетная масса 1 м. труб, кг;

$a_{штi}$ – стоимость 1 штанги, тг.;

$l_{штi}$ – длина i – той ступени штанговой колонны, м.

Величины $a_{нкт}$, $q_{нкт}$ выбираются по табл. 4.7 для труб соответствующего диаметра.

Таблица 4.6

Стоимость станков-качалок

Станок-качалка	Стоимость комплекта $C_{ск}$, тыс. тг.
1СК1– 0,6 – 100	680
1СК1,5 – 0,42 – 100	680
2СК1,25– 0,9– 250	900
2СК2 – 0,6 – 250	900
3СК-2– 1,05– 400	1100
3СК2– 1,8 – 700	1600
3СК-3 – 0,75 – 400	1100
4СК3– 1,2 – 700	1600
5СК4– 2,1– 600	2200
5СК6 – 1,5 – 1600	2200
6СК4 – 3,0– 2500	3000
6СК6– 2,1– 2500	3000

Продолжение табл. 4.6

Станок-качалка	Стоимость комплекта $C_{ск}$, тыс. тг.
7СК8 - 3,5 - 4000	5200
7СК8 - 3,5- 6000	6000
7СК12- 2,5- 4000	5200
7СК12- 2,5 - 6000	6000
8СК8- 5,0- 8000	8200
8СК12- 3,5 - 8000	8200

Таблица 4.7

Стоимость 1 т. НКТ (марка Е, гладкая)

Условный диаметр НКТ, мм.	Масса 1 м. труб $q_{нкт}$, кг.	Цена за 1 т. труб $a_{нкт}$, тыс.тг.	Условный диаметр НКТ, мм.	Масса 1 м. труб $q_{нкт}$, кг.	Цена за 1 т. труб $a_{нкт}$, тыс.тг.
48	4,5	135	89	13,7	129
60	7,0	133	102	15,8	127
73	9,5	131	114	19,1	126

Величина $a_{штi}$ выбирается по табл. 4.8 в зависимости от диаметра штанг и допустимого приведенного напряжения $[\sigma_{ПР}]$.

Таблица. 4.8

Стоимость насосных штанг

Условный диаметр штанг, мм.	Оптовая цена за одну штангу в зависимости от $[\sigma_{ПР}]$ (по Одингу), тыс.тг.		
	90 Мпа	110 Мпа	120 Мпа
16	4,5	6,1	6,6
19	5,4	7,7	8,3
22	6,7	10,35	10,5
25	8,8	17,15	13,85

Стоимость прочего оборудования (устьевое, дополнительное) учитывается по фактической стоимости и должно задаваться в числе исходных данных.

Капитальные затраты на оборудование ШСНУ

$$Z_{КАП} = K_{РЕЗ}(C_{СК} + C_{НКТ} + C_{ШТ} + C_{у.о}) + C_{с.м.р} + C_{доп}, \quad (4.58)$$

где $K_{РЕЗ}$ – коэффициент резервирования оборудования, устанавливаемый $K_{РЕЗ}$ = 1,1;

$C_{у.о}, C_{доп}$ – стоимость, соответственно, устьевого и дополнительного оборудования, тг;

$C_{с.м.р}$ –стоимость строительно-монтажных работ, принимается по действующим расценкам для данного района, а также должна задаваться предварительно. Так, например, по рекомендации института СибНИИНП стоимость монтажа оборудования принимается равной ~23 % от стоимости станка-качалки.

Энергетические затраты $Z_{ЭН}$ включают затраты на потребляемую активную мощность $Z_{ЭН.П}$ и плату за установленную мощность $Z_{ЭН.УСТ}$:

$$Z_{ЭН.П} = C_{П} A'_{УД.Н} \sum Q_{Г}; \quad (4.59)$$

$$Z_{ЭН.УСТ} = K_{ЛЭП} C_{УСТ} W_{УСТ}; \quad (4.60)$$

$$Z_{ЭН} = Z_{ЭН.П} + Z_{ЭН.УСТ}, \quad (4.61)$$

где $C_{П}$ – стоимость 1кВт/ч потребляемой электроэнергии, тг/кВт · ч;

$C_{УСТ}$ – плата за установленную мощность, тг/(кВт · год);

$W_{УСТ}$ – установленная мощность электродвигателя станка - качалки, кВт;

$K_{ЛЭП}$ – коэффициент, учитывающий расходы на содержание линий электропередач;

$\sum Q_Г$ – годовой отбор нефти из скважины, т, определяемый по выражению:

$$\sum Q_Г = 0{,}365 Q_{Ж.ПЛ}(1-B)\eta_Э \rho_{ДВГ}. \quad (4.62)$$

Показатели $C_П$ и $C_{УСТ}$ установлены для каждого нефтяного района. Так, для некоторых районов Казахстана $C_П$ = 6 тг/кВт · ч, а $C_{УСТ}$ = 17,9 тыс./тг/(кВт · год), коэффициент $K_{ЛЭП}$ может быть принятым равным 1,1 – 1,2.

Расходы на подземный ремонт скважин

$$Z_{ПРС} = C_{ПРС} N_{РЕМ}, \quad (4.63)$$

где $C_{ПРС}$ – стоимость одного подземного ремонта по фактическим данным или по нормативам, тг.

Амортизация оборудования. Затраты по этой статье рассчитываются в соответствии с установленными нормативами:

$$Z_{ам} = (A_{СК}C_{СК} + A_{НКТ}C_{НКТ} + A_{ШТ}C_{ШТ} + Ау.о + C_{СН}N_{СН} + A_{ДОП}C_{ДОП})K_{КР}, \quad (4.64)$$

где А – идентификатор с соответствующим индексом, определяет долю отчислений на амортизацию данного вида оборудования (табл. 4.9);

$C_{СН}$ – стоимость скважинного насоса, тг; условный диаметр насоса, мм – 22, 32, 38, 43, 55, 68, 93; средняя стоимость насосов НСН и НСВ $C_{С.Н}$, тыс.тг – 6,2; 7,4; 7,4; 9,6; 12,6; 16,2;

$N_{С.Н}$ –годовой расход скважинных насосов на скважину, шт, для средних условий эксплуатации $N_{С.Н}$=1,5;

$K_{КР}$ –коэффициент, учитывающий отчисления на капитальный ремонт оборудования, принимается равным 1,1 – 1,2.

Таблица 4.9

Нормы амортизационных отчислений
за насосное оборудование

Оборудование	Условное обозначение норм амортизации	Годовая норма амортизации, доля единицы
Станок–качалка	$A_{СК}$	0,12
НКТ	$A_{НКТ}$	0,10
Насосные штанги	$A_{ШТ}$	0,20
Устьевое оборудование	$A_{у.о}$	0,12

Рассчитав затраты по статьям, зависящим от оборудования и режима его работы, определяют:

себестоимость подъема 1т нефти на поверхность

$$C = \frac{Z_{ЭН} + Z_{ам} + Z_{ПРС}}{\sum Q_Г}; \quad (4.65)$$

удельные капитальные затраты

$$K_{уд} = \frac{Z_{КАП}}{\sum Q_Г}; \quad (4.66)$$

условные приведенные затраты

$$Z_{ПР} = E_Н K_{уд} + C, \quad (4.67)$$

где $E_Н$=0,17 – нормативный коэффициент окупаемости капитального вложения.

4. 5. Пример расчета

По исходным данным для примеров, рассмотренных ранее в разделах 2 и 3 «Обоснование глубины погружения и выбор штангового скважинного насоса» и «Обоснование основных параметров штанговых скважинных насосных установок», рассчитать экстремальные нагрузки и приведенные напряжения в точке подвеса штанг, крутящий момент на кривошипном валу редуктора, мощность, затрачиваемую на подъем жидкости из скважины, коэффициент эксплуатации и межремонтный период работы ШСНУ, а также общие затраты на подъем нефти из скважины.

4. 5. 1. Нагрузки в точке подвеса штанг

Вес колонны штанг в воздухе и в жидкости с учетом веса тяжелого низа определяется по формулам (4.2.) и (4.1.):

$$P_{шт} = 17,5 \cdot 578 + 23,5 \cdot 307 + 41,0 \cdot 15 \quad 7850 \quad 17,85 кН;$$

$$P'_{шт} = 17,85 \cdot 0,907 = 16,2 кН.$$

Вычислим предварительно коэффициенты m и ψ в формулах А. С. Вирновского (4.5.) и (4.6.):

$$m_\omega = \left(\frac{1,54^2 2,1}{9,81} \right)^{0,5} = 0,7125; \; \psi_i = \frac{0,122}{0,15} = 0,8133.$$

Для СК6 – 2,1 – 2500 по табл. 4.1 принимаем $\alpha_1 = 1,1$; $a_1 = 0,9$; $\alpha_2 = 0,73$; $a_2 = 1,55$.

Определим вибрационную и инерционную составляющие по формулам (4.3), (4.4):

$$P_{виб.в} = 1,1 \cdot 0,7125\left[\left(0,9 \cdot 0,8133 - \frac{0,122}{2,1}\right)17,85 \cdot 6,13\right]^{0,5} = 6,82кН$$

$$P_{виб.в} = 0,73 \cdot 0,8125\left[\left(1,55 \cdot 0,8133 - \frac{0,122}{2,1}\right)17,85 \cdot 6,13\right]^{0,5} = 6,0кН;$$

$$P_{инв.в} = 0,5 \cdot 1,1^2 \cdot 0,7125^2\left(0,9 - 2\frac{0,122}{0,8133 \cdot 2,1}\right)17,85 = 4,2кН;$$

$$P_{инв.в} = 0,5 \cdot 0,73^2 \cdot 0,7125^2\left(1,55 - 2\frac{0,122}{0,8133 \cdot 2,1}\right)17,85 = 4,8кН \cdot$$

Исследованиями установлено, что вибрационная составляющая экстремальной нагрузки не может быть больше, чем гидростатическая. Следовательно, результат расчета по формуле (4.3) получился для $P_{виб.в}$ завышенным. Поэтому принимаем $P_{виб.в} = P_Ж = 6,13$кН. Тогда максимальная и минимальная нагрузки на головку балансира определяются по формулам (4.7) и (4.8):

$$P_{\max} = 16,2 + 6,13 + 6,13 + 4,2 = 32,7кН;$$

$$P_{\min} = 16,2 - (6,0 + 4,8) = 5,4кН.$$

Экстремальные нагрузки по скорректированным формулам (4.9) и (4.10):

$$P_{\max} = 16,2 + 16,3 + 0,9652 \cdot (6,13 + 4,2) = 32,3кН;$$

$$P_{\min} = 16,2 - 0,945 \cdot (6,0 + 4,8) = 6,0кН,$$

где из формул (4.11) и (4.12)

$$K_{дин.в} = 0,4921 \cdot 0,038^{-0,206} = 0,9652;$$

$$K_{дин.н} = 0,3614 \cdot 0,038^{-0,294} = 0,945.$$

Оценим силы сопротивлений, возникающие при работе ШСНУ. Будем считать постоянным угол $\alpha_{\max} \cong 0,087рад$ (азимутальным отклонением можно пренебречь). Силу механического трения штанг можно определить по формуле (4.16).

Величину $C_{шт}$ по данным В. М. Троицкого для $\nu_н = 3 \cdot 10^{-6} м^2/с$ можно принять равной 0,2 (см. табл. 4.2).

Тогда

$$P_{T.M} = 0,2 \cdot 0,087(16,2+16,3) = 0,39кН .$$

Силу гидродинамического трения штанг и муфт рассчитываем по формулам, приведенным в разделе 3 и по формуле (4.15).

По формуле А. М. Пирвердяна (3.50):

$$P_{T.Г} = 0,056 \cdot 563 + 0,075 \cdot 322 \quad 55,4H \quad 0,056кН ,$$

для первой ступени по формуле (3.51) $m_{шт_{16}} = 3,875$; $m^2{}_{шт_{16}} = 15,0$ (см. пример расчета в разделе 3), а по формулам (3.54 – 3.56)

$$A_3 = \frac{(15-1)+4\dfrac{\ln 3,875}{(15-1)}-2}{(15-1)\ln 3,875-(15-1)} = 1,62;$$

$$B_3 = \frac{(15-1)-2\ln 3,875}{(15-1)\ln 3,875-(15-1)} = 1,47;$$

$$U = \frac{8 \cdot 3,03 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 1 \cdot (0,062^2 - 0,016^2)} = 0,21м/с \cdot$$

Аналогично для второй ступени из штанг 19 мм получаем:

$m_{шт_{19}} = 3,26$, $m^2{}_{шт_{19}} = 10,63$ $A_3 = 1,98$; $B_3 = 1,77$; $U = 0,22м/с$.

Сила трения для каждой из ступеней определяется по формуле (3.53):

$$q_{T.Г_{16}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot 10^{-6} \cdot 850(\pm 3,14 \cdot 0,245 \cdot 2,1 \cdot 1,62 - 0,21 \cdot 1,47) =$$

$$= 0,016(\pm 2,62 - 0,31)H/м;$$

$$q_{T.Г_{16}} = 0,016(2,62 - 0,31) = 0,037H/м;$$

$$q_{T.Г_{16}} = 0,016(-2,62 - 0,31) = 0,047H/м,$$

(знак минус свидетельствует о том, что при ходе штанг вниз сила гидродинамического трения штанг направлена вверх).

Для второй ступени :

$$q_{T.Г_{19}} = 0,016(3,2 - 0,39) = 0,045H/м;$$

$$q_{T.Г_{19}} = 0,016(-3,2 - 0,39) \quad -0,057H/м,$$

а для всей колонны при движении её вверх и вниз по формуле (4.15):

$$P_{ТГ.B} = 0,037 \cdot 578 + 0,045 \cdot 307 \quad 35,2H \cong 0,035кН;$$

$$P_{ТГ.H} = -0,047 \cdot 578 + (-0,057) \cdot 307 \quad -44,7H \cong -0,045кН .$$

Результаты полученные при расчете по формулам (3.50) и (3.53), оказались почти одинаковыми, поэтому принимаем для движения

штанг вверх и вниз значение, полученное по формуле (3.50) т.е. $P_{Т.Г} = 0,056кН$.

Сила трения плунжера о стенки цилиндра и гидравлическое сопротивление в нагнетательном клапане были рассчитаны в примере расчета раздела 3: $P_{Т.ПЛ} = 0,5кН$, $P_{КЛ.Н} = 0,059кН$.

То есть, для условий данного примера оказалось, что силы механического трения существенно больше, чем силы гидравлических сопротивлений. Это объясняется тем, что откачиваемая жидкость имеет низкую вязкость.

С учетом всех сопротивлений экстремальные нагрузки определяются по формулам (4.13) и (4.14):

$$P_{\max} = 16,2 + 6,13 + 0,9652 \cdot (6,13 + 4,2) + 0,056 + 0,39 + 0,5 = 33,3кН ;$$

$$P_{\min} = -\left[16,2 - 0,945 \cdot (6,04 + 4,8) + 0,056 + 0,39 + 0,5 + 0,005\right] = 5,0кН.$$

Рассчитаем экстремальные нагрузки по упрощенным формулам А. Н. Адонина (4.17), предварительно определив среднюю площадь сечения штанг $f_{шт.ср}$ и средний диаметр штанг $d_{ШТ.СР}$ по формулам (4.19) и (4.18):

$$d_{ШТ.СР} = 2\left(\frac{2,26 \cdot 10^{-4}}{3,14}\right)^{0,5} = 0,01697м ;$$

$$f_{ШТ.СР} = \frac{1,0}{\frac{0,642}{2,01 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,341}{2,83 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,017}{4,91 \cdot 10^{-4}}} \quad 2,26 \cdot 10^{-4} м^2 ;$$

$$P_{дин} = \frac{0,038}{3 \cdot 0,01697} \cdot 0,7125\left(0,8133 - \frac{0,122}{2,1}\right)^{0,5} 17,85 + 1,0 = 9,2кН ;$$

$$P_{\max} = 16,2 + 6,13 + 9,2 = 31,53кН ;$$

$$P_{\min} = 16,2 - 9,2 = 7,0кН .$$

Экстремальные нагрузки можно определить по следующим приближенным формулам:

– максимальная нагрузка по формуле И. М. Муравьева (4.20)

$$P_{\max} = 17,85(0,907 + 2,5 \cdot 2,1 \cdot 0,245^2) + 6,13 = 28,0кН ;$$

– по формуле И. А. Чарного (4.21)

$$P_{\max} = 17,85(0,907 + 2,01 \cdot 2,1 \cdot 0,245^2 \cdot \frac{tg16,6^\circ}{0,29}) = 27,0кН ;$$

– по формуле Дж. С. Слоннеджера (4.22)

$$P_{\max} = (17,85 + 6,13)(1 + 0,438 \cdot 2,1 \cdot 0,245\ ) = 29,4кН .$$

Минимальная нагрузка по формуле К. Н. Милса (4.26)

$$P_{\min} = 17,85(1 - 2,01 \cdot 2,1 \cdot 0,245^2) = 13,3 кН ;$$

– по формуле Д. О. Джонсона (4.27)

$$P_{\min} = 17,85(0,907 - 2,01 \cdot 2,1 \cdot 0,245^2) = 11,7 кН ;$$

– по формуле Н. Д. Дрэготеску и Н. Драгомиреску (4.29)

$$P_{\min} = 16,2(1 - 0,438 \cdot 2,1 \cdot 0,245) = 12,55 кН .$$

Сопоставление результатов, полученных при расчете по разным формулам, позволяет сделать следующие выводы:

1) расчет по точным формулам разных авторов дает близкие результаты, различающиеся по абсолютной величине в среднем не более чем на 1,0 – 2,0 кН, что находится в пределах точности измерения нагрузки существующими промысловыми динамограммами (аналогичный вывод можно сделать в отношении результатов, полученных по приближенным формулам различных авторов);

2) по точным формулам получаются более высокие значения для максимальной нагрузки и меньшие значения для минимальной по сравнению с приближенными формулами, причем эта разница (между соответствующими среднеарифметическими значениями) составляет 4 кН для максимальной нагрузки и 6 кН для минимальной.

Отсутствие фактических данных не позволяет установить, какие из расчетных формул дают в данном случае наилучшие результаты. Учитывая, однако, что в настоящее время наиболее точными считаются формулы А. С. Вирновского, скорректированные А. Н. Адониным и М. Я. Мамедовым (4.9-4.10), для дальнейших расчетов будем пользоваться величинами по этим формулам, тем более, что силы сопротивлений не превышают 4 % от ($P'_{шт} + P_{ж}$). Поэтому $P_{\max} = 32,3 кН$; $P_{\min} = 6,0 кН$.

Рассчитаем напряжения в штангах по формулам, приведенным в п.3. 2 раздела 3:

По формуле (3.4) $\sigma_{\max} = \dfrac{32,3 \cdot 10^3}{2,83 \cdot 10^{-4}} = 114,0 МПа$.

По формуле (3.5) $\sigma_{\min} = \dfrac{2,83 \cdot 10^{-4}}{6,0 \cdot 10^3} = 21,0 МПа$.

По формуле (3.6) $\sigma_a = 0,5(114,0 - 21,0) = 46,5 МПа$.

По формуле (3.7) $\sigma_m = 0,5(114,0 + 21,0) = 67,5 МПа$.

Приведенное напряжение в точке подвеса штанг рассчитывается по формулам из раздела 3:

по формуле И. А. Одинга (3.32)

$$\sigma_{пр.од.} = \sqrt{114,0 \cdot 46,5} = 72,8 МПа ;$$

по формуле М. П. Марковца (3.33)

$$\sigma_{пр.м.} = 46,5 + 0,2 \cdot 67,5 = 60,0 МПа ,$$

откуда $\frac{\sigma_{пр.од}}{\sigma_{пр.м}} = \frac{72,8}{60} = 1,21 \cdot$

Это совпадает с результатом, приведенным в работе [5]. Для штанг из Ст.40, нормализованных, предельно допускаемое приведенное напряжение составляет 70 Мпа (по Одингу). Следовательно, для этих штанг условие обеспечения усталостной прочности не выполняется, т. к. $[\sigma_{пр}] = 70 МПа < 72,8 МПа \cdot$ Для данного случая можно или подобрать штанговую колонну из штанг той же марки, но в три ступени 16х19х22, или сохранить конструкцию колонны, но выбрать штанги с более высокой усталостной прочностью, например, из Ст20НМ, нормализованные с $[\sigma_{пр}] = 90 МПа$ (по Одингу), с $[\sigma_{пр}] = 74 МПа$ (по Марковцу). В нашем расчете воспользуемся вторым вариантом.

4. 5. 2. Энергетические показатели ШСНУ

Крутящий момент на кривошипном валу редуктора определим по формуле (4.30):

$$M_{КР\max} = 300 \cdot 2,1 + 0,236 \cdot 2,1(32,3 - 6,0) \cdot 10^3 \quad 13664 Н \cdot м .$$

Сравнивая расчетные данные с паспортными характеристиками станков-качалок по табл. 3.1 находим, что этим условиям удовлетворяет станок-качалка СК4-2,1-1600.

Рассчитаем энергетические показатели работы ШСНУ. Полезную мощность определим по формуле (4.31):

$$W = \frac{3,03 \cdot 10^{-4}}{1,0}(7,94 - 2,56) \cdot 10^6 = 1630 Вт .$$

Коэффициент потери мощности на утечки определяется из формулы (4.32):

$$\eta_{УТ} = \frac{1}{1 + \frac{0,24 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 3,03 \cdot 10^{-4}}} = 0,96 .$$

Потери мощности в клапанных узлах

$$W_{КЛ} = \frac{2 \cdot 3,03 \cdot 10^{-4}}{1,0} \cdot (0,0307 + 0,048) \cdot 10^6 = 24 Вт .$$

Мощность, расходуемая на преодоление механического и гидродинамического трения штанг, а также трение плунжера в цилиндре определяется по формулам (4.34 – 4.36):

$$W_{T.M} = 2 \cdot 0,025 \cdot 2,1 \cdot 0,245 \cdot 0,087(16,2 + 16,3) \cdot 10^3 = 500 Вт;$$

$$W_{T.Г} = 3,14^3 (2,1 \cdot 0,245)^2 3 \cdot 10^{-6} \cdot 850 \cdot 900 \cdot$$
$$\cdot (1,828 \cdot 0,642 + 2,34 \cdot 0,041) = 38 Вт;$$

$$W_{T.ПЛ} = 2 \cdot 500 \cdot 2,1 \cdot 0,245 = 515 Вт.$$

Затраты мощности в подземной части установки найдем по формуле (4.37):

$$W_{П.Ч} = \frac{1630}{0,96} + 24 + 500 + 38 + 515 = 2775 Вт.$$

КПД подземной части установки определим из формул (4.38) и (4.39):

$$\eta_{П.Ч} = \frac{1630}{2775} = 0,59;$$

$$\eta_{П.Ч} = 0,85 - 0,756(2,1 \cdot 0,245)^2 = 0,65.$$

Значение КПД подземной части по этим формулам получились достаточно близкие. Согласно рекомендациям [3] принимаем $\eta_{Э.Д} = 0,77$; $\eta_{С.К} = 0,8$. Из формулы (4.40) общий КПД установки

$$\eta_{ШСНУ} = 0,59 \cdot 0,77 \cdot 0,8 = 0,36.$$

Полная мощность, затрачиваемая на подъем жидкости, определяется по формуле (4.41):

$$W_{П} = \frac{1630}{0,36} \quad 4500 Вт \quad 4,5 кВт.$$

Определим полную потребляемую мощность также вторым способом, для чего рассчитаем коэффициенты $К_т$ = 6,0 для станка-качалки грузоподъемностью 40 кН по формуле (4.43):

$$K_P = 1,26 \cdot 10^{-2} \sqrt{0,52^2 + 0,28\left(1 + 3,6 \cdot 10^{-4} \frac{2,1 \cdot 0,245^2}{0,038^3}\right)^2} \quad 1,14 \cdot 10^{-2}.$$

Полную мощность вычислим по формуле (4.42):

$$W_{П} = \frac{10^3}{0,97}\left(6,0 + \frac{1,14 \cdot 10^{-2} \cdot 6130 \cdot 2,1}{9,8}\right) \cdot 0,245 \quad 5279 Вт \quad 5,3 кВт.$$

Расхождение результатов расчета полной мощности по разным методикам составляло около 6 % от их среднеарифметической величины, что приемлемо для практических расчетов. Принимаем $W_П$= 5,3 кВт.

По табл. 4.3 выбираем электродвигатель АОП-52-4 мощностью 7 кВт.

Удельный расход энергии на подъем жидкости определяем из формул (4.44 – 4.46):

$$A_{УД.Ж} = \frac{5 \cdot 300 \cdot 1,0}{3,03 \cdot 10^{-4} \cdot 850} \quad 2,06 \cdot 10^4 Дж / кг;$$

$$A'_{УД.Ж} = \frac{2,06 \cdot 10^4}{3,6 \cdot 10^3} = 5,7 \ кВт \cdot ч / т;$$

$$A'_{УД.Н} = \frac{5,7}{1,0} = 5,7 кВт \cdot ч / т.$$

Суточный расход электроэнергии определяется из формулы (4.47):

$$I_{СУТ} = 24 \cdot 10^{-3} \cdot 5300 = 127,2 \ кВт \cdot ч.$$

4. 5. 3. Коэффициент эксплуатации и межремонтный период ШСНУ

Определим эксплуатационные показатели и МРП работы ШСНУ по методикам, приведенным в подразделе 4.3. Предварительно определим вероятную частоту ПРС, связанных с ликвидацией аварий со штанговой колонной.

По формуле А. С. Вирновского (3.49) при $k = 0,75$ и $C_{П} = 0,533$:

$$\gamma = 0,533 \left(\frac{0,038}{0,019} \right)^{3,27 \cdot 0,75 + 0,13} \left(\frac{900}{1000} \right)^{2 \cdot 0,75 + 1} = 2,5 \ рем / год,$$

при $k = 1$ и $\gamma = 4,1 \ рем / год$.

По формуле М. М. Сатарова (4.52):

$$\gamma = \frac{0,0122^{1,41^{-1}} \cdot 0,39 (60 \cdot 10)^{1,41}}{(74 - 60) \cdot 10} = 3,4 \ рем / год.$$

Результаты расчета по обеим формулам получились близкие, однако абсолютное значение γ оказывается больше, чем определяемое по фактическим данным для основных месторождений. Поэтому формулами (4.49 – 4.52) следует пользоваться, когда необходимо сравнить между собой значения γ для разных режимов эксплуатации одной и той же скважины или сходных по эксплуатационным условиям скважин, имея ввиду, что абсолютные значения вероятной частоты обрывов штанг могут иметь достаточно большую погрешность.

Задаваясь числом ПРС, независящих от типоразмера оборудования и режимов его работы, $\eta_{ПРС}$ определяем общее их число в течение года.

Для расчетов принимаем $\gamma = 2,5 рем / год$, $\eta_{ПРС} = 1 \ рем / год$, тогда из выражения (4.53):

$$N_{РЕМ} = 2,5 + 1,0 = 3,5 \ рем / год.$$

Зададимся величинами t_{P_1}, $t_{P_2}, t_{OЖ}, t_{ОРГ}$, фактические значения которых обычно известны для каждого месторождения.

Время, затрачиваемое на ПРС, ч:

на ликвидацию обрыва штанг t_{P_1} =15;

прочие подземные ремонты $t_{P_2} = 20$;

время ожидания ПРС $t_{OЖ} = 36$;

время орг. простоев $t_{ОТ}$ =40.

Затраты времени на подземный ремонт $T_{РВМ}$, межремонтный период работы установки $T_{МРП}$, коэффициент эксплуатации $\eta_Э$ определяется из выражений (4.48), (4.54) и (4.55):

$$T_{РВМ} = 15 \cdot 2,5 + 20 \cdot 1,0 + 36 \cdot 3,5 = 183,5 ч;$$

$$T_{МР.П} = \frac{8760 - 183,5}{24 \cdot 3,5} = 102 сут;$$

$$\eta_Э = \frac{8760 - (183,5 + 40)}{8760} = 0,974.$$

4. 5. 4. Затраты на подъем нефти из скважины

Условные затраты на подъем нефти из скважины определяем в следующем порядке:

1) стоимость станка-качалки 5СК4 – 2,1 – 1600 (см. табл. 4.6) составляет $C_{СК} = 2200$ *тыс. тг*;

2) стоимость колонны НКТ из труб диаметром 73 мм. определяется по формуле (4.56):

$$C_{нкт} = 131,8 \frac{9,5 \cdot 900}{10^3} = 1126,9 \text{ тыс. тг},$$

где $a_{НКТ} = 131,8$ *тыс. тг* (см. табл. 4.7);

3) стоимость штанг из легированной стали с $[\sigma_{ПР}] = 90 МПа$ определяется по формуле (4.57):

$$C_{шт} = \frac{(4,5 \cdot 563 + 5,4 \cdot 322 + 8,8 \cdot 15)}{8} \cdot 10^3 = 540 \text{ тыс. тг.}$$

($a_{ШТ}$ см. табл. 4.8);

4) капитальные затраты на оборудование скважины ШСНУ определяются из выражения (4.58):

$$Z_{КАП} = 1,1(2200 + 1126,9 + 540 + 400) + 0,23 \cdot 2200 + 0 = 6950 \ тыс.\ тг$$

(принято, что $K_{РЕЗ} = 1,1$; $C_{У.О} = 400 \ тыс.\ тг$; $C_{ДОП} = 0$);

5) энергетические затраты на потребляемую мощность находим из выражения (4.59), предварительно рассчитав суммарный годовой отбор нефти из скважины по формуле (4.62):

$$\sum Q_Г = 0,365 \cdot 26,2(1-0) \cdot 0,974 \cdot 850 = 7920m,$$

$$Z_{ЭН.П} = 6 \cdot 6,6 \cdot 7920 = 314 \ тыс.\ тг.$$

Плата за установленную мощность (4.60):

$$Z_{ЭН.УСТ} = 1,2 \cdot 17900 \cdot 7,0 = 150 \ тыс.\ тг.$$

Общие затраты на электроэнергию (4.61):

$$Z_{ЭН} = 314 + 150 = 464 \ тыс.\ тг./год.$$

6) расходы на подземный ремонт скважин вычисляется по формуле (4.63):

$$Z_{ПРС} = 600 \cdot 10^3 \cdot 3,5 = 2100 \ тыс.\ тг..$$

8) амортизация оборудования рассчитывается по формуле (4.64):

$$Z_{ам} = (0,12 \cdot 2200 + 0,1 \cdot 1126.9 + 0,2 \cdot 540 + 0,12 \cdot 400 +$$

$$+7,4 \cdot 1,5) \cdot 1,1 = 544,9 \ тыс.\ тг.$$

(при расчете принято $N_{С.Н} = 1,5$, $K_{КР} = 1,1$, что соответствует средним условиям эксплуатации);

8) себестоимость подъема нефти (4.65):

$$C = \frac{464 + 880 + 2100}{7920} = 1,01 \ тыс.\ тг./т \cdot$$

9) удельные капитальные затраты определяются по формуле (4.66):

$$K_{уд} = \frac{6950}{7920}.10^3 = 0,88 \ тыс.\ тг./т \cdot$$

10) условные приведенные затраты (4.67):

$$Z_{ПР} = 0,17 \cdot 0,88 + 1,01 = 1,16 \ тыс.\ тг/т.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКОЕ СПИСОК

1. Добыча нефти. Справочное руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений/ Под ред. Ш. К. Гиматудинова. – М.: Недра, 1983. 455с.

2. *Круман Б.Б.* Глубинно-насосные штанги. –М.: Недра, 1978. 181с.

3. *Блантер С.Г., Суд И.И.* Электрооборудование нефтяной и газовой промышленности. – М.: Недра. 1971. 283с.

4. *Хачатуров В.Р., Аржанов Ф. Г., Астахов Н.Д.* Система проектирования генеральных схем обустройства нефтяных месторождений на ЭВМ и опыт её использования. Обзорная информация. Сер.: Нефтепромысловое строительство. М.: ВНИИОЭНГ, 1980.

5. *Богомольный Г.И.* Сравнение методик конструирования равнопрочных штанговых колонн. Нефтепромысловое дело: Реферативный НТС М.: ВНИИОЭНГ, 1977, №4, С. 38 – 40.

6. *Адонин А.Н.* Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979. – 213с.

7. *Адонин А.Н.* Выбор способа добычи нефти. – М.: Недра, 1971. – 181с.

8. *Аливердизаде К.С.* Расчет и конструирование оборудования для эксплуатации нефтяных скважин. – М.:Госстоптехиздат, 1959. 564 с.

9. *Вирновский А.С.* Переменные напряжения в глубинно – насосных штангах и их связь с разрушением. Труды ВНИИ, вып. 57. – М.: Недра, 1971, С. 56 – 113.

10. *Грабович В.П., Касьянов В.М.* Упрощение формул для расчета нагрузок на головку балансира станка – качалки // Реферативный НТС М.: ВНИИОЭНГ, 1966, №8, С. 14 – 17.

11. *Муравьев В.М.* Эксплуатация нефтяных и газовых скважин. –М.: Недра, 1983. 384с.

12. *Третьякова Г.И., Белозеров Г.И.* Метод определения зависимости числа обрывов штанг от глубины подвески насоса по статистическим данным. Нефтепромысловое дело: Реферативный НТС. М.: ВНИИОЭНГ, 1974, №2, С. 21 – 25.

13. *Шарипов А.Х.* Энергетический анализ глубинно – насосной добычи нефти. Уфа: Башкнигиздат. 1969. 221с.

14. *Чичеров Л. Г.* Нефтепромысловые машины и механизмы. –М.: Недра. 1983. 312с.

15. *Мищенко И.Т., Сахаров В.А., Грон В.Г., Богомольный Г.И.* М: Недра. 1984. 272 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....3
ШТАНГОВЫЕ СКВАЖИННЫЕ НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ.....4
1.1. Приводы штангового скважинного насоса ……. 5
1. 2. Штанговые скважинные насосы.....6
1. 3. Оборудование устья насосных скважин.....7
1. 4. Насосные штанги и трубы……..9
1. 5. Мощность привода балансирного СК.....10
1. 6. Проектирование балансирного станка-качалки.....10
1. 7. Уравновешивание балансирных станков-качалок.....11
2. **ОБОСНОВАНИЕ ГЛУБИНЫ ПОГРУЖЕНИЯ И ВЫБОР ШТАНГОВОГО СКВАЖИННОГО НАСОСА**.....13
2. 1. Условия проектирования штанговых скважинных насосных установок……..……13
2. 2. Исходные данные для расчета ШСНУ и выбор методики расчета.....13
2. 3. Определение градиента давления в НКТ и по стволу сква жины.....17
2. 4. Построение кривых распределения давления ГЖС в НКТ по стволу скважины, и определение глубины спуска насоса.....22
2. 5. Выбор штангового скважинного насоса и насосно-компрессорных труб……29
2. 6. Потери давления в клапанных узлах и перепаддавления, создаваемый насосом.....36
2. 7. Пример расчета.....41
2. 7. 1. Расчет кривой распределения давления и подбор насо-са.....42
2. 7. 2. Потери давления в клапанах и узлах насоса.....49
3. ООБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК.....52
3. 1. Утечки в зазоре плунжерной пары. Коэффициент наполне ния и производительность штангового скважинного насоса (ШСН).....52
3. 2. Выбор конструкции штанговой колонны.....57
3. 3. Потери хода плунжера, длина хода полированного штока и коэффициент подачи ШСНУ.....76
3. 4. 1. Пример расчета.....80

3. 4. 1.Утечки в зазоре плунжерной пары. Коэффициент наполнения и производительности ШСН.....80
3. 4. 2. Выбор конструкции штанговой колонны.....83
3. 4. 3. Потери ходя плунжера, уточнение длины хода полированного штока и коэффициент подачи ШСНУ 88
4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ЗАТРАТЫ НА ПОДЪЕМ НЕФТИ ИЗ СКВАЖИНЫ.....90
4. 1. Нагрузка в точке подвеса штанг.....90
4. 2. Энергетические показатели ШСНУ.....97
4. 3. Коэффициент эксплуатации и межремонтный период (МРП) работы ШСНУ.....101
4. 4. Затраты на подъем нефти из скважины.....104
4. 5. Пример расчета.....109
4. 5. 1. Нагрузки в точке подвеса штанг.....109
4. 5. 2. Энергетические показатели ШСНУ.....114
4. 5. 3. Коэффициент эксплуатации и межремонтный период ШСНУ.....116
4. 5. 4. Затраты на подъем нефти из скважины.....118
БИБЛИОГРАФИЧЕСК СПИСОК.....120