

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

институт

«Технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Э.А. Петровский

подпись инициалы, фамилия

« 06 » июня 2017г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

21.03.01 - Нефтегазовое дело

21.03.01.07 - Эксплуатация и обслуживание технологических объектов
нефтегазового производства

Повышение эксплуатационных характеристик турбобура

Руководитель



подпись, дата

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

А.К. Данилов

инициалы, фамилия

Выпускник



подпись, дата

Р.Е. Чесноков

инициалы, фамилия

Красноярск 2017

ВВЕДЕНИЕ

Сегодня Россия является единственной страной, продолжающей обширно использовать свой парк турбобуров. Хотя конструкции серийных турбобуров, были разработаны около сорока лет назад, и они практически не модернизировались. Т.к. переход на другую технологию бурения требует больших затрат, рациональнее модернизировать то, что в наличии под новые технологии.

За 80 лет сильного развития турбобуров в России было сооружено большое количество скважин. В течение многих лет использование турбинного способа составляло около 80% от общего объёма проходки. Важнейшие преимущества бурения турбобурами заключались в существенном росте скорости бурения в отличии от прочих способов, а также в высокой экономии затрат на дорогие высокопрочные бурильные и утяжеленные трубы.

Целью данной дипломной работы является совершенствование и модернизация серийно выпускаемых турбобуров, введение этого дает возможность провести техническое перевооружение турбинного бурения, поднять его эффективность, усовершенствовать технико-экономические показатели.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

Техническая модернизация конструкций серийных турбобуров.

Обновления морально устаревшего парка забойных двигателей.

Комплексный подход к оптимизации технологического процесса.

Переход на низколитражный режим бурения.

Работа с низкооборотными и среднеоборотными долотами.

Работа с низкооборотными и среднеоборотными алмазными долотами.

Апгрейд турбобуров с использованием новых турбин и использованием комплексного подхода – это именно то направление научных разработок, которое необходимо для увеличения скорости проходки скважин, уменьшения затрат на длительность бурения.

В последнее время произошли большие изменения экономических, технических условий, использования турбобуров. Возникли новые более результативные типы долот, которые требуют иных параметров работы. Также существенно возросли показатели надёжности и долговечности винтовых забойных двигателей, которые являются главными конкурентами турбобуров. Если не предпринять меры по технической модернизации турбобуров, то объёмы использования реактивно-турбинного бурения могут значительно сократиться.

Опыт развития турбобуров и их конструкций указывает на то, что потенциал данного вида бурения еще не иссяк. Целевая модернизация серийно выпускаемых турбобуров, позволит увеличить технико-экономические и технологические показатели строительства скважин.

1 Анализ существующих технических и технологических решений реактивно-турбинного бурения

1.1 Обзор серийно выпускаемых турбобуров

Энергетическая характеристика турбобура – это совокупность зависимостей крутящего момента, мощности, коэффициента полезного действия от частоты вращения, перепада давления, описывающих режим работы забойного двигателя, при определенных значениях плотности бурового раствора и расхода.

Турбина турбобура должна обладать «мягкой» моментной характеристикой. Однако на часто это не означает, что бурение сможет осуществляться на всех режимах работы турбобура от холостого до тормозного. Когда мы увеличиваем крутящий момент, частота вращения вала турбобура сначала снижается, потом возрастает амплитуда колебаний частоты вращения, после этого турбобур начинает работать нестабильно, а потом резко останавливается.

Остановку турбобура можно объяснить многими факторами, основными из которых являются:

- Нелинейный рост момента сопротивления на долоте и в опорах турбобура при росте осевой нагрузки и уменьшении частоты вращения.
- Низкочастотные колебания момента сопротивления из-за вибраций и неравномерной подачи бурильного инструмента.
- Перемещаемость разбуриваемых горных пород по твердости.

Все эти факторы приводят к тому, что устойчивая работа турбобура возможна далеко не всегда, а только при определенных условиях: как правило, запас крутящего момента должен быть не менее чем двухкратным, т.е. на режимах, располагающихся около режима максимальной мощности. В большинстве случаев бурения данные режимы характеризуются наибольшим значением механической скорости проходки.

Еще анализ работы турбобура показал, что к увеличению амплитуды колебаний частоты вращения вала турбобура приводит увеличение коэффициента динамичности осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент. Причем чем ниже момент инерции массы вала турбобура и чем ниже частота изменения осевой нагрузки, тем этот рост больше. Низкочастотные возмущения приводят к существенному увеличению амплитуды колебаний частоты вращения и даже к остановке турбобура. При частотах возмущения свыше 30 Гц остановка турбобура не происходит.

Сравнительно эффективным способом повышения показателей турбинного бурения является уменьшение динамической составляющей осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент в определенных пределах. При этом нужно учитывать, что одним из главных факторов, обуславливающих вибрации и неустойчивую работу турбобура является присутствие люфта в осевой опоре. В зоне статической разгрузки осевой опоры турбобура происходит самое большое увеличение динамической нагрузки, при примерном равенстве реакции суммы гидравлической силы от перепада давления, веса ротора и вала, и забоя скважины. То, что упорный подшипник при этом находится в состоянии расстыковки, способствует росту уровня продольных вибраций бурильной колонны и динамической составляющей осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент.

В турбинном бурении нельзя реализовать низкооборотные режимы, т.к. мы имеем неустойчивость работы турбобура из-за того, что все серийные турбобуры работают в правой зоне кривой мощности. И чем глубже забой скважины, чем сильнее отход ствола от вертикали, чем менее запас крутящего момента турбобура, тем значительнее это отклонение вправо от рабочего расчетного режима. Из-за этого происходит уменьшение рабочей зоны частот вращения турбобура, и реальные режимы реактивно-турбинного бурения, как правило, соответствуют частотам вращения 600÷800 об/мин. Все эти моменты необходимо учитывать при оптимизации процесса турбинного бурения.

Исследованию вопросов оптимизации параметров режима турбинного бурения посвящены работы Иоаннесяна Р.А., Гусмана М.Т., Иоаннесяна Ю.Р., Булаха Г.И., Гельфгата Я.А., Байдюка Б.В., Симонянца Л.Е., Кулябина Г.А., Орлова А.В., Васильева Ю.С., Абрамсона М.Г., Потапова Ю.Ф., Бревдо Г.Д., Наумова Ю.М., Бронзова А.С., Фингерита М.А. и др.

Т.к. процесс бурения скважин – это сложная многофакторная система. Для повышения эффективности бурения нам необходимо приведение этой системы в наилучшее состояние. Т.к. система очень сложна сама по себе, то обычно приходится упрощать задачу оптимизации и сводить ее к оптимизации главных параметров режима бурения: частоты вращения породоразрушающего инструмента, осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент, расхода бурового раствора. Существенным недостатком существующих методик оптимизации является их зависимость от выбора способа бурения. При роторном способе выбор параметров бурения производится самостоятельно друг от друга, и, как правило, обеспечивает наилучшее их сочетание. В случае бурения турбобурами, наилучшие параметры определяются принятым типом турбобура. Энергетическая характеристика турбобура считается постоянной и фактически не всегда соответствует реальному оптимальному режиму бурения.

1.1.1 Гидравлические забойные двигатели

К ГЗД относятся разнообразные турбобуры, отличающиеся своей конструкцией, турбовинтовые двигатели и винтовые двигатели. Главными разработчиками ГЗД являются ОАО НПО «Буровая техника».

ГОСТ 26673–85 «Турбобуры. Основные параметры и размеры» регламентирует основные параметры серийно выпускаемых турбобуров.

ТУ 366425-00147074-001–98 «Двигатели винтовые забойные» и СТП ВНИИБТ 1018–99 с тем же названием регламентирует комплектность, основные параметры и технологические требования ВЗД.

В настоящее время Российскими машиностроительными заводами выпускаются ГЗД четырех видов:

- турбинные забойные двигатели (турбобуры) многообразного конструктивного исполнения типов Т и А;
- редукторные турбинные забойные двигатели типа ТР (турбобуры редукторные);
- ВЗД типа Д;
- турбинно-винтовые забойные двигатели типа ТВД.

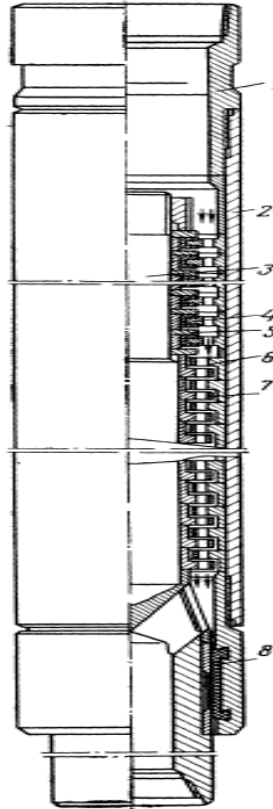
Разнообразные турбобуры имеют свои характерные конструктивные особенности, выделяются комплектацией и размерами, которые приводятся в технических описаниях, инструкциях по сборке и эксплуатации и паспортах, предоставляемых потребителям в комплекте с изделиями.

Для обслуживания ГЗД также было создано оборудование, которое устанавливается в цехах буровых и ремонтных предприятий.

1.1.2 Принцип действия турбобуров

Турбобур (рисунок 1.1) – это забойный гидравлический агрегат с многоступенчатой гидравлической турбиной, которая приводится в действие потоком бурового раствора, передающегося в бурильную колонну с поверхности насосами.

Турбобур состоит из двух групп деталей: не вращающихся и вращающихся. Невращающуюся группу деталей составляют переводник, соединяющий турбобур с бурильной колонной, дисками статора, цилиндрический корпус с кольцами пяты, ниппелем и средней опорой. К вращающейся группе деталей относят: вал с расположенными на нем дисками роторов и пяты, которые крепятся на нем при помощи гайки, шпонки и контргайки. Нижняя часть вала имеет боковые каналы для протока раствора к долоту, отверстие внутри и снабжено резьбой, которой через переводник присоединяется породоразрушающий инструмент.

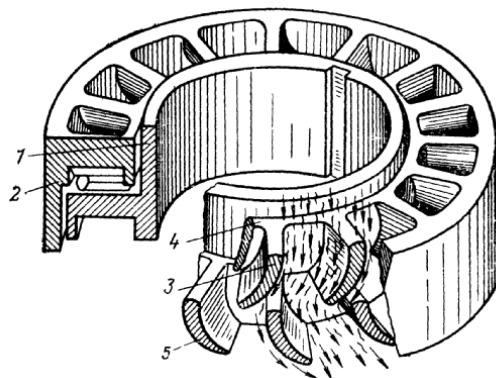


1 - переводник; 2 - корпус; 3 - вал; 4 – кольцо пяты; 5 - пята;
6 – статор; 7 – ротор; 8 - ниппель

Рисунок 1.1 – Конструкция турбобура

Турбина состоит из большого числа ступеней (100—350). Каждая ступень (рисунок 1.2) – это два диска с лопатками:

один диск — это ротор — он закреплен на валу турбобура,
второй — статор.



1 - ротор; 2 - статор; 3 – лопатка статора; 4 – обод статора; 5 – лопатка ротора

Рисунок 1.2 – Ступень турбины

Лопатки ротора и статора располагаются под углом друг к другу, из-за чего поток жидкости, который поступает под углом на лопатки ротора из каналов статора, меняет свое направление и производит силовое воздействие на них. В результате создаются силы, которые стремятся повернуть ротор, который закреплен на валу, в одну сторону, а диск статора, который закреплен в корпусе — в другую сторону. Далее поток раствора из каналов ротора снова поступает на лопатки статора нижней ступени, где вновь происходит этот процесс. На роторе второй ступени опять возникают силы, которые создают активный крутящий момент, и т. д.

Жидкость, которая поступает в турбобур, проходит через все его ступени и подводится к породоразрушающему инструменту. Активный крутящий момент, который создается каждым ротором, суммируется на валу, а реактивный момент, который создается на лопатках дисков статора, суммируется на корпусе турбобура. Эти оба момента - активный и реактивный - равны по величине и противоположны по направлению. Реактивный момент через корпус турбобура подается на бурильную колонну, а активный — передается породоразрушающему инструменту.

В зависимости от требований для бурения могут применять различные турбобуры диаметром от 127 до 220 мм и числом ступеней от 25 до 350 и более. Если имеется большое число ступеней, то для удобства перевозки и монтажа турбобур выполняется из отдельных секций (до четырех) длиной от 6 до 10 метров, которые соединяются между собой в один агрегат перед спуском в скважину.

Диски ротора и статора изготавливают из различных материалов, это могут быть: сталь, ковкий чугун или комбинируют пластмассовые (капроновые, полипропиленовые) венцы и стальные ступицы ротора и ободов статора.

Профили лопаток ротора и статора очень часто являются зеркальным отображением. Также применяют безободные диски когда турбобур имеет диаметр 170 мм и менее.

Ротор крепится в статоре посредством подшипников скольжения (радиально-осевого и радиальных резинометаллических). В односекционных турбобурах и нижних секциях секционных турбобуров используется разное расположение опор.

Через опору–пяту передается осевая нагрузка от бурильной колонны породоразрушающему инструменту, опора–пята в зависимости от конструкции располагается в верхней или нижней частях турбобура. Резинометаллическая пята состоит из нескольких ступеней. Каждая ступень имеет подпятник – это металлический обод с резиновой облицовкой, который крепится в корпусе, и стальной диск, который сидит на валу турбобура.

Эластичная резиновая облицовка одного из элементов пяты или подшипника должна распределять нагрузку по поверхности трения и обеспечивать его работу при смазке буровым раствором. Резинометаллические опоры турбобуров в зависимости от условий эксплуатации имеют работоспособность в пределах от 50 до 150 ч.

Пята, расположенная в верхней части турбобура, снабжается каналами по которым протекает раствор, а пята, которая расположена в нижней части вала, не имеет каналов и является лабиринтным уплотнением, которое препятствует утечкам раствора в зазор между валом и ниппелем. Данная конструкция дает возможность работать с некоторым перепадом давления в породоразрушающем инструменте без существенных утечек раствора через нижнее уплотнение. Валы верхних секций имеют только радиальные опоры.

Ниппель, который свинчивается с корпусом турбобура, служит для зажатия дисков статора. Резиновая обкладка ниппеля является одновременно сальником, уплотняющим зазор между корпусом и валом турбобура, и нижней радиальной опорой.

Валы секций связываются с помощью конусных шлицевых или фрикционных муфт. Шлицы нужны для предотвращения проворота муфты.

1.1.3 Конструкции турбобуров

По конструкции турбобуры делятся на редукторные, односекционные, высокомоментные, многосекционные, шпindelные и укороченные.

Односекционные турбобуры Т12МЗ имеют диаметры 240, 212, 195 и 172 мм и число ступеней 100—120, которые собраны в одном корпусе. Они обеспечены резино-металлической пятой, которая расположена в верхней части. Резиновые подпятники делаются либо в виде сменных резиновых вкладышей, либо приваренными к металлическим дискам. Более короткие односекционные турбобуры с числом ступеней от 30 до 60 используют для ориентированного искривления при бурении наклонных скважин.

Многосекционные турбобуры состоят из двух и более последовательно соединенных между собой секций, которые собираются в отдельных корпусах вместе со своим валом и имеют 100 и более ступеней. Валы секций объединяются конусно-шлицевыми муфтами при свинчивании корпусов секций. Свинчиваются секции вертикально прямо на буровой над устьем скважины.

У секционного турбобура имеется одна общая осевая опора, которая располагается в нижней секции. Конструкция резинометаллической пяты такая же, как и у односекционных турбобуров. Основным отличием нижней секции от односекционного турбобура является то, что корпус в верхней части снабжен переводником с конической резьбой, и на верхней части вала имеется соединительная полумуфта. Расположение роторов относительно статоров меняется с помощью кольца, которое установлено между турбиной и осевой пятой.

Нипель нужен для того, чтобы крепить статоры в корпусе. У турбобуров «ТС5Б-9», «ЗТС5Б-9», «ТС4А-5», «ТС4А-4» нипель имеет цилиндрическую резьбу. Секционные турбобуры других типов имеют коническую соединительную резьбу. Также для создания нужного натяга для сжатия статоров используют регулировочные кольца.

В верхних и средних секциях турбобуров нет осевых пят. Там имеется регулировочное кольцо, которое устанавливается между соединительным переводником и дисками статора, оно предназначено для того, чтобы определять положение вала с роторами относительно корпуса со статорами.

Крепления статоров в корпусах верхней и средних секций реализуется затяжкой конического резьбового соединения через регулировочные кольца. В турбобурах «ТС4А-5» и «ТС4А-4» используется цилиндрическая резьба.

Шпиндельный турбобур был придуман для снижения потерь бурового раствора через нижний подшипник—ниппель при бурении с гидромониторными долотами, для которых нужно большое давление раствора при выходе его из вала турбобура. Для этого к нижней части турбобура крепится шпиндель на резьбе, который выполнен в виде отдельной секции, которая имеет осевую пяту и радиальные подшипники, которые снижают утечку раствора через зазоры между подшипником и корпуса валом.

Шпиндельные турбобуры бывают диаметрами 240, 195, 185, 172 и 164 мм. Шпиндель состоит из вала, который зафиксирован в корпусе на двух радиальных подшипниках. Резинометаллическая пятя предназначается для восприятия осевых нагрузок, она включает в себя резинометаллические подшипники и набор стальных дисков, чередующихся между собой. Корпус шпинделя крепится к нижней турбинной секции через переводник, а вал - через муфту.

Сегодня конструкции секционных турбобуров унифицированы, и они могут использоваться со шпинделем как одно- или многосекционные.

Турбобуры с предельными турбинами типа А выделяются от ранее описанных тем, что их турбины имеют меняющуюся характеристику при постоянном расходе жидкости. Эти турбины сделаны так, что перепад давления на турбине понижается в зависимости от нагрузки на Породоразрушающий инструмент и меняющегося при этом тормозного момента. В них используются

высокоциркулятивные турбины, постоянный перепад на которых поддерживается с помощью перепускного клапана, через который часть жидкости скидывается в затрубное пространство, мимо турбобура. Этим достигается устойчивый режим работы турбины при непостоянном расходе жидкости.

Эти турбобуры выделяются от ранее описанных еще и тем, что в них вместо резинометаллических опор и подшипников использованы шарикоподшипники. Пята этого турбобура располагается в нижней части и выполняется в виде десятирядного шарикоподшипника. Эти подшипники функционируют в среде бурового раствора, поэтому там устанавливаются защитные сальники, которые обеспечивают защиту подшипника от попадания в него крупных абразивных частиц. Турбины располагаются в верхней части с промежуточными шариковыми радиальными подшипниками, через которые протекает буровой раствор. Подшипники используют без сепараторной конструкции.

Крепление корпусов, турбин и соединение валов аналогично описанным выше. Работоспособность шарикоподшипников в среде бурового раствора небольшая из-за сильного абразивного износа.

Турбобуры типа А бывают различных диаметров: 240, 195 и 164 мм и имеют следующие шифры; А9К5Са, А7Н4С и А6К3С с числом ступеней до 240. В нижней секции устанавливается 110 ступеней, а остальные — в верхней.

Турбобуры типа А7Н могут применяться с редукционным клапаном, который устанавливается прямо над турбобуром или на некотором расстоянии от него, это дает улучшение условий работы бурового инструмента и обеспечивает увеличенный крутящий момент при росте нагрузки на Породоразрушающий инструмент при бурении

В России производят следующие турбобуры:

1) Односекционные:

бесшпиндельные типа Т12;

бесшпиндельные унифицированные типа ТУ-К;
со вставным шпинделем типа ТВШ;
с независимым креплением роторов типа ТНК;
для бурения скважин большого диаметра типа ТБД.

2) Секционные:

бесшпиндельные типа ТС;
шпиндельные типа ТСШ;
шпиндельные унифицированные типов ТСШ1, 2Т-К и 3Т-К;
шпиндельные типов ТСША и ТДШ, для бурения алмазными долотами;
шпиндельные типа АШ с наклонной линией давления;
шпиндельные типа АГТШ со ступенями торможения гидродинамикой.

3) С плавающими статорами типа ТПС.

4) С независимой подвеской валов секций типа ТНБ.

5) Термостойкие турбобуры типа ТТА.

6) Редукторные турбобуры типов ТР, ТРМ и ТСМ.

7) Малогабаритные турбобуры типов ТГ, ТШ и ТВ1 для бурения и ремонта скважин.

8) Турбинные отклонители типа ТО.

9) Турбобуры отклонители с независимой подвеской валов турбинных секций типа ТО2 для бурения боковых стволов из старых скважин.

10) Шпиндели отклонители типа ШО1.

11) Турбодолота колонковые типа КТД для отбора керна.

12) Керноотборное устройство типа УКТ.

1.1.4 Способы проводки нефтяных и газовых скважин в аспекте реализации оптимальных параметров режима бурения

В начале постройки нефтяных и газовых скважин требуются крупные вложения в их сооружение и развитие инфраструктуры месторождения. При

бурении нефтяных и газовых скважин обнаруживаются понижения интенсивности проходки, это связано с техническими, технологическими причинами, также не малую долю занимает человеческий фактор.

Для существенного увеличения технико-экономических показателей буровых работ с увеличением их рентабельности примерно в 1,5 раза нужно принять технико-технологические меры. При этом должны повсеместно вводиться автоматизированные системы управления технологическими процессами на производстве. Известно, что такие системы содержат и регулирование процессами, в том числе наилучшее, для роста производительности, которого можно добиться за счет целесообразного управления при имеющемся уровне техники и технологии. В сооружении нефтяных и газовых скважин ежегодно финансируются огромные средства, поэтому даже сравнительно небольшой рост производительности при регулировании процесса в ряду других мероприятий может дать сильный экономический эффект, который способствует достижению поставленных задач.

Управление процессом бурения находится по сути в первоначальной стадии исследования, что связано с различными проблемами при массе случайных и не всегда просчитываемых факторов, которые отражаются на конечном результате. Такое же положение имеется и за рубежом, где бурение не является строго научно-управляемым процессом, и разработки по целесообразному управлению только начинают свое развитие.

Теоретические исследования в области возможного увеличения производительности путем разумного управления процессом бурения, а также опыт промысловых работ при применении тех или иных методов опытной оптимизации у нас и за рубежом представляют возможность получения важного эффекта. Рейсовые скорости бурения при этом повышаются на несколько десятков процентов с соответствующим существующему балансу времени бурения ростом коммерческих скоростей бурения. Рост коммерческих

скоростей бурения за счет разумного управления на 5-15% и более является настоящим фактом и должно стимулировать развитие и широкое введение регулирования процесса бурения.

Зависимость процесса бурения от множества непостоянных и случайных факторов, таких как качество инструмента, физико-механические свойства породы, качество и количество промывочной жидкости, силы трения и т.п., не дает возможности пока говорить о возможности оптимального управления в прямом смысле этого понятия.

Процесс бурения очень динамичен как по поведению инструмента на забое, испытывающего различные колебания, так и по смене условия бурения, хотя бы только из-за изменения буримости проходимых пород. Явления быстро меняющихся физико-механических качеств технологического процесса, видимо всегда будут требовать разнообразных усреднений, а не непрерывных уточняющих воздействий на забой с целью осуществления безукоризненной оптимизации. Т.к. это совершенно не целесообразно как технически так и экономически.

Накопленный опыт бурения дает возможность достигать неплохих результатов на базе возможного объема и качества информации и без таких уточнений, что часто подчеркивается специалистами в данной области.

Управление процессом бурения рассматривается Российскими и иностранными исследователями как двухступенчатое. Первая ступень — выбор оборудования для условий бурения скважины, способа и диаметра, а для каждого конкретного долбления — самых эффективных типов долота, количества и качества промывочной жидкости, компоновки низа, типа инструмента и т. д.

Все это основывается на опыте уже пробуренных в данном районе скважин, по материалам статистической информации или по результатам проходки опорно-технологических скважин. Опыт специалистов бурения в этом отношении достаточно высок, однако пока далеко несовершенны

систематизированные методики и инструкции, необходимые для целесообразного управления бурением.

Вторая ступень управления процессом бурения включает для выбранных или вынужденных условий определение и поддержание осевой нагрузки P , скорости вращения долота, а в турбинном бурении и расхода жидкости Q . Это в основном и должно рассматриваться наряду с обзором существующего уровня знаний, необходимых для регулирования, в том числе и оптимального.

Следует подчеркнуть, что для любых принятых в первой ступени условий имеется только одно определенное сочетание P и n , при котором достигается лучший результат для этих условий. Более того, какие бы ни были приняты предварительные условия бурения, даже неблагоприятные, при них все же может быть найдено самое лучшее сочетание указанных параметров которое позволит достигнуть высокого эффекта для принятых условий. Конечно, в этом случае обязательно скажутся изъяны в решениях по первой ступени, поэтому им следует уделить такое же большое внимание, как выбору рациональных режимных параметров.

Если говорить о главных факторах, которые влияют на производительность бурения при системном подходе к управлению процессом, нужно отметить и организацию бурения в целом. Сюда входят: снабжение инструментами, организация труда и его оплаты, профилактика аварий и осложнений, искоренение организационных простоев, снабжение материалами и оборудованием и т. п.

Расчеты дают понять, что при балансе времени бурения конца 2010-х годов во всем комплексе мер по целесообразному управлению процессом бурения для достижения высокой производительности примерно 40-50% выпадает на организационные меры, 25-30% на правильный выбор условия бурения и 25-30% на правильный выбор режимов. Только одновременные меры по всем этим направлениям в комплексе способны поднять среднюю

коммерческую скорость бурения. Улучшение лишь в каком-то одном из направлений без воздействия на другие не дает желаемого эффекта.

Обоснование выбора технологических условий и организационные вопросы занимают значительно больший объем, чем рассмотренные вопросы режимов.

Проведенный анализ говорит о наиболее распространенном бурении шарошечными долотами и долотами режущего типа с целью поиска сочетания рациональных режимных параметров. Определение целесообразного соотношения параметров R и n из-за неполноты знаний о процессе бурения выполнено преимущественно в качественном плане путем исследования известных математических моделей процесса. Такое исследование поможет приблизиться к рекомендациям для достижения идеальных оптимальных результатов.

Исследование с помощью математической модели, которая создана на основе опытных данных, является обыкновенным способом для поиска путей к достижению оптимального или близкого к нему результата в управлении процессами. Чем сложнее и запутанней процесс, чем больше в нем участвует различных факторов, тем более эффективен такой способ, тем меньше прилагается усилий для достижения цели при ничтожном объеме физических экспериментов. Причем в модели для таких сложных процессов, как бурение, нужно учитывать только самые важные и основные зависимости.

Обоснованию главных функциональных зависимостей в технологическом процессе нужно придавать особое значение. Если говорить о нахождении требуемых оптимумов, то оно при известной модели является уже технически относительно не сложным решением вариационной задачи в зависимости от выбранного критерия.

Т.к. развитие турбинного бурения в нашей стране проходило во времена СССР, когда требовалось создавать как можно больше конструкций турбобуров. Турбинное бурение тех лет не требовало существенных затрат на

дорогостоящие высокопрочные бурильные и утяжеленные трубы, и могло обеспечить резкий и значительный рост скорости бурения по сравнению с прочими способами. Государство всячески поддерживало и позволяло проводить широкомасштабные научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, но все это имело известные недостатки. Например, не все создаваемые конструкции турбобуров были экономически целесообразными и выгодными т.к. разработка новых турбобуров не всегда проводилась в соответствии с требованиями технологии бурения скважин.

После прекращения государственной поддержки, научно-технический прогресс в турбинном бурении резко замедлился. Сейчас практически не разрабатываются и не испытываются новые конструкции турбобуров. После начала рыночных реформ в нашей стране ни одна из новых конструкций турбинной техники не была освоена в серийном производстве. Машиностроительные заводы продолжают выпуск дешевых серийных турбобуров и запчастей, конструкции которых были созданы еще 40-50 лет назад.

Турбинное бурение в России всегда было эффективным и экономически выгодным. Главенствующее положение турбинного бурения в основном базируется на широком применении трехшарошечных долот с негерметизированными опорами, в основном российского производства; на массовом использовании методов наклонно-направленного и кустового бурения скважин; на отказе от использования высокопрочных, но дорогостоящих бурильных и утяжеленных труб, обычно импортного производства. В тоже время техника бурения во всем мире стремительно развивается в направлении создания новейших еще более эффективных породоразрушающих инструментов как шарошечного, так и безопорного типов, которые могут работать на забое еще дольше. Их успешно используют сегодня во всем мире при роторном бурении и с низкооборотными ГЗД. Однако эти долота практически не применяются при турбинном бурении из-за

невозможности обеспечить ненужные для них параметры работы серийно выпускаемыми турбобурами. Серийные турбобуры не могут устойчиво работать при сниженных величинах расхода бурового раствора, а также при малых частотах вращения. Это происходит из-за недостаточного запаса с крутящего момента турбобуров для работы с самыми моментоемкими типами долот. Все эти минусы серийных турбобуров не позволяют в полной мере реализовать потенциал турбинного способа бурения.

В наши дни для бурения скважин применяют два основных типа буровых долот: трехшарошечные и алмазные. Выпускаемые трехшарошечные долота классифицируются по частоте их вращения:

- до 600 об/мин – высокооборотные долота;
- до 300 об/мин – среднеоборотные долота;
- от 30 до 150 об/мин – низкооборотные долота.

Низкооборотные долота нужны для работы в роторном бурении и с ВЗД. Серийные турбобуры могут результативно работать только с высокооборотными долотами. Среднеоборотные шарошечные долота могут использоваться как с ВЗД, так и с турбобурами, которые оснащены редукторными или тормозными приставками. Средний диапазон частот вращения – 150÷300 об/мин обычно является наилучшим, т.к. обеспечивает максимальную рейсовую скорость и минимальную стоимость метра проходки. Однако обеспечение работы в данном диапазоне является сложнейшим при турбинном бурении из-за неустойчивой работы турбобуров.

Новые безопорные долота с алмазно-твердосплавными пластинами (АТП) являются очень перспективным типом алмазного бурового инструмента. Для успешного обеспечения работы этих долот необходимо поддерживать частоту вращения среднего уровня – от 240 до 450 об/мин, но такая частота обычно не соответствует рабочим частотам вращения серийных турбобуров. Также для эффективной работы этих долот нужен крутящий момент в 1,5÷2,5 раз больше, чем для работы предыдущих долот.

Серийные турбобуры обладают малыми эксплуатационными показателями. Средний межремонтный период турбинных секций не более 250 ч, шпindelных – 100 ч.

Самым перспективным направлением увеличения эффективности турбинного бурения сейчас – это разработка редукторов для турбобуров. Применение редуктора для регулирования характеристик турбобуров очень целесообразно и энергетически выгодно. Проводимые научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, позволили изобрести промышленную конструкцию редуктора, которая дает возможность обеспечивать длительную работу в условиях повышенных статических и динамических нагрузок. Развитие иных направлений в конструировании турбобуров даст возможность изобрести новые конкурентоспособные турбобуры, с помощью которых данный способ бурения сможет не только сохранить, но и существенно увеличить области эффективного использования.

Также довольно актуальной сегодня является задача по расширению технологических возможностей турбобуров применительно к изменяющимся требованиям проводки скважин в различных горно-геологических условиях, этого можно достичь путем технической модернизации существующего парка серийных турбобуров. Предложенная в дипломной работе технология целевой системной модернизации серийных турбобуров, методика и технические средства дают возможность существенно увеличить эксплуатационные качества и эффективность турбинного способа бурения.

1.1.5 Выводы

В результате проведенного анализа существующих технических и технологических решений реактивно-турбинного бурения рассмотрены конструкции серийных турбобуров, которыми выполняется весь объем турбинного бурения. Принято заключение об отсутствии выгоды в переходе на иную технологию бурения, а также целесообразности модернизации того

имеющегося парка оборудования под новые технологии. Использование новых турбин с применением комплексного подхода по апгрейду турбобуров именно то направление научных разработок, необходимое для увеличения скорости проходки скважин, уменьшения затрат на длительность.

1.2 Технологии модернизации турбобуров

1.2.1 Основы целевой модернизации турбобуров и технические средства, применение которых дает возможность модернизировать серийные турбобуры

Для успешного решения задачи модернизации серийных турбобуров помогает существующая унификация всех конструкций турбобуров. Известно, что каждый серийный секционный турбобур состоит двух групп деталей:

несменные детали – включающие в себя длинномерные валы турбинных и шпиндельных секций и корпуса;

сменные детали – включающие в себя радиальные и осевые опоры, ступени турбины (статор-ротор) , уплотнительные элементы.

Практика демонстрирует, что срок службы несменных деталей турбобура на порядок превышает срок службы сменных деталей. Сменные детали турбобура меняют на новые по мере износа, при этом оставляя старые несменные. Так принцип унификации серийных турбобуров дает большую возможность совершенствования их энергетических и эксплуатационных показателей за счет модернизации и обновления существующего парка турбобуров. Серийный турбобур может быть модернизирован путем замены его сменных деталей новыми точно так же, как морально старый персональный компьютер может быть переоборудован в новую улучшенную версию. При этом модернизированному турбобуру можно увеличить его показатели надежности и долговечности и придать качественно новую усовершенствованную энергетическую характеристику.

Таблица 1 - Апгрейд серийного турбобура А7Ш

| Секция | Старые узлы, детали | Новые узлы, детали |
|---|---|----------------------|
| Шпиндельная | Шпиндель А7Ш | Шпиндель ШС-195 |
| Шпиндельная | Шарикоподшипник 128721 | Осевая опора ПУМ-195 |
| Турбинная | Статор-ротор А7Н4С | Статор-ротор ТВМ-195 |
| Улучшение характеристики и показателей надежности | 1 Уменьшение перепада давления на турбобуре в 1,5÷2,5 раза 2 Увеличение наработки на отказ шпиндельной секции в 2÷3 раза 3 Исключение зашламования ступеней турбины | |

Нужно заметить, что апгрейд не сможет заменить создание координально новых типов турбобуров и других ГЗД для бурения скважин. Хотя это предоставляет буровому предприятию небольшую возможность повышения эксплуатационных характеристик уже имеющегося парка турбобуров без больших материальных затрат.

Технология апгрейда турбобуров основывается на следующих основных требованиях к узлам:

- 1) конструкции новых сменных деталей турбобура должны подходить под унификацию установочных и габаритных размеров с заменяемыми деталями;
- 2) новые детали должны иметь более износостойкие, чем заменяемые;
- 3) параметры энергетической характеристики новой турбины должны обеспечивать оптимальные или близкие к ним параметры режима бурения для заданных условий;
- 4) новая турбина не должна увеличивать потребную гидравлическую мощность буровых насосов;
- 5) новые секции ротора и статора не должны ухудшать эксплуатационные характеристики;

б) обеспечение увеличения параметров надежности и долговечности турбобура новыми опорами;

7) обеспечение уменьшения вредных утечек бурового раствора новыми уплотнительными элементами;

8) стоимость новых деталей не должна сильно уменьшать конкурентоспособность турбобура;

9) не должен существенно усложняться процесс сборки–разборки турбобура на существующем оборудовании.

Эти требования обязаны выполняться с учетом изучения свойств горных пород, выбора рационального типоразмера долот, анализа результатов работы турбобуров и других ГЗД, оптимизации параметров режима бурения и прочих факторов.

Для модернизации могут быть использованы новые типы ступеней турбин, опор и сальников, разрабатываемые как крупными машиностроительными заводами, так и малыми научно-внедренческими фирмами, и соответствующие приведенным выше требованиям.

Серийные турбобуры диаметром 195 мм – ЗТСШ1-195 и А7Ш (А7ГТШ), оснащены турбинами 26/16,5+195 и А7Н4С. При кардинально различных величинах расхода промывочной жидкости и перепада давления они имеют практически одинаковые значения крутящих моментов и частот вращения. При этом трехсекционный турбобур с турбиной 26/16,5+195 не может работать при расходах бурового раствора менее 32 л/с, а аналогичный турбобур с турбиной А7Н4С при расходе 28 л/с имеет перепад давления на холостом режиме более 10 МПа.

Т.к. серийные турбины изготавливаются методом полукорытного литья в земляные формы это приводит к образованию чрезмерного количества недоливов и раковин, повышенной шероховатости поверхности лопаток, а также к отклонению геометрических форм лопаточного венца от заданных

значений, все это является причиной значительного расхождения расчетных и экспериментальных показателей энергетической характеристики турбины.

В тоже время новая турбина ТВМ-195 может обеспечивать энергетические параметры - крутящий момент и частоту вращения, существующие у серийных турбин, при снижении расхода промывочной жидкости по сравнению с аналогичной серийной и перепада давления по сравнению с турбиной А7Н4С. Главным требованием к данной турбине является получение максимального КПД. Это достигается путем разработки оригинальной конструкции профилей ротора и статора турбины и применения метода точного литья по выплавляемым моделям для изготовления лопаток ротора и статора, это дает возможность обеспечить высокую чистоту поверхности лопаток и правильные геометрические формы и размеры.

Также турбина ТВМ-195 кардинально отличается несимметричностью лопаточных аппаратов статора и ротора. В этой турбине применено наименьшее число лопаток из всех существующих сегодня вариантов турбин, разработанных для турбобуров диаметром 195 мм. Ротор имеет 23 лопаток, а статор 16 лопатки. Серийные турбины 26/16,5+195 и А7Н4С имеют по 26 и 31 лопатки статора и ротора. Применение данного решения дает возможность использовать турбобуры, оснащенные новой турбиной, при работе на буровых растворах с увеличенной плотностью, что хорошо сказывается на работоспособности турбобура, и почти полностью исключает риск зашламования ступеней турбин, улучшает его эксплуатационные показатели, существенно увеличивает срок службы турбинных секций.

Лопатки ротора напоминают лопатки турбин нормально-циркулятивного типа, тогда как лопатки статора имеют профиль, похожий на лопатки низкоциркулятивного пропеллерного типа. Это дало возможность изобрести турбину со степенью реактивности $0,20 \div 0,25$. Отсюда следует, что большая часть эффективного напора срабатывается в статоре турбины, а меньшая – в ее роторе. Все это существенно снижает гидравлическую нагрузку на вал

турбобура и его осевую опору, а также смещает зону динамического усиления в область нерабочих режимов. Анализ балансов давлений обнаруживает, что турбина ТВМ-195 может обеспечить безударную работу в правой зоне энергетической характеристики. В теории турбина 26/16,5+195, обеспечивает безударный режим в зоне максимальной мощности и КПД, что оправдывает ее назначение т.к. она была рассчитана на работу именно на этом режиме. Однако на практике имеет место несовпадение с фактическим режимом бурения. В основном турбобуры работают в правой зоне энергетической характеристики. Поэтому безударный режим обтекания лопаток у нормальной серийной турбины почти не реализуется, а значения ее КПД на рабочих режимах являются довольно низким – от 0,30 до 0,50.

Еще хуже дела обстоят с турбиной А7Н4С. Зона безударной работы этой турбины располагается в левой части энергетической характеристики, что обусловлено целью ее создания, которая так и не была достигнута – совместной работы с клапаном-регулятором, который меняет расход промывочной жидкости через турбину в зависимости от ее режима работы. Поэтому в серийных турбобурах А7ГТШ и А7Ш без клапана-регулятора, имеет в правой зоне характеристики максимальные значения ударных потерь, которые снижают ее КПД до величин примерно 0,20÷0,37.

При анализе баланса давлений турбины ТВМ-195 мы видим совершенно другую ситуацию. Т.к. основная работа турбобура при бурении происходит около и правее зоны максимальной мощности и КПД, результирующая линия давления почти огибает суммарную кривую эффективного напора и постоянных сопротивлений на трение. Это значит, что в центральной и правой зоне энергетической характеристики данная турбина обеспечивает максимальные значения КПД на уровне 0,45÷0,57, т.к. работает в почти безударном режиме.

Также стабилизированный шпиндель ШС-195 дает возможность модернизировать серийные турбобуры диаметром 195 мм. Габаритные

параметры этого шпинделя точно такие же, как и у заменяемых – шпинделей турбобуров ЗТСШ1+195 и А7Ш. Но отличается он тем, что на валу шпинделя имеется многоступенчатая резинометаллическая осевая опора с подпятниками, эластичная обкладка которых сделана заподлицо с металлическим остовом. Рабочие поверхности дисков подпятников и втулок радиальных опор имеют упрочняющее покрытие. Нижние радиальные опоры установлены с максимально возможным приближением к месту присоединения долота, что в сочетании с увеличенной опорной поверхностью вала, существенно увеличивает эффективность шпинделя, особенно во время бурения наклонно-направленных скважин.

Корпус шпинделя снабжен сменными стабилизаторами с спиральными или прямыми лопастями, которые могут быть установлены как в верхней, так и в нижней части корпуса. Независимая установка корпусных стабилизаторов дает возможность технологу рассчитать и выбрать оптимальный вариант сочетания параметров опорно-центрирующих элементов на корпусе шпинделя с целью обеспечения необходимых показателей кривизны скважины. Конструктивное исполнение стабилизаторов дает возможность обеспечить гидравлически равнопроходное сечение в плоскости, перпендикулярной оси шпинделя и применить усиленные резьбовые соединения. Раньше попытки изобрести стабилизаторы на корпусе шпинделя приводили либо к его деформации, либо к существенному уменьшению площади кольцевого зазора между корпусом и стенками скважины, что способствовало значительному увеличению гидродинамического давления в затрубном пространстве и турбулизации восходящего потока промывочной жидкости. Это уменьшало срок службы шпинделя и содействовало быстрому разрушению стенок скважины при бурении. При этом становилась бессмысленной сама идея стабилизации продольной оси шпинделя в стволе разрабатываемой скважины, т.к. нарушался контакт опорных лопастей стабилизатора с разрушаемыми стенками скважины. Еще одна функция стабилизированного шпинделя

заключается в диссипации энергии поперечных, продольных и крутильных колебаний, возникающих в процессе бурения. Роль гасителя колебаний выполняют лопасти корпусных стабилизаторов, в особенности когда их наружный диаметр близок к номинальному диаметру долота – 214÷215 мм. Из-за действия реактивного момента турбобура корпусные стабилизаторы ограничивают угол закручивания бурильных труб, это сильно облегчает визирование бурильного инструмента при бурении наклонно-направленных скважин.

Осевая опора – это один из самых быстро изнашиваемых узлов серийного турбобура. Срок ее износа до максимально допустимой величины осевого люфта (обычно 4÷5 мм) – это главный показатель наработки на отказ ГЗД. Осевая опора шпинделя в процессе работы подвергается сильным динамическим и статическим нагрузкам, от которых резиновая обкладка подпятника подвергается деформации. В этом случае кинетическая энергия деформации в результате внутреннего трения вызывает повышенный нагрев резины, снижается усталостная прочность и интенсивный износ. В подпятнике с "утопленной" резиной деформация существенно уменьшается из-за конструктивного уменьшения свободной площади поверхности резины.

Для шпинделей ГЗД диаметром 240, 195 и 172 мм разработана и выпускается линейка резинометаллических опор: ПУМ-240, ПУМ-195 и ПУМ-172. Они имеют специальную конструкцию подпятника, где рациональное соотношение общей площади рабочей поверхности к площади контакта подпятника и диска пяты допускает крайне малое содержание абразивных частиц, одновременно находящихся в зоне трения, что в свою очередь крайне положительно влияет на износостойкость опоры. Эластичные обкладки модернизированных осевых опор сделаны из специальной резины, которая обладает хорошей способностью сцепления с металлом, увеличенной износостойкостью и низким коэффициентом трения, в связи с чем облегчается запуск ГЗД на забое скважины.

1.2.2 Модернизация технологии турбинного бурения шарошечными долотами

Исследования характеристик и режимов работы серийных турбобуров дали понять, что главное их отличие состоит в показателе расхода бурового раствора, в то время как их крутящие моменты и частоты вращения на рабочем режиме незначительно отличаются друг от друга.

Применяя методику выбора рациональных характеристик турбобуров, определяются варианты рациональных турбинных сборок на базе стандартных турбинных секций серийных турбобуров ЗТСШ1-195, ЗТСШ1-195ТЛ, А7ГТШ и комбинаций существующих типов турбин.

В основе каждого варианта сборки лежит одна из высокомоментных турбин типа А (А7Н4С или А7ПЗ), которая используется в комбинации со ступенями гидродинамического торможения (ГТ), с одной из турбин от серийных турбобуров ЗТСШ1-195ТЛ (турбина 24/18-195ТЛ) или ЗТСШ1-195 (турбина 26/16,5-195). Любое буровое предприятие может выбрать свой вариант сборки в зависимости от имеющихся типов турбин.

Другим вариантом применения методов модернизации турбобуров является разработка и использование многосекционных турбинных сборок. Многосекционные турбобуры были созданы для низкооборотного бурения глубоких скважин. Сравнивались они при применении роторного способа бурения. Промысловые испытания и внедрение многосекционных турбобуров 5А9ГТШ с трехшарошечными долотами диаметром 295,3 мм проводились во время проводки глубоких скважин. В интервале 1800÷4000 м было пробурено около 20 тыс.м. Модернизация конструкции турбобура дала возможность реализовать в турбинном бурении режимные параметры, которые нельзя было достичь обычными трехсекционными серийными турбобурами диаметром 240 мм: плотность бурового раствора – 1220-1300 кг/м³; расход промывочной жидкости – 25-33 л/с; частота вращения – 180÷240 об/мин, осевая нагрузка на

породоразрушающий инструмент – 160-350 кН, давление насоса около 10,8÷12,8 МПа.

Трехсекционные турбобуры с рациональной характеристикой ТРХ, и многосекционные турбинные сборки, которые применяются в различных геолого-технических условиях проводки скважин, дали возможность обеспечить проектируемые параметры работы трехшарошечных долот с разными типами опор и вооружения и улучшить показатели турбинного бурения при большом объеме промысловых испытаний и внедрения. Это доказывает то, что был правильно разработан методический подход к целевой модернизации техники и технологии турбинного бурения. Исследовав и определив оптимальные параметры режима бурения в заданных геолого-технических условиях проводки скважин, спроектировав и собрав из готовых турбин турбобуры с адекватной энергетической характеристикой, проведя их испытания и подтвердив ожидаемый рост показателей бурения, было организовано широкое промышленное внедрение модернизированной технологии и обеспечен рост технико-экономических показателей турбинного бурения.

Основным недостатком существующих серийных турбин являются низкие эксплуатационные показатели. Межремонтный период турбинных секций составляет от 180 до 300 ч. Основной причиной такого маленького межремонтного периода является зашламирование межлопаточного пространства. Ранее говорилось, что новая турбина ТВМ-195 имеет гораздо меньшее число лопаток ротора и статора и почти не подвержена зашламованию. ТВМ-195 дает возможность значительно повысить эксплуатационные показатели турбобуров и придумана для целевой модернизации турбинного бурения. Промысловые испытания турбобуров, собранных с новой турбиной проводились при бурении скважин шарошечными долотами на месторождениях Западной Сибири. В конце испытаний было установлено, что турбина ТВМ-195 может обеспечить устойчивую и

эффективную работу трехсекционного турбобура при расходе бурового раствора 28 л/с. Частота вращения – 480÷600 об/мин. Осевая нагрузка на Породоразрушающий инструмент в рабочем режиме составляет 150÷180 кН. Такая же турбина, которая была установлена в двух турбинных секциях, скомпонованна с одной секцией ступеней гидродинамического торможения ГТ сможет понизить рабочее значение частоты вращения до 360÷420 об/мин.

Трехсекционные турбобуры с турбиной ТВМ-195 применялись в ООО «Пурнефтегаз-Бурение», в ООО «ЛУКОЙЛ-Бурение», в Филиале «Тюменбургаз» ДООО «Бургаз» при бурении наклонно направленных скважин в интервале 500÷2000 м с шарошечными долотами с негерметизированными опорами. Расход бурового раствора составлял 28 л/с, осевая нагрузка на Породоразрушающий инструмент 140÷170 кН, плотность 1120÷1150 кг/м³, давление на выкиде насоса около 15 МПа. В результате были получены следующие показатели бурения на уровне показателей серийных турбобуров ЗТСШ1-195 при расходе 32 л/с. Отсюда следует, что уменьшение расхода бурового раствора в 1,14 раз без уменьшения показателей работы долот, является отличным результатом, т.к. при этом значительно растет устойчивость стенок и качество крепления скважины.

В результате показатели отработки импортных долот с редукторным турбобуром и турбиной ТВМ-195 по механической скорости проходки оказались в 1,4-1,6 раза лучше, чем у аналогичного турбобура с серийной турбиной 26/16,5-195. Это объясняется хорошим запасом крутящего момента и механической мощности турбины ТВМ-195.

Межремонтный период турбинных секций с турбиной ТВМ-195 вырос до 450÷500 ч, а это в 1,8÷2,5 раза превосходит этот показатель у турбинных секций с серийными турбинами. Также необходимо отметить, что при использовании новых турбин ни разу не происходило зашламирование турбинных секций, это объясняется большим межлопаточным пространством несимметричной турбины.

Шпиндели ШС-195 применялись в компоновке, как с рабочими парами винтовых двигателей диаметром 195 мм, так и с турбинными секциями серийных турбобуров. Шпиндели ШС-195 испытывались в ОАО «ЛУКОЙЛ-Калининградморнефть», в ООО «ЛУКОЙЛ-Бурение», в Филиале «Тюменбургаз» ДООО «Бургаз» во время бурения наклонно направленных скважин на интервале 500÷2700 м. Расход бурового раствора был 28÷32 л/с, осевая нагрузка на Породоразрушающий инструмент 120÷170 кН, плотность 1120÷1140 кг/м³, давление на выкиде насоса 14,7÷15,9 МПа. При этом устойчиво наблюдалось 2÷3 кратное Увеличение показателей наработки до осевого люфта 4÷5 мм по сравнению с серийными шпинделями. Средний межремонтный период вырос до 250-300 ч. В соответствии с технологическими рекомендациями, шпиндели ШС-195 в основной своей массе собирались как с одним, так и с двумя корпусными стабилизаторами. Заданные параметры траектории ствола скважины всегда строго выдерживались.

При испытаниях осевых опор ПУМ-195 было выявлено, что их использование в шпинделях серийных турбобуров и ВЗД диаметром 195 мм устойчиво обеспечивает рост межремонтного срока службы до 200÷300 ч, что в 2÷3 раза больше, чем показатель серийных осевых резинометаллических опор в сопоставимых условиях бурения скважин. Аналогичный относительный рост имеют показатели надежности серийных шпинделей турбобуров диаметром 240 мм с опорами ПУМ-240 – до 100÷150 ч, что также в 2÷3 раза выше, чем у серийных конструкций. Осевые опоры ПУМ-195 и ПУМ-240, которые устанавливаются в шпинделях серийных гидравлических забойных двигателей, испытывались в ООО «Пурнефтегаз-Бурение», в ООО «ЛУКОЙЛ-Бурение», в Филиале «Тюменбургаз» ДООО «Бургаз», в ОАО «ЛУКОЙЛ-Калининградморнефть».

1.2.3 Модернизация технологии турбинного бурения с алмазными долотами

Турбинное бурение с использованием долот безопорного типа, вооружение которых – это природные или синтетические, алмазные либо поликристаллические алмазосодержащие резцы, является в наши дни серьезной альтернативой самому передовому роторному способу бурения с применением шарошечных долот с герметизированными маслonaполненными опорами. Этот способ бурения принято называть турбоалмазным. Его эффективность также может быть увеличена путем модернизации конструкций и характеристик серийных турбобуров. Главным преимуществом алмазных долот по сравнению с шарошечными является их многократно намного большая износостойкость. Целесообразное применение алмазных долот дает высокий экономический эффект, особенно при бурении нижних интервалов глубоких скважин. Но основным недостатком турбоалмазного бурения является относительно малая механическая скорость проходки. Однако в последнее время были придуманы долота с алмазно-твердосплавными пластинами АТП, которые дают возможность значительно повысить механическую скорость, даже по сравнению с долотами шарошечного типа. Анализ показал, что современное Российское турбоалмазное бурение выполняется при низких осевых нагрузках на Породоразрушающий инструмент, хотя расход бурового раствора часто повышен. Это значит, что при больших глубинах бурения алмазное Породоразрушающий инструмент часто недогружено, работа турбобура выполняется с «навеса», а частота вращения долота существенно превышает необходимую оптимальную величину, в правой неэффективной зоне кривой мощности, которая близка к режиму холостого хода. Все это приводит к уменьшению механической скорости проходки алмазных долот и, следовательно, к недобору проходки за рейс в турбоалмазном бурении.

В последнее время во время бурения нижних интервалов скважин (от 2000 до 3000 м) стали использоваться безопорные долота с алмазно-твердосплавными пластинами (АТП) типа БИТ и другие. Эти долота дают механические скорости на уровне сопоставимом с уровнем шарошечных долот,

проходки за рейс составляют от 500 до 1000 м, а в целом одно Породоразрушающий инструмент АТП эффективно обрабатывает от 2000 до 4000 м в нескольких скважинах. Самым лучшим вариантом турбобура для долот АТП на сегодняшний день является модернизированный редукторный турбобур, который собран с высокомоментной турбиной ТВМ-195.

Турбобур с турбиной ТВМ-195 имеет большой запас крутящего момента, чем турбобур с серийной турбиной 26/16,5+195. Также частота вращения на рабочем режиме у этой турбины – 240 об/мин, что на 90 об/мин лучше, чем у серийной турбины, т.к. обеспечивает большую механическую скорость проходки. Говоря о другой серийной турбине – А7Н4С, то она оказывается неконкурентоспособной из-за слишком высокого перепада давления.

В результате промысловых испытаний модернизированного редукторного турбобура с турбиной ТВМ+195 с долотами АТП типа 215,9 БИТ-М5 при разработке скважин было выявлено, что в интервале 1800÷3085 м механическая скорость проходки составляла от 11,8 до 14,5 м/ч, что в 1,12÷1,4 раз выше, чем у редукторного турбобура с серийной турбиной 26/16,5+195 с долотами типа БИТ в похожих условиях.

В ПО «Белоруснефть» при бурении на интервале от 3400 до 4100 метров безопорными долотами ИСМ+215,9 в солевых отложениях проводились испытания модернизированного турбобура, который являлся трехсекционным турбобуром, который был собран на базе турбинных секций А7Ш и оснащен высокомоментной турбиной ТВМ-195. Расход бурового раствора составлял 24 л/с, плотность 1410 кг/м³. Общее время работы турбобура 3ТВМ-195 составило 672 ч.

В ходе испытаний выяснилось, что у серийного турбобура 3А7Ш перепад давления чрезвычайно увеличивается от тормозного режима к холостому – с 7,7 до 12,8 МПа соответственно, а у модернизированного турбобура наоборот, снижается с 8,0 до 5,2 МПа. Такой характер линии давления демонстрирует явные плюсы модернизированного турбобура в сравнении с серийным, т.к.

работа турбобура при бурении глубоких интервалов в основном происходит в правой зоне характеристики. Поэтому при работе рассмотренных турбобуров разница в величинах перепадов давлений составляет примерно 3,0÷4,0 МПа. Эта разница станет заметнее и может достигнуть 6,0 и более МПа в случае, если турбобур будет работать в холостом режиме.

Также были проведены испытания стабилизированного шпинделя ШС-195. В результате было установлено, что наработка на отказ шпинделя ШС-195 составила 349 ч, что в 3,15 раз больше чем у серийных шпинделей турбобуров ЗА7Ш с шаровой опорой.

1.2.4 Перспективы применения низколитражного высоконапорного бурения

Разработка и реализация результативной гидравлической программы – это значительная часть оптимизации процесса проводки скважин. Обычно выбор расхода промывочной жидкости производится только исходя из требований перемещения бурового шлама по затрубному пространству. Турбобур с разделенным потоком дает возможность обеспечить уменьшение удельного расхода промывочной жидкости, которая подается на забой. В таком режиме промывки уменьшается дифференциальное давление на забой; меньшая турбулизация потока ведет к уменьшению водоотдачи в пласт, что приводит к росту эффективности строительства скважины.

Положительные результаты, которые были получены при бурении турбобурами с разделенным потоком, позволяют по новому рассматривать некоторые вопросы турбинного способа бурения.

Широкомасштабные промысловые проверки турбобуров с разделенным потоком, изобретенных лабораторией высокомоментных турбобуров ВНИИБТ, как средство борьбы с искривлением стволов скважин и рост показателей работы долот, показали возможность существенного уменьшения удельного

расхода промывочной жидкости, подаваемого на единицу площади забоя скважины.

Режим промывки этими турбобурами значительно отличается от обычных тем, что на забой подается не вся, а только часть жидкости, которая закачивается в скважину.

Испытания проводились в мягких породах и очень крепких породах при механических скоростях бурения от 60,0 до 1,5 м/ч. На забой скважин диаметром 269,9 - 311,1 мм подавалось 7,5 - 20 л/с при скорости истечения из насадки 90 - 120 м/с. Так на забой подавалось в 2,5-5 раз меньше жидкости, чем реально применяется на практике массового бурения и чем рекомендовано исследованиями.

Сравнение показателей работы однотипных шарошечных долот диаметром 295,3 мм при обычном и низколитражном режиме промывки проводилось чередованием рейсов турбобуров с разделенным потоком и серийных. При этом сравниваемые турбобуры имели равную энергетическую характеристику.

Таблица 2 - Сравнение показателей работы долот при чередовании рейсов турбобуров ТВК и ЗА9Ш на скважинах «Белоруснефть» и «Белнефтеразведка»

| Тип турбобура | Объем бурения, м | Кол -во рейсов | Время бурения, ч | Режим бурения | | | Режим промывки | | Средние показатели | |
|---------------|------------------|----------------|------------------|---------------|---------|---------|----------------|-------------------------|---|-------------------|
| | | | | G, тс | Qн, л/с | Rн, МПа | Qд, л/с | Скорость истечения, м/с | Проходка на Породоразрушающий инструмент, м | Мех скорость, м/ч |
| ТВК1-270 | 2055 | 23 | 237,35 | 12-16 | 42-44 | 12-14 | 12-14 | 110-120 | 90 | 8,7 |
| ЗА9Ш | 1438 | 22 | 221,35 | 12-16 | 40 | 12-14 | 34-36 | 15 | 66 | 6,5 |

Было выявлено, что механическая скорость бурения и проходка на Породоразрушающий инструмент при работе на турбобурах с разделенным потоком больше, чем при работе на турбобурах с негидромониторной

высоколитражной промывкой. Эта разница в показателях демонстрирует преимущество гидромониторной промывки со уменьшенным расходом в сравнении с обычной негидромониторной высоколитражной промывкой.

В данных исследованиях условия промывки скважины всегда оставались неизменными. Во всех случаях в скважину закачивалось одинаковое количество жидкости от 35 до 50 л/с. Это очень значимое обстоятельство, т.к. в этом случае удастся исключить воздействие дифференциального давления на показатели работы долот. Таким образом в кольцевом пространстве, поддерживалась средняя скорость восходящего потока от 0,8 до 1,0 м/с.

Возможность резкого уменьшения расхода при роторном бурении, в случаях, когда уменьшается и скорость восходящего потока в кольцевом пространстве, проверялась также при бурении в условиях Припятского прогиба.

Обычно роторное бурение в регионах велось гидромониторными шарошечными долотами диаметром 295,3 мм при работе двух насосов. При этом обеспечивался расход 35-40 л/с при скорости истечения 40-50 м/с.

Изучаемый низколитражный режим можно было охарактеризовать уменьшением расхода до 15-25 л/с при скорости истечения из гидромониторной насадки 75-125 м/с. Скорость восходящего потока при этом была от 0,3 до 0,5 м/с. Оценка результатов исследований велась сопоставлением режимов промывки по чередующимся рейсам и сопоставлением показателей работы долот по сопоставимым скважинам. Во время бурения при уменьшенных расходах проводилось наблюдение за выносом шлама и состоянием ствола скважины. После проведения экспериментов было установлено, что уменьшение расхода при росте скорости истечения из насадки позитивно влияет на показатели работы долот.

Несмотря на малую скорость восходящего потока, зашламления ствола скважины не происходило. Кроме того, низкая скорость восходящего потока благоприятно влияет на состоянии стенок скважины снижая их размыв. Меньшая турбулизация потока ведет к уменьшению водоотдачи в пласт, в

результате чего стенки скважины лучше сохраняют устойчивость. Это дает возможность снизить плотность промывочной жидкости в тех случаях, когда ее поддерживают на высоком уровне для сохранения устойчивости стенок скважины, что обеспечивает рост эффективности процесса бурения. Еще при таком режиме промывки падает дифференциальное давление на забой из-за уменьшения потерь давления в затрубном кольцевом пространстве, что также позитивно сказывается на процессе бурения.

При бурении обычными турбобурами с неразделенным потоком применение низколитражной промывки осложнено тем, что рабочая жидкость, не только выполняет функции промывки, но и функцию передачи мощности на турбобур. При уменьшении подачи насосов резко падает крутящий момент турбобура и частота вращения. Усовершенствование качества промывки забоя в этом случае не сможет компенсировать уменьшение механической мощности на долоте. Однако, уменьшение подачи насосов именно при турбинном бурении крайне желательно, так как необходимость иметь в постоянной напряженной работе два насоса или один, который работает без резерва по допустимому давлению, является одним из главных изъянов современного турбинного бурения. Переход на работу с одним буровым насосом, работающим с запасом по допустимому давлению, даст возможность резко увеличить эффективность турбинного способа бурения.

Таблица 3 – Сравнение характеристик турбобуров

| Турбобур | Кол-во секций | Расход рабочей жидкости, л/с | Рабочий вращающий момент, кгс*м | Рабочая частота вращения, об/мин | Перепад давления на турбобуре Рт, МПа | Перепад давления в долоте, Рд, МПа | Перепад давления в гидравл. тракте, Ртр, МПа | Перепад давления на бур. насосах при 3000 м, Рн, МПа | Диаметр втулок (мм), кол. насосов, Рдоп, МПа |
|------------------------------------|---------------|------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|------------------------------------|--|--|--|
| ЗТСШ-240 | 3 | 34 | 285 | 450 | 6,6 | 3,0 | 6,4 | 16,0 | 150x2-19,0 |
| ЗТСШ-240 с низколитражной турбиной | 3 | 24 | 285 | 550 | 10,8 | 3,2 | 2,0 | 16,0 | 150x1-19,0 |

Это достигается путем разработки низколитражных ступеней турбин. При постоянном количестве ступеней турбин получить заданный вращающий

момент при понижении расхода промывочной жидкости можно, увеличив соответственно окружную скорость вращения вала и расчетный радиус турбины, следовательно нужно спроектировать новую быстроходную турбину со сниженной длиной лопаток и меньшим коэффициентом расхода.

1.3. Выводы

Видно, что энергетические характеристики сравниваемых турбобуров похожи между собой. Турбобур с низколитражной турбиной имеет существенно более сильный перепад давления, но при снижении потерь давления в буровом тракте, суммарное давление на стояке при глубине скважины 3000 м одинаково. Однако возможность осуществлять турбинное бурение при низколитражном режиме промывки от одного бурового насоса при рабочем давлении существенно наименьшем допустимого ($P_{\text{раб}} < 0,8P_{\text{доп}}$) резко поднимет производительность использования календарного времени за счет снижения времени ремонтных работ. Это увеличит так же область эффективного применения турбинного способа бурения особенно при использовании безопорных долот типа PDC с высокой длительностью непрерывного рейса.

Отсюда следует, что бурение с уменьшенным расходом промывочной жидкости возможно и целесообразно как в роторном, так и в турбинном бурении и является грамотным способом увеличения технико-экономических показателей бурения.

Хорошим подтверждением целесообразности широкого применения данного положения является публикация материалов, полученных в США (штат Луизиана) компаниями BP America, Schlumberger, Reed-Nycalog, при бурении скважин с использованием долот режущего типа, которые оснащены поликристаллическими алмазными вставками при малых расходах бурового раствора.

2 Анализ существующих конструкций

2.1 Патентно-информационный поиск

Патент № 2172383 от 20.08.2001г.

Изобретение относится к нефтегазодобывающей промышленности, в частности к устройствам, применяемым при бурении скважин. Сущность изобретения заключается в том, что рабочие торцы дисков осевой опоры снабжены твердосплавными выступающими вставками, размещенными по окружности трения, при этом минимальный просвет между ними меньше поперечного размера вставки по той же окружности, причем невращающийся диск установлен с возможностью взаимодействия с корпусом через эластичный элемент посредством не менее трех радиальных выступов, выполненных на тыльном торце диска и контактирующих с радиальными впадинами на торцевых поверхностях эластичных элементов. Изобретение обеспечивает Увеличение надежности осевой опоры забойного двигателя при работе в условиях сильно абразивной среды.

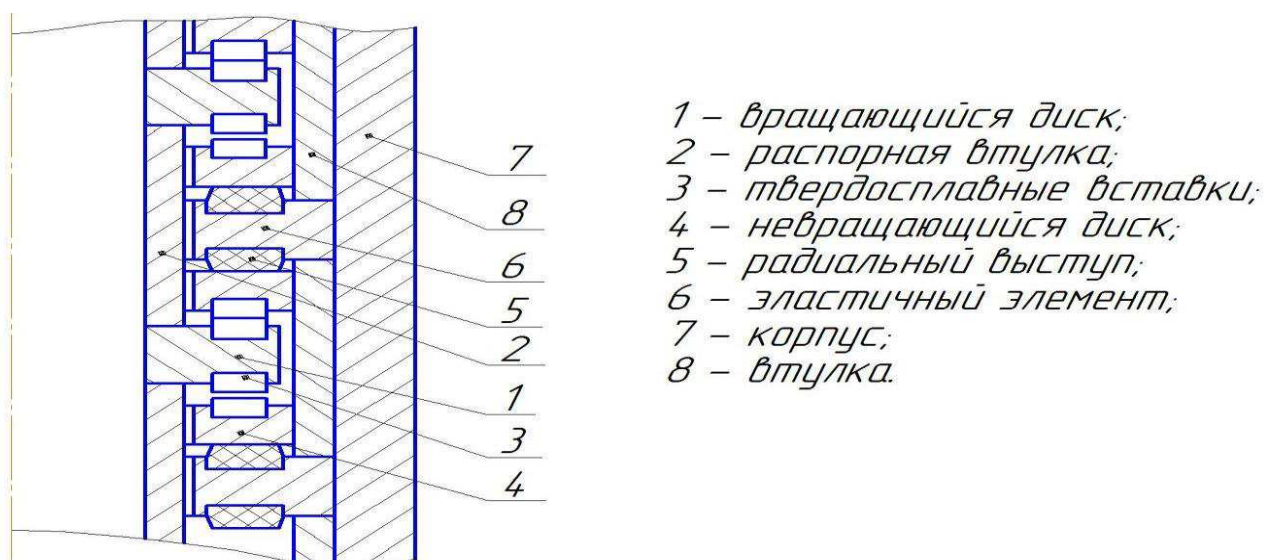


Рисунок 4.1 - Осевая опора скольжения

Осевая опора скольжения забойного двигателя, содержащая установленные на валу вращающиеся диски, размещенные в корпусе невращающиеся диски и эластичные элементы, отличающаяся тем, что рабочие торцы дисков снабжены твердосплавными выступающими вставками, размещенными по окружности трения, при этом минимальный просвет между ними меньше поперечного размера вставки по той же окружности, причем невращающийся диск установлен с возможностью взаимодействия с корпусом через эластичный элемент посредством не менее трех радиальных выступов, выполненных на тыльном торце диска и контактирующих с радиальными впадинами на торцевых поверхностях эластичных элементов.

Данная осевая опора скольжения повышает надежность забойного двигателя при работе в условиях сильно абразивной среды.

Патент № 2174584 от 10.10.2001г.

Изобретение относится к турбинному бурению глубоких скважин, в частности к выполнению турбины турбобура. Ступень давления турбины турбобура состоит из ступицы статора, запрессованного в ней статорного лопаточного венца, имеющего внутренний обод, при этом хорда лопаток статорного венца наклонена к плоскости, перпендикулярной оси ступени давления турбины, под углом, не превышающим 50° . Внутренняя поверхность большего диаметра статорного лопаточного венца скруглена радиусом R , центр которого располагается со стороны оси ступени давления турбины. Внутрь ступицы статора и запрессованного в ней лопаточного венца свободно вставляется ступица ротора с напрессованным на ней роторным лопаточным венцом. При этом хорда лопаток роторного венца наклонена к плоскости, перпендикулярной оси ступени давления турбины, под углом не менее чем в 70° . Лопатки роторного венца имеют гарантированный зазор Z относительно ступицы статора, укладываемый в диапазон значений от 0,1 до 0,2 от радиальной высоты h_3 лопаток роторного венца. Изобретение обеспечивает

увеличение срока службы осевых опор турбобура и в целом увеличение межремонтного срока эксплуатации турбобура.

1. Ступень давления турбины турбобура, состоящая из ступицы статорной ступени давления с закрепленным в ней статорным лопаточным венцом, имеющим внутренний обод, и роторной ступени давления, состоящей из ступицы роторной ступени давления с закрепленным на ней роторным лопаточным венцом, отличающаяся тем, что радиальный зазор между концами лопаток роторного венца и соответствующей ему статорной ступицы укладывается в пределы диапазона значений от 0,1 до 0,2 от радиальной высоты лопаток роторного венца.

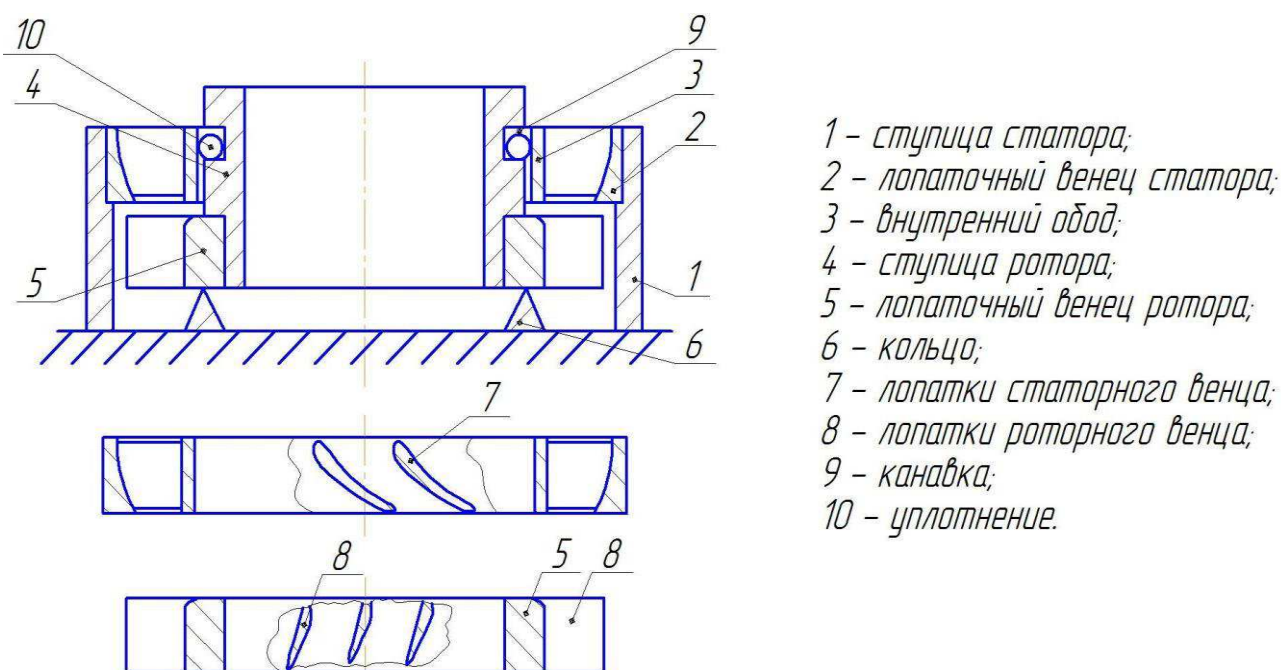


Рисунок 4.2 - Ступень давления турбины турбобура

2. Ступень давления турбины турбобура, выполняемая по п.1, отличающаяся тем, что статорный лопаточный венец имеет внутреннюю поверхность большего диаметра, описанную радиусом, центр которого располагается со стороны оси ступени давления турбины.

3. Ступень давления турбины турбобура, выполняемая по п.1, отличающаяся тем, что наклон хорды лопаток статорного венца к плоскости, перпендикулярной оси ступени давления турбины, отличается от наклона

хорды лопаток роторного венца к той же плоскости на угол более чем 20° , при этом хорда лопаток статорного венца наклонена к указанной плоскости на угол не более чем в 50° , а хорда лопаток роторного венца - на угол не менее чем в 70° .

4. Ступень давления турбины турбобура, выполняемая по п.1, отличающаяся тем, что ступица роторной ступени давления турбины имеет упругое уплотнение, контактирующее с внутренней поверхностью обода статорного лопаточного венца.

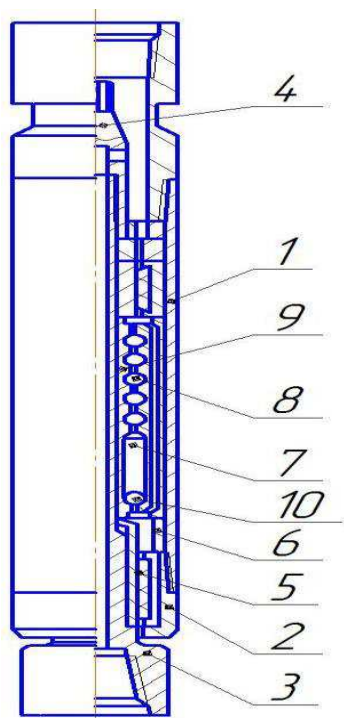
5. Ступень давления турбобура, выполняемая по п.1, отличающаяся тем, что на внешней поверхности ступицы роторной ступени давления турбины выполняется резьбовая нарезка.

Данная ступень давления турбины турбобура дает возможность бурить турбобуром в любых геологических формациях, в том числе и склонных к частичным или полным поглощениям бурового раствора, при этом позволяя за счет увеличения безотказного срока службы осевых опор турбобура существенно увеличить его межремонтный срок эксплуатации.

Патент № 2231606 от 27.06.2004г.

Изобретение относится к области бурения скважины, в частности, к забойным двигателям. Шпиндель включает корпус с ниппельной гайкой, полый вал с входным отверстием в соединительной полумуфте, верхнюю и нижнюю радиальные опоры скольжения, гидравлически связанные друг с другом периферийными каналами, установленные между радиальными опорами скольжения верхнее и нижнее уплотнения, дроссель, радиально-упорные подшипники качения и смазочную камеру с внутренними и внешними обоймами, регулировочные элементы в корпусе и на полом валу. Регулировочные элементы выполнены в виде амортизаторов, например, прорезных или тарельчатых пружин, одни из которых с наибольшей жесткостью установлены в верхней части корпуса над радиально-упорными

подшипниками качения, другие с меньшей жесткостью - на полом валу под радиально-упорными подшипниками качения или под нижним уплотнением, размещенным в смазочной камере в виде подвижного тороидального полого кольца. Периферийные каналы выполнены внутри внешних обойм уплотнений, радиально-упорных подшипников качения и смазочной камеры. Дроссель установлен над верхней радиальной опорой скольжения. Изобретение обеспечивает Увеличение надежности, долговечности работы шпинделя.



- 1 – корпус;
- 2 – ниппельная гайка;
- 3 – полый вал;
- 4 – полумуфта;
- 5 – радиальная опора;
- 6 – втулка;
- 7 – смазочная камера;
- 8 – подшипник качения;
- 9 – внутренняя обойма;
- 10 – уплотнение.

Рисунок 4.3 - Шпиндель забойного двигателя

1. Шпиндель забойного двигателя, включающий корпус с ниппельной гайкой, полый вал с входным отверстием в соединительной полумуфте, верхнюю и нижнюю радиальные опоры скольжения, гидравлически связанные друг с другом периферийными каналами, установленные между радиальными опорами скольжения верхнее и нижнее уплотнения, дроссель, радиально-упорные подшипники качения и смазочную камеру с внутренними и внешними обоймами, регулировочные элементы в корпусе и на полом валу, отличающийся тем, что регулировочные элементы выполнены в виде амортизаторов, например прорезных или тарельчатых пружин, одни из

которых, с наибольшей жесткостью, установлены в верхней части корпуса над радиально-упорными подшипниками качения, другие, с меньшей жесткостью, - на полом валу под радиально-упорными подшипниками качения или под нижним уплотнением, размещенным в смазочной камере в виде подвижного тороидального полого кольца, при этом периферийные каналы выполнены внутри внешних обойм уплотнений, радиально-упорных подшипников качения и смазочной камеры, а дроссель установлен над верхней радиальной опорой скольжения.

2. Шпиндель по п.1, отличающийся тем, что под нижней радиальной опорой скольжения в ниппельной гайке установлен дополнительный дроссель.

3. Шпиндель по любому из пп.1 и 2, отличающийся тем, что дроссели образованы верхней и нижней радиальными опорами скольжения.

4. Шпиндель по любому из пп.1-3, отличающийся тем, что снабжен дополнительными амортизаторами, размещенными в корпусе под радиально-упорными подшипниками качения и на полом валу над радиально-упорными подшипниками качения, причем их жесткость меньше, например, в два раза, чем у соответствующих им амортизаторов, установленных в верхней части корпуса и под радиально-упорными подшипниками качения или под нижним уплотнением на полом валу.

5. Шпиндель по любому из пп.1-4, отличающийся тем, что на сопрягаемых с внутренней и внешней обоймами смазочной камеры поверхностях подвижного тороидального полого кольца под углом к ним образовано не менее двух кольцевых гребешков, в которых выполнены косые радиальные надрезы, смещенные на соседних кольцевых гребешках относительно друг друга.

6. Шпиндель по любому из пп.1-5, отличающийся тем, что внутри подвижного тороидального полого кольца размещена тороидальная винтовая пружина.

7. Шпиндель по любому из пп.1-6, отличающийся тем, что на соединительной полумуфте образована правая винтовая лопасть, верхняя часть которой выполнена касательной снизу к входному отверстию.

Данный шпиндель забойного двигателя повышает эффективность функционирования устройства, технический результат заключается в повышении надежности и долговечности работы шпинделя. Особенность шпинделя заключается в том, что под нижней радиальной опорой скольжения в ниппельной гайке установлен дополнительный дроссель, дроссели образованы верхней и нижней радиальными опорами скольжения, снабжен дополнительными амортизаторами, причем их жесткость меньше.

Патент № 2277189 от 27.05.2006г.

Изобретение относится к области буровой техники, в частности к осевым опорам шпиндельных секций забойных двигателей, предназначенных для бурения нефтяных и газовых скважин. Многоступенчатая осевая опора состоит из наружных и внутренних колец, дисков и подпятников с эластичными элементами, расположенных между торцами дисков. Эластичные элементы подпятников в каждой ступени осевой опоры установлены между торцами дисков с возможностью предварительного сжатия по торцам. Технический результат - Увеличение надежности и работоспособности многоступенчатой осевой опоры за счет повышения несущей способности и равномерного распределения осевой нагрузки по ступеням.

1. Многоступенчатая осевая опора, состоящая из наружных и внутренних колец, дисков и подпятников с эластичными элементами, расположенных между торцами дисков, отличающаяся тем, что эластичные элементы подпятников в каждой ступени осевой опоры установлены между торцами дисков с возможностью предварительного сжатия по торцам, при этом степень сжатия эластичных элементов в условиях упругой податливости осевой опоры

определяется соотношением $0,009*L < l < 0,022*L$, где L – высота эластичного элемента подпятника, l – высота внутреннего кольца осевой опоры.

2. Многоступенчатая осевая опора по п.1, отличающаяся тем, что эластичный элемент по боковым поверхностям прочно связан с корпусом и втулкой подпятника, приклеен.

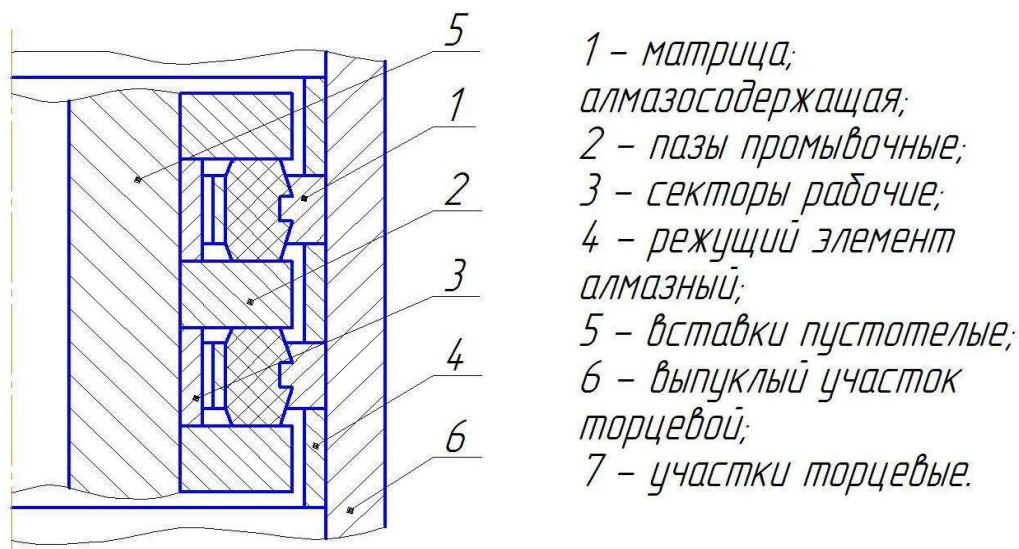


Рисунок 4.4 - Многоступенчатая осевая опора

Данная многоступенчатая осевая опора повышает надежность и работоспособность за счет повышения несущей способности и равномерного распределения осевой нагрузки по ступеням.

Патент № 2236534 от 20.09.2004г.

Изобретение относится к турбинному бурению глубоких скважин. Вихревая ступень давления турбины состоит из ступицы статора, в которую запрессовывается лопаточный венец статора, который имеет внутренний обод. Лопатки статорного лопаточного венца имеют хорду профилей лопаток, которая наклонена к плоскости, перпендикулярной продольной оси ступени давления турбины под углом α , не превышающим 50° . Внутри ступицы статора и обода вставляется роторная ступень давления турбины, которая имеет ступицу, на которую напрессовывается лопаточный венец, имеющий наружный

обод. Лопатки роторного венца имеют задний установочный угол β , определяемый наклонной к плоскости, перпендикулярной продольной оси ступени давления турбины, линией. Угол β находится в пределах диапазона значений от 40 до 80°. Внешняя лицевая поверхность лопаток выполняется выпуклой и очерчивается одним или несколькими радиусами, плавно сопрягающими выходные кромки лопаток с их входными округленными кромками. Центры этих радиусов располагаются со стороны линии, определяющей задний установочный угол лопаток роторного лопаточного венца. Изобретение обеспечивает Увеличение КПД турбины при снижении гидравлической нагрузки на ее ротор.

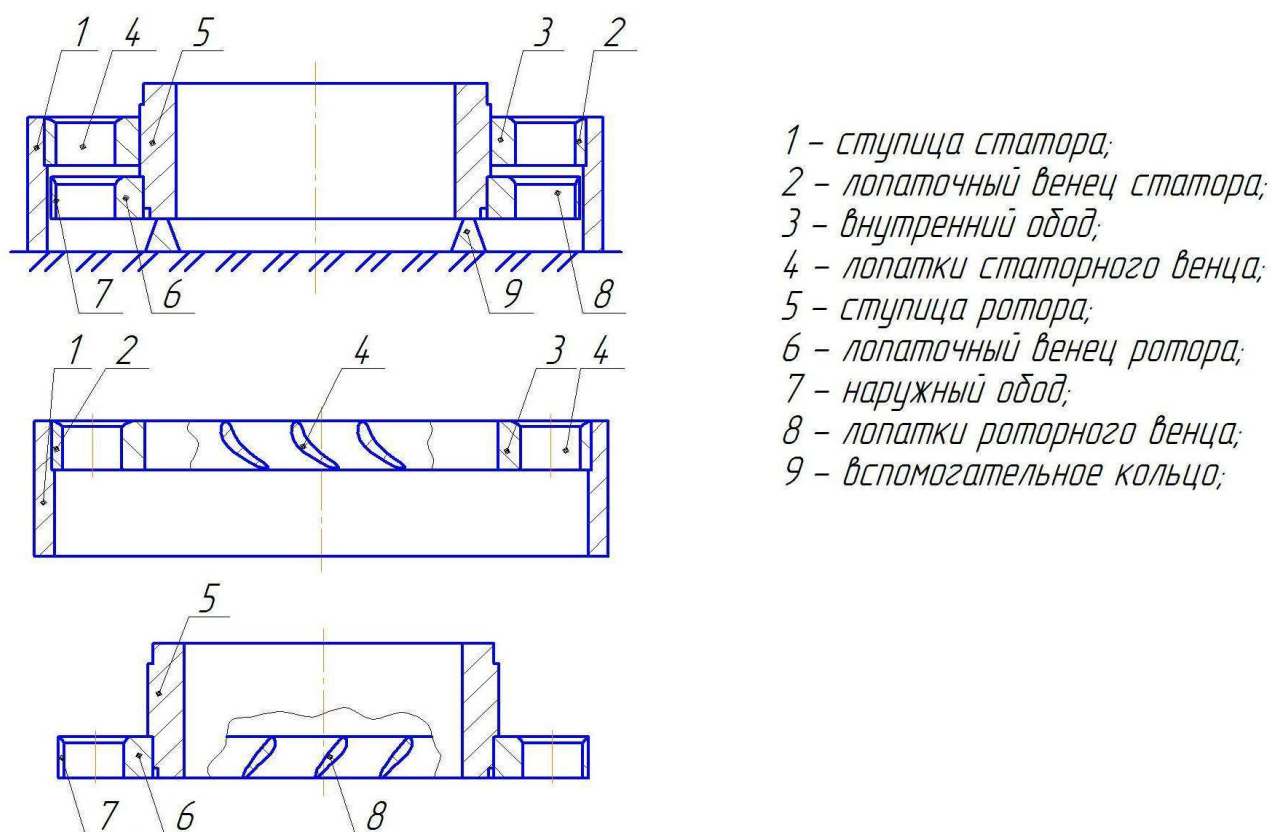


Рисунок 4.5 - Верхняя ступень давления турбины турбобура

Вихревая ступень давления турбины турбобура, состоящая из ступицы статорной ступени давления и статорного лопаточного венца, имеющего внутренний обод, при этом наклон хорды профиля лопаток статорного венца к плоскости, перпендикулярной оси ступени давления турбины, не превышает

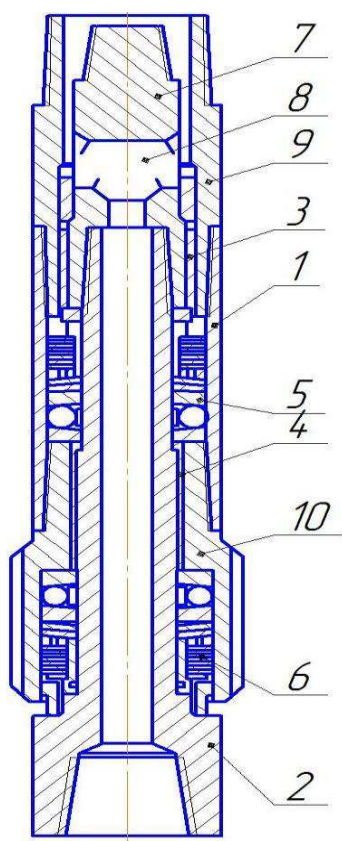
50°, и роторной ступени давления, состоящей из ступицы и роторного лопаточного венца, имеющего наружный обод, отличающаяся тем, что линия, определяющая задний установочный угол лопаток роторного лопаточного венца наклонена к плоскости, перпендикулярной оси ступени давления турбины, на угол от 40 до 80°, при этом внешняя лицевая поверхность лопаток роторного лопаточного венца выполняется выпуклой и очерчивается одним или несколькими радиусами, плавно сопрягающими лицевые подрезанные выходные кромки лопаток с их входными округленными кромками, центры этих радиусов располагаются со стороны линии, определяющей задний установочный угол лопаток роторного лопаточного венца.

Верхняя ступень давления турбины турбобура обеспечивает Увеличение коэффициента полезного действия турбины при снижении гидравлической нагрузки на ее ротор.

Патент № 2206695 от 20.06.2003г.

Изобретение относится к технике бурения скважин и может быть использовано при бурении нефтяных и газовых скважин. Сущность изобретения заключается в том, что шпиндель содержит корпус, полый вал, радиальные и осевые опоры, соединительную муфту с окнами для пропуска промывочной жидкости через полый вал, верхний переводник и ниппель. Полый вал имеет возможность ограниченно перемещаться в корпусе вдоль оси. Он также содержит гидравлический упор с отбойной фаской, установленный на соединительную муфту ниже окон для пропуска промывочной жидкости, снабжен кольцевыми уплотнениями, установленными в расточках в корпусе и в ниппеле, радиальные и осевые опоры установлены ниже гидравлического упора и расположены между кольцевыми уплотнениями. Изобретение дает возможность снизить просачивание промывочной жидкости в опорные узлы шпинделя, снизить коэффициент трения, предотвратить растрескивания и преждевременное разрушение шаров осевых опор.

1. Шпиндель забойного двигателя, содержащий корпус, установленный в нем с возможностью ограниченного осевого перемещения полый вал, радиальные и осевые опоры, соединительную муфту с окнами для пропуска промывочной жидкости через полый вал, верхний переводник и ниппель, установленные на корпус, отличающийся тем, что он содержит гидравлический упор с выполненной на его торце отбойной фаской, установленный на соединительную муфту ниже окон для пропуска промывочной жидкости, и снабжен кольцевыми уплотнениями, установленными в выполненных расточках в корпусе и в ниппеле, а радиальные и осевые опоры установлены ниже гидравлического упора и расположены между кольцевыми уплотнениями.



- 1 – корпус;
- 2 – полый вал;
- 3 – верхняя радиальная опора;
- 4 – нижняя радиальная опора;
- 5 – осевая опора;
- 6 – поршневые кольца;
- 7 – соединительная муфта;
- 8 – проходные окна;
- 9 – переводник;
- 10 – ниппель.

Рисунок 4.6 - Шпиндель забойного двигателя

2. Шпиндель по п.1, отличающийся тем, что гидравлический упор и кольцевые уплотнения выполнены в виде поршней с поршневыми кольцами, причем в кольцевых уплотнениях поршневые кольца чередуются с

плавающими дистанционными кольцами, выполненными с наружным диаметром, равным диаметру соответствующих расточек в корпусе и в ниппеле.

3. Шпиндель по любому из пп.1 и 2, отличающийся тем, что осевые опоры выполнены в виде однорядных упорных шарикоподшипников с опорными поверхностями, выполненными в виде внутренних поверхностей конуса, наклоненных к основанию конуса под углом в пределах 1-100.

4. Шпиндель по любому из пп.1-3, отличающийся тем, что пространство между корпусом с ниппелем и полым валом.

Шпиндель забойного двигателя даст Уменьшение просачивание промывочной жидкости в опорные узлы шпинделя, снизит коэффициент трения, предотвратит растрескивание и преждевременное разрушение шаров осевых опор.

2.1.1 Выводы

В результате проведенного патентно-информационного обзора сделан вывод о необходимости целевой улучшения и модернизации серийно выпускаемых турбобуров, внедрение этого дает возможность провести техническое перевооружение турбинного бурения, повысить его эффективность, улучшить технико-экономические показатели.

Для достижения данной цели после проведенного патентно-информационного обзора существует возможность решить поставленные задачи касательно:

Технической модернизации конструкций серийных турбобуров.

Обновления морально устаревшего парка забойных двигателей.

Комплексного подхода к оптимизации технологического процесса.

Перехода на низколитражный режим бурения.

Работы с низкооборотными и среднеоборотными долотами.

Работы с низкооборотными и среднеоборотными алмазными долотами.

2.2 Техническое предложение

На основе изучения и анализа научных публикаций и патентов ведущих предприятий, ОАО НПО «Буровая техника» - ВНИИБТ, ООО «Велл Процессинг» предлагается сделать следующую комплексную модернизацию серийного трехсекционного шпиндельного турбобура ЗТСШ1-195 и редукторного турбобура ТРМ-195 для совершенствования технологии и технических средств турбинного бурения.

Проектирование новой низколитражной турбины на основе высокомоментной турбины ТВМ-195. Расчет параметров производится при расходе бурового раствора 24 л/с. Определяются основные геометрические и кинематические параметры новой турбины. Полученные энергетические параметры обеспечивают работу с низкооборотными и среднеоборотными шарошечными долотами. Для обеспечения работы с алмазными долотами модернизированный турбобур оснащается редуктором-вставкой. Новая турбина также повышает наработку на отказ в 2-3 раза по сравнению с серийной турбиной 26/16,5-195.

С целью повышения эксплуатационных показателей турбобура предлагаю провести модернизацию турбобура на основе технологии апгрейда заменой и комбинированием осевых опор и шпиндельной секции (в частности рассмотреть ШС-195, ПУМ-195) для применения шарошечных и алмазных долот.

3 Расчетная часть

3.1 Расчет энергетических параметров

Исходные данные:

расход жидкости $Q=24$ л/с;

диаметр статора $D_c = 165$ мм;

диаметр ротора $D_p = 80$ мм.

При расходе жидкости 28 л/с обеспечивается частота вращения вала $n=540$ об/мин. Исходя из этого, по частной формуле подобия, частота вращения вала при расходе 24л/с будет составлять, об/мин.:

$$n = \frac{540 \cdot 24}{28} = 462.86$$

Угловая скорость вала, c^{-1} :

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.1)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 462,86}{30} = 48,45$$

Средний диаметр турбобура, мм:

$$D_{cp} = \frac{D_c + D_p}{2} \quad (3.2)$$

$$D_{cp} = \frac{165 + 80}{2} = 122,5$$

Определяем окружную скорость, м/с:

$$u = \frac{\omega \cdot D_{\text{cp}}}{2} \quad (3.3)$$

$$u = \frac{48,45 \cdot 0,1225}{2} = 2,97$$

Радиальная длина лопасти, мм:

$$l = \frac{D_1 - D_2}{2} \quad (3.4)$$

где D_1 – наружный диаметр канала ступени турбины, мм;

D_2 – внутренний диаметр канала ступени турбины, мм.

$$l = \frac{146 - 104}{2} = 21$$

Осевая скорость потока, м/с

$$V_z = \frac{Q}{\pi \cdot D_{\text{cp}} \cdot l} \quad (3.5)$$

$$V_z = \frac{0,024}{3,14 \cdot 0,1225 \cdot 0,021} = 2,96$$

Степень реактивности принимаем $m_p = 0,25$ так как большая часть эффективного напора срабатывается в статоре турбины. Таким образом, степень активности равен:

$$m_a = 1 - m_p = 1 - 0,25 = 0,75$$

Коэффициент циркуляции:

$$\sigma = \frac{V_{1u} - V_{2u}}{u} \quad (3.6)$$

где V_{1u} – проекция абсолютной скорости потока жидкости, протекающего через статор, на направление окружной скорости турбины;

V_{2u} – проекция абсолютной скорости потока жидкости, протекающего через ротор, на направление окружной скорости турбины.

Так как лопатки статора имеют профиль близкий к низкоциркулятивному типу, а лопатки ротора к нормально циркулятивному типу, коэффициент циркуляции берем равным $\sigma = 0,9$.

Тогда разность окружных составляющих абсолютной скорости будет равен:

$$V_{1u} - V_{2u} = \sigma \cdot u = 0,9 \cdot 2,97 = 2,673$$

Строим треугольник скоростей на выходе и входе решетки лопастей турбины.

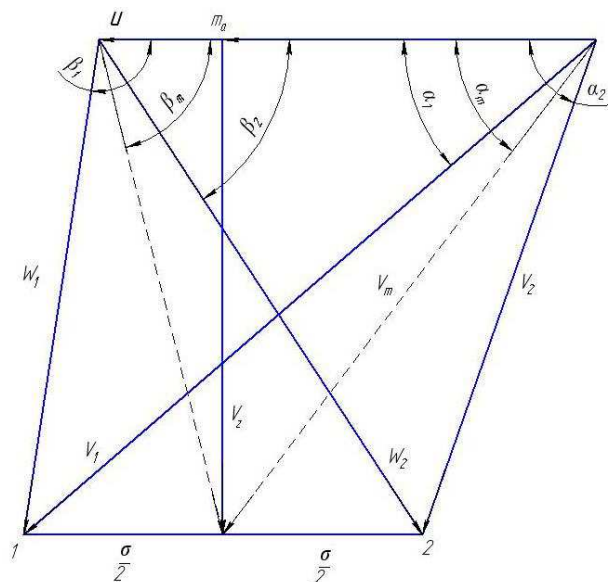


Рисунок 3.1 План скоростей турбины

Шаг решетки турбины, мм:

$$t = \frac{\pi \cdot D_{cp}}{z_p} \quad (3.7)$$

где z_p – число лопастей.

Шаг решетки ротора, мм:

$$t_p = \frac{3,14 \cdot 122,5}{23} = 16,72$$

Шаг решетки статора, мм:

$$t_c = \frac{3,14 \cdot 122,5}{16} = 24,04$$

Определяем эффективный напор одной ступени турбины, м:

$$\Delta H = \frac{u}{g} \cdot (V_{1u} - V_{2u}) \quad (3.8)$$

$$\Delta H = \frac{2,97}{9,8} \cdot 2,673 = 0,81$$

Расчетный крутящий момент, развиваемый на ступени ротора, Н · м:

$$M_{кр ст} = \rho \cdot Q \cdot (V_{1u} - V_{2u}) \cdot \frac{D_{cp}}{2} \quad (3.9)$$

$$M_{кр ст} = 1410 \cdot 0,024 \cdot 2,673 \cdot \frac{0,1225}{2} = 5,54$$

Расчетный крутящий момент турбобура, Н · м:

$$M_{кр} = M_{кр ст} \cdot z \quad (3.10)$$

где z – число ступеней турбобура.

$$M_{кр} = 5,54 \cdot 357 = 1978 \approx 2000$$

Таким образом, у нас обеспечивается крутящий момент турбобура 1900-2100 Н · м.

Тормозной момент турбобура, Н · м:

$$M_T = M_{кр} \cdot 2 \quad (3.11)$$

$$M_T = 2000 \cdot 2 = 4000$$

Полезная мощность турбины, кВт:

$$N_n = M_{кр} \cdot \omega \quad (3.12)$$

$$N_n = 2000 \cdot 48,45 = 96,9$$

Эффективный перепад давления, МПа:

$$P_3 = \rho \cdot u^2 \cdot z \quad (3.13)$$

$$P_3 = 1410 \cdot 2,97^2 \cdot 357 = 4,44$$

Гидравлическая мощность турбины, кВт:

$$N_r = P_3 \cdot Q \quad (3.14)$$

$$N_r = 4,44 \cdot 10^6 \cdot 0,024 = 106,56$$

Расчетный коэффициент полезного действия турбины:

$$\eta = \frac{N_p}{N_r} \quad (3.15)$$

$$\eta = \frac{96,9}{106,56} = 0,91$$

Далее проведем расчет для редукторного турбобура. Так как третья турбинная секция заменяется на редуктор, то число ступеней будет равно 238. Передаточное число редуктора $k = 3,69$.

Частота вращения вала, об/мин.:

$$n = \frac{462,86}{3,69} = 125,44$$

Расчетный крутящий момент редукторного турбобура с учетом передаточного числа, Н · м:

$$M_{кр} = M_{кр ст} \cdot z \cdot k \quad (3.16)$$

$$M_{кр} = 5,54 \cdot 238 \cdot 3,69 = 4865,34 \approx 4900$$

Таким образом, у нас обеспечивается крутящий момент редукторного турбобура 4800-5000 Н · м.

Тормозной момент турбобура, Н · м:

$$M_T = 4900 \cdot 2 = 9800$$

Полезная мощность турбины, кВт:

$$N_n = M_{кр} \cdot \frac{\omega}{3,69}$$

$$N_n = 4900 \cdot 13,13 = 64,337$$

Эффективный перепад давления, МПа:

$$P_3 = 1410 \cdot 2,97^2 \cdot 238 = 2,96$$

Гидравлическая мощность турбины, кВт:

$$N_r = 2,96 \cdot 10^6 \cdot 0,024 = 71,04$$

Расчетный коэффициент полезного действия турбины:

$$\eta = \frac{N_n}{N_r}$$

$$\eta = \frac{64,337}{71,04} = 0,91$$

Далее строим характеристики турбины графически при постоянном значении расхода жидкости 24л/с. Линию момента можно построить приближенно при помощи формулы Эйлера:

$$M_{кр} = \rho \cdot Q \cdot (u_{max} - u) \cdot \frac{D_{cp}}{2} \cdot z$$

где u_{max} – окружная скорость на холостом ходу.

$$u_{max} = V_z \cdot (ctg\alpha_1 + ctg\beta_2) \quad (3.17)$$

где α_1 – угол входа жидкости в статор;

β_2 – угол выхода жидкости из ротора.

Кривая строится по зависимости квадратичной параболы, проходящей через нуль в точках с координатами $u = 0$ и $u = u_{max}$. На холостом ходу $M_{кр} = 0$, так как $u = u_{max}$. В тормозном режиме $u = 0$.

Аналогично строится и кривая перепада давления по зависимости:

$$P_3 = \rho \cdot u^2 \cdot z$$

Построение диаграмм произвел в программе MathCAD 2000 Proffesional.

3.2 Расчет прогнозируемых показателей надежности модернизированного турбобура

Исходные данные:

нормативная наработка до отказа турбины 26/16,5-195, час $T_i:=250$

нормативная наработка до отказа новой турбины, час $T_m:=500$

| | |
|--|----------------|
| нормативная наработка до отказа шпинделя ЗТСШ, час | $T_{sh}:=100$ |
| нормативная наработка до отказа шпинделя ШС-195, час | $T_{shm}:=300$ |
| нормативная наработка до отказа опоры ОС-195, час | $T_o:=100$ |
| нормативная наработка до отказа опоры ПУМ-195, час | $T_{om}:=300$ |
| нормативная наработка до отказа долота, час | $T_d:=100$ |

В эксплуатации можем прогнозировать показатели надежности исходя из экспоненциального закона распределения этих показателей.

Интенсивность отказов оборудования в этом случае:

$$\lambda = \frac{1}{T} \quad (3.18)$$

Интенсивность отказов турбины 26/16,5-195:

$$\lambda_t = \frac{1}{250} = 0.004$$

Интенсивность отказов модернизированной турбины:

$$\lambda_{tm} = \frac{1}{500} = 0.002$$

Интенсивность отказов шпинделя ЗТСШ:

$$\lambda_{sh} = \frac{1}{100} = 0.01$$

Интенсивность отказов шпинделя ШС-195:

$$\lambda_{shm} = \frac{1}{300} = 0.003333$$

Интенсивность отказов опоры ОС-195:

$$\lambda_o = \frac{1}{100} = 0.01$$

Интенсивность отказов опоры ПУМ-195:

$$\lambda_{om} = \frac{1}{100} = 0.01$$

Интенсивность отказов турбобура ЗТСШ1-195 в целом будет складываться из интенсивности отказов составных частей:

$$\lambda_{tur} = \lambda_{sh} + \lambda_t + \lambda_o \quad (3.19)$$

Аналогично для модернизированного турбобура:

$$\lambda_{turm} = \lambda_{shm} + \lambda_{tm} + \lambda_{om} \quad (3.20)$$

Вероятность безотказной работы:

$$P(T) = e^{-\lambda \cdot T} \quad (3.21)$$

Вероятность отказа

$$Q(t) := 1 - P(t), \quad (3.22)$$

При эксплуатации турбобура ЗТСШ1-195 до выхода из строя долота его вероятность безотказной работы и вероятность отказа будет изменяться следующим образом (рисунок 3.2)

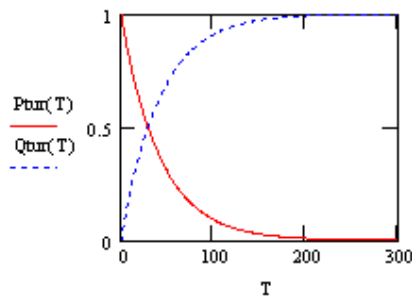


Рисунок 3.2 - Вероятность безотказной работы турбобура

При эксплуатации модернизированного турбобура до выхода из строя долота его вероятность безотказной работы и вероятность отказа будет изменяться следующим образом (рисунок 6.3)

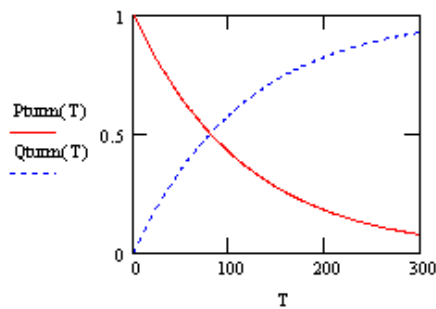


Рисунок 3.3 - Вероятность безотказной работы модернизированного турбобура

Функция плотности распределения:

$$f(T) = P(T) \cdot \lambda \quad (3.23)$$

Функция плотности распределения турбобура ЗТСШ1-195:

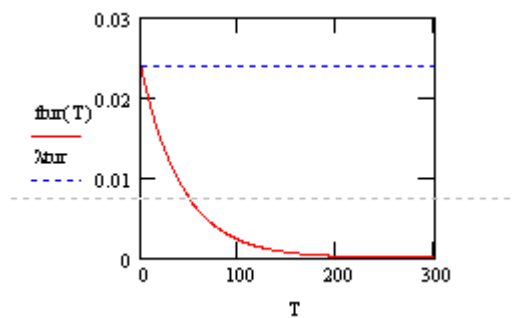


Рисунок 3.4 – Плотность распределения ЗТСШ1-195

Функция плотности распределения модернизированного турбобура:

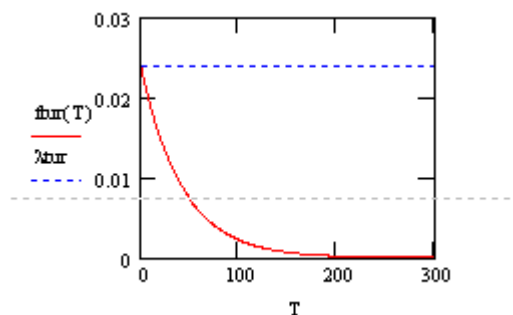


Рисунок 3.5 – Плотность распределения модернизированного турбобура

3.3 Экономическая часть

В бакалаврской работе рассматривается модернизация серийного трехсекционного турбобура ЗТСШ1-195 и редукторного турбобура ТРМ-195. Путем замены турбинной, шпindelной секций, осевых опор существенно повышаются эксплуатационные показатели турбобуров:

межремонтный период работы турбинных секций с турбиной ТВМ-195 составляет 450÷500 ч, что в 1,8÷2,5 раза превышает аналогичный показатель у турбинных секций с серийными турбинами;

у шпинделей ШС-195 устойчиво наблюдается 2÷3 кратное превышение показателей наработки на отказ по сравнению с серийными шпинделями;

осевые опоры ПУМ-195 устойчиво обеспечивают увеличение межремонтного срока службы до 200÷300 ч, что в 2÷3 раза превышает этот показатель серийных осевых резинометаллических опор в сопоставимых условиях бурения скважин.

Также новые модернизированные турбобуры позволяют:

перейти на низколитражный режим бурения;

применять среднеоборотные трехшарошечные долота повышенной износостойкости с герметизированными маслonaполненными опорами;

применять долота безопорного типа, вооружение которых представляет собой природные или синтетические, алмазные либо поликристаллические алмазосодержащие резцы;

повысить скорость проходки в 1,5-1,7 раза;

повысить производительность использования календарного времени за счет сокращения количества ремонтных работ.

По сравнению с традиционным бурением, низколитражный режим бурения дает возможность сократить расход бурового раствора в 1,5-2 раза, производится меньше отходов, режим промывки происходит от одного бурового насоса.

Для проведения модернизации потребуются следующие финансовые вложения:

1 Затраты на приобретение новых составных частей для замены исходных

Для модернизированного турбобура необходимы:

один комплект шпинделя ШС-195;

один комплект сменных стабилизаторов;

один комплект осевых опор ПУМ-195;

357 ступеней статор-ротор турбины ТВМ-195.

Таблица 3.1 – Стоимость составных частей

| Наименование продукции | Ед.изм. | Цена за ед.,руб |
|------------------------|--------------|-----------------|
| Шпиндель ШС-195 | комплект | 385000 |
| Сменные стабилизаторы | комплект | 240000 |
| Осевая опора ПУМ-195 | комплект | 65000 |
| Турбина ТВМ-195 | статор-ротор | 1500 |

Затраты на приобретение турбинной секции:

$$Z_{тс} = Ц_{ст} * n \quad (3.24)$$

где $Z_{тс}$ – затраты на приобретение турбинной секции, руб.;

$C_{ст}$ – цена 1 ступени статор-ротор, руб.;

n – количество ступеней, шт.

$$Z_{тс} = 357 * 1500 = 535500 \text{ руб.}$$

Общие затраты на составные части:

$$Z_{сч} = 385000 + 240000 + 65000 + 535500 = 1225500 \text{ руб.}$$

2 Затраты на транспортировку составных частей

Затраты на доставку составных частей найдем из выражения:

$$Z_{тр} = \Sigma M_{гр} * Z_{гр} \quad (3.25)$$

где $\Sigma M_{гр}$ – сумма массы всех доставляемых грузов, кг;

$C_{гр}$ – расценка стоимости транспортировки груза, руб./кг;

Общий вес необходимых грузов будет складываться из веса составных частей:

шпиндель ШС-195 весом 579 кг;

комплект сменных стабилизаторов весом 24 кг;

комплект осевых опор ПУМ-195 весом 108 кг;

357 ступеней статор-ротор турбины ТВМ-195 весом 1012 кг.

В данном случае принимаем общую расценку транспортировки сверхтяжелых грузов по трассе М53 по маршруту Москва-Красноярск равной 15 руб./кг.

$$Z_{тр} = (579 + 24 + 108 + 1012) * 15 = 25845 \text{ руб.}$$

3 Затраты на монтаж и сборку оборудования

Монтаж и сборку новых турбинных секций может осуществить ремонтная бригада в цехе ремонта в течение одной рабочей смены. Ремонтная бригада состоит из инженера и 4-х слесарей по ремонту.

Основная заработная плата инженера по ремонту 4 разряда

$$Z_{и} = T_{ч} * t \quad (3.26)$$

где $Z_{и}$ - основная заработная плата инженера по ремонту 4 разряда, р. ;
 $T_{ч}$ - часовая тарифная ставка, руб/ч;
 t – длительность смены, ч.

$$Z_{и} = 50 * 8 = 400 \text{ руб.}$$

Основная заработная плата слесарей по ремонту 3 разряда учитывая количество слесарей:

$$Z_{с} = 42 * 8 * 4 = 1344 \text{ руб.}$$

Дополнительная заработная плата инженера по ремонту 4 разряда:

$$Z_{ди} = \frac{Z_{и} * a_{д}}{100} \quad (3.27)$$

где $Z_{д}$ - дополнительная заработная плата инженера по ремонту 4 разряда, руб.;

$Z_{и}$ - основная заработная плата инженера по ремонту 4 разряда, руб.;

$a_{д}$ - норматив дополнительной заработной платы, %.

$$Z_{ди} = \frac{400 * 12}{100} = 48 \text{ руб.}$$

Дополнительная заработная плата слесарей по ремонту 3 разряда:

$$Z_{дс} = \frac{1344 * 12}{100} = 161,28 \text{ руб.}$$

Так как работа по обслуживанию турбобура проводится в экстремальных природно-климатических условиях Севера, то согласно Трудовому кодексу РФ, закону «О государственных гарантиях и компенсациях для лиц, работающих и проживающих в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях» и ряду других законодательных актов для таких граждан предусматриваются особые меры возмещения дополнительных материальных и физиологических затрат, то есть увеличение размера выплат на соответствующий коэффициент.

$$Z_{\text{сев}} = (Z_o + Z_d) * (k_p + k_c) \quad (3.28)$$

где $Z_{\text{сев}}$ – дополнительные выплаты, учитывающие работу в условиях Севера, руб.;

k_p – размер районного коэффициента;

k_c - размер северного коэффициента.

Для инженера по ремонту 4 разряда:

$$Z_{\text{сев инж}} = (400 + 48) * (0,3 + 0,3) = 268,8 \text{ руб.}$$

Для слесарей по ремонту 3 разряда:

$$Z_{\text{сев слес}} = (1344 + 161,28) * (0,3 + 0,3) = 903,17 \text{ руб.}$$

Отчисления страховых взносов во внебюджетные фонды:

$$O_c = \frac{(Z_o + Z_d + Z_{\text{сев}}) * a_c}{100} \quad (3.29)$$

где O_c - отчисления страховых взносов во внебюджетные фонды, р.;

Z_o - основная заработная плата, руб.;

Z_d - дополнительная заработная плата, руб.;

a_c - норматив страховых взносов во внебюджетные фонды, %.

Для инженера по ремонту 4 разряда:

$$O_{си} = \frac{(400 + 48 + 268,8) * 26}{100} = 186,37 \text{ руб.}$$

Для слесарей по ремонту 3 разряда:

$$O_{сс} = \frac{(1344 + 161,28 + 903,17) * 26}{100} = 626,20 \text{ руб.}$$

Общие затраты на заработную плату:

$$\begin{aligned} Z_{зп} &= (400 + 48 + 268,8 + 186,37) + (1344 + 161,28 + 903,17 + 626,20) \\ &= 3937,82 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Общие затраты на модернизацию составляют:

$$Z_{мод} = Z_{сч} + Z_{тр} + Z_{зп} \quad (3.30)$$

где $Z_{сч}$ – затраты на составные части, руб.;

$Z_{тр}$ – затраты на транспорт, руб.;

$Z_{зп}$ – затраты на заработную плату, руб.

$$Z_{мод} = 1225500 + 25845 + 3937,82 = 1255282,82 \text{ руб.}$$

Стоимость базового турбобура продукции компании «ВНИИБТ-Породоразрушающий инструмент» составляет 2100000 руб. Стоимость турбобура с учетом затрат на модернизацию составит, руб.:

$$C_{\text{пм}} = C_{\text{б}} + Z_{\text{мод}} \quad (3.31)$$

где $C_{\text{пм}}$ - стоимость турбобура после модернизации, руб.;

$C_{\text{б}}$ - цена базового турбобура, руб.;

$Z_{\text{мод}}$ – затраты на модернизацию турбобура, руб.

$$C_{\text{пм}} = 2100000 + 1255282,82 = 3355282,82 \text{ руб.}$$

Экономические выгоды от модернизации следующие:

гарантированное увеличение наработки на отказ в 2-3 раза;

сокращение количества бурового раствора в 1,5-2 раза;

Увеличение механической скорости бурения;

сокращение числа ремонтных работ;

сокращение числа одновременно работающих насосов.

Таблица 3.2 – Количество бурового раствора на интервал

| Бурение под интервал от 560 до 1700 м диаметром 245мм. | | | |
|--|--------------|----------------|-----------------|
| Хим.реагент | Масса, тонн. | Цена, руб/тонн | Стоимость, руб. |
| Глино-порошок | 61,438 | 749,00 | 46 017,06 |
| КМЦ-600 | 0,52 | 46 920,00 | 24 398,40 |
| Едкий калий | 0,3224 | 21 300,00 | 6 867,20 |
| Пац-Н | 1,274 | 18 300,00 | 23 314,20 |
| Политал | 3,172 | 11 400,00 | 36 160,80 |
| ПЭС-1 | 0,624 | 27 800,00 | 17 347,20 |
| Алюмосиликатные квасцы | 3,172 | 9 200,00 | 29 182,40 |
| Вода | 205,504 | 0,00 | 0,00 |
| Графит | 5,59 | 12 000,00 | 67 080,00 |
| Итого: | 76,1124 | | 250 367,18 |

Увеличение наработки на отказ даст возможность гарантированно использовать один модернизированный турбобур в течение всего периода бурения вместо двух турбобуров исходной сборки. Экономия затрат в этом случае составит, руб.:

$$\mathcal{E}_{\text{но}} = 4200000 - 3355282,82 = 844717,18 \text{ руб.}$$

Экономическую выгоду от сокращения количества бурового раствора рассмотрим на конкретном примере расхода количества реагентов на интервал бурения Байкаловской скважины.

Исходное количество бурового раствора сокращаем минимально в 1,5 раза, следовательно и затраты.

$$\mathcal{E}_{\text{бр}} = 250367,18 - 250367,18 \div 1,5 = 83455,73 \text{ руб.}$$

Модернизация турбобура также дает возможность повысить механическую скорость проходки по крайней мере в 1,5-1,8 раза.

Затраты на бурение Байкаловской скважины составили 573873 руб. В течении времени бурения 84,1 суток. Исходя из того, что механическая скорость проходки увеличивается минимум в 1,5 раза, минимальная экономия на бурение будет в 1,5 раза.

$$\mathcal{E}_{\text{мех}} = 573873 - 573873 \div 1,5 = 191291 \text{ руб.}$$

Количество ремонтных работ сокращается втрое, так как наработка на отказ сменных деталей увеличивается в 3 раза. Ремонт оборудования сводится к замене непригодных сменных деталей. Затраты на заработную плату остаются такими же, как и на сборку и монтаж оборудования.

Таблица 3.3 – Стоимость сменных деталей

| Наименование продукции | Ед.изм. | Цена за ед.,руб |
|-------------------------|--------------|-----------------|
| Шпиндель ЗТСШ1-195 | комплект | 175000 |
| Осевая опора ОС1-195/95 | комплект | 30250 |
| Турбина 26/16,5-195 | статор-ротор | 715 |

Количество ступеней турбины 357 штук.

Затраты на приобретение турбинной секции 26/16,5-195:

$$З_{тс} = 357 * 715 = 255255 \text{ руб.}$$

Общие затраты на сменные детали турбобура ЗТСШ1-195:

$$З_{сд} = 175000 + 30250 + 255255 = 460505 \text{ руб.}$$

Общие затраты на сменные детали модернизированного турбобура:

$$З_{сдм} = 385000 + 65000 + 535500 = 985500 \text{ руб.}$$

Экономия от сокращения числа ремонтных работ:

$$Э_p = 460505 * 3 - 985500 = 396015 \text{ руб.}$$

Бурение при низколитражном режиме ведется одним буровым насосом вместо двух. Соответственно, сокращается число силовых агрегатов.

Количество дизельного топлива

$$M_{дт} = M_c \cdot H_{дн} \quad (3.32)$$

где M_c – суточный расход ДТ, т/сутки;

$N_{дн}$ - количество дней бурения.

$$M_{дт} = 2,89 \cdot 84,1 = 243,05 \text{ тонн}$$

Количество смазочного материала

$$M_{см} = M_c \cdot N_{дн} \quad (3.33)$$

где M_c – суточный расход смазочного материала, т/сутки;

$$M_{см} = 0,211 \cdot 84,1 = 17,75 \text{ тонн}$$

Таблица 3.4 – Расход на ГСМ

| Вид ГСМ: | Масса, тонн. | Цена руб/тонн | Стоимость |
|--------------|--------------|---------------|-------------------|
| Диз.топливо | 243,05 | 19 550,00р. | 4 751 627,50 руб. |
| Масло М-10ДМ | 17,75 | 20 800,00р. | 369 200,00 р. |
| ИТОГО: | 260,80 | | 5120827,50р. |

Экономия от сокращения числа ДВС составит 5120827,50 руб. так как используем один силовой агрегат вместо двух.

Суммарная экономия средств составляет:

$$\begin{aligned} \mathcal{E} &= 845439,72 + 83455,73 + 191291 + 396015 + 5120827,50 \\ &= 6637028,95 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Так как полученная экономия за период бурения 84,1 суток, то экономия за один месяц составляет:

$$\mathcal{E}_{\text{мес}} = 6637028,95 * 30 \div 84,1 = 2367548,97 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости данной модернизации:

$$T_{\text{ок}} = \frac{Z_{\text{мод}}}{\mathcal{E}_{\text{мес}}} \quad (3.34)$$

где $T_{\text{ок}}$ – срок окупаемости, лет;

$Z_{\text{мод}}$ – затраты на модернизацию, руб.;

$\mathcal{E}_{\text{мес}}$ – экономия за один месяц, руб.;

$$T_{\text{ок}} = \frac{1255282,82}{2367548,97} = 0,53 \text{ мес} = 0,044 \text{ года}$$

Короткий срок окупаемости с учетом всей суммы эффекта и суммарная экономия в 6637028,95 руб. демонстрирует целесообразность данной модернизации.

4 Проектирование

4.1 Обоснование изменения

Долгое время применение турбинного способа занимало около восьмидесяти процентов от общего объёма проходки. Известные плюсы турбинного бурения заключались в значительном повышении скорости бурения по сравнению с остальными способами, а также в значительной экономии затрат на дорогостоящие высокопрочные бурильные и утяжеленные трубы.

Сегодня Россия является единственной страной, продолжающей обширно использовать свой парк турбобуров. Хотя конструкции серийных турбобуров, были разработаны около сорока лет назад, и они практически не модернизировались. Т.к. переход на другую технологию бурения требует больших затрат, рациональнее модернизировать то, что в наличии под новые технологии.

Применение комплексного подхода по апгрейду турбобуров с использованием новых турбин – это то направление научных разработок, которое может дать нужный рост скорости проходки скважин, и снизить время строительства.

В последнее время произошли большие изменения экономических, технических условий, использования турбобуров. Возникли новые более результативные типы долот, которые требуют иных параметров работы. Также существенно возросли показатели надёжности и долговечности винтовых забойных двигателей, которые являются главными конкурентами турбобуров. Если не предпринять меры по технической модернизации турбобуров, то объёмы использования реактивно-турбинного бурения могут значительно сократиться.

Опыт развития турбобуров и их конструкций указывает на то, что потенциал данного вида бурения еще не иссяк. Целевая модернизация серийно

выпускаемых турбобуров, позволит увеличить технико-экономические и технологические показатели строительства скважин.

Таким образом, тема дипломной работы является актуальной, посвящена целевой модернизации серийно выпускаемых турбобуров, внедрение которой дает возможность провести техническое перевооружение турбинного бурения, повысить его эффективность, улучшить технико-экономические показатели строительства скважин.

4.2 Принятие изменения

Целью данной дипломной работы является целевая модернизация серийно выпускаемых турбобуров, внедрение которой дает возможность провести техническое перевооружение турбинного бурения.

Методом патентно-информационного обзора рассмотрены авторские свидетельства, наиболее подходящие для апгрейда оборудования.

Техническая модернизация конструкций серийных турбобуров.

Обновления морально устаревшего парка забойных двигателей.

Комплексный подход к оптимизации технологического процесса.

Переход на низколитражный режим бурения.

Работа с низкооборотными и среднеоборотными долотами.

Работа с низкооборотными и среднеоборотными алмазными долотами.

4.3 Вывод

В результате анализа достижений научно-технического прогресса и практики турбинного бурения доказана актуальность и возможность реализации низколитражного режима бурения, работы с низкооборотными и среднеоборотными долотами, также была проведена комплексная модернизация турбобуров ЗТСШ1-195 и ТРМ-195 для обеспечения оптимальных энергетических и эксплуатационных характеристик.

Выявлена экономическая эффективность данной модернизации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя в трёх томах / В. И. Анурьев – М: Машиностроение, 1979 год – 1864с;
- 2 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы, Учебник для вузов. - М.: Недра, 1988 - 501с. 3. Коваленко В.И., Холодов А.Н. Оборудование для очистки и приготовления буровых растворов. - М.: Недра 1992 - 74с;
- 3 Булатов А.И. Пеньков А.И. Проселков Ю.И. Справочник по промывке скважин. Справочное пособие – М.: Недра, 1984 год – 317 с.;
- 4 Лобкин А.Н. Обслуживание и ремонт буровых установок: Учебное пособие для учащихся профтехобразования и рабочих на производстве. - М.: Недра, 1985. - 320с.;
- 5 Ильский А. Л. Буровые машины и механизмы / А. Л. Ильский – М: Недра, 1880 год – 391с.;
- 6 Ильский А.Л. Миронов Ю.В. Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учеб.Пособие для вузов. - М: Недра, 1985 - 452с.
- 7 Муравенко В.А. Муравенко А.Д. Буровые машины и механизмы в двух томах. Справочно-информационное издание – М: Недра, 2002 год – 520 с;
- 8 Макушкин, Д.О. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов./Д.О. Макушкин.- Красноярск:ИПЦ КГТУ, 2005;
- 9 Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко – Киев: Нукова Думка – 1975год – 704с;
- 10 Симонянц С.Л. Проблемы модернизации турбинного бурения. Тюмень: Вектор-Бук, 2003. 136 с.
- 11 Иоанесян Ю.Р., Попко В.В., Симонянц С.Л. Конструкции и характеристики современных турбобуров. М.: ВНИИОЭНГ, 1986 год- 52 с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

институт

«Технологических машин и оборудования нефтегазового комплекса»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Э.А. Петровский

подпись инициалы, фамилия

« 06 » июня 2017г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

21.03.01 - Нефтегазовое дело

21.03.01.07 - Эксплуатация и обслуживание технологических объектов
нефтегазового производства

Повышение эксплуатационных характеристик турбобура

Руководитель



доцент, к.т.н.
должность, ученая степень

А.К. Данилов
инициалы, фамилия

Выпускник


подпись, дата

Р.Е. Чесноков
инициалы, фамилия

Красноярск 2017